

ATZ/MTZ-Fachbuch

Michael Trzesniowski

# Rennwagen- technik

Grundlagen · Konstruktion ·  
Komponenten · Systeme

*4. Auflage*

 Springer Vieweg

---

## **ATZ/MTZ-Fachbuch**

Die komplexe Technik heutiger Kraftfahrzeuge und Motoren macht einen immer größer werdenden Fundus an Informationen notwendig, um die Funktion und die Arbeitsweise von Komponenten oder Systemen zu verstehen. Den raschen und sicheren Zugriff auf diese Informationen bietet die regelmäßig aktualisierte Reihe ATZ/MTZ-Fachbuch, welche die zum Verständnis erforderlichen Grundlagen, Daten und Erklärungen anschaulich, systematisch und anwendungsorientiert zusammenstellt.

Die Reihe wendet sich an Fahrzeug- und Motoreningenieure sowie Studierende, die Nachschlagbedarf haben und im Zusammenhang Fragestellungen ihres Arbeitsfeldes verstehen müssen und an Professoren und Dozenten an Universitäten und Hochschulen mit Schwerpunkt Kraftfahrzeug- und Motorentechnik. Sie liefert gleichzeitig das theoretische Rüstzeug für das Verständnis wie auch die Anwendungen, wie sie für Gutachter, Forscher und Entwicklungingenieure in der Automobil- und Zuliefererindustrie sowie bei Dienstleistern benötigt werden.

---

Michael Trzesniowski

# Rennwagentechnik

Grundlagen, Konstruktion, Komponenten,  
Systeme

4., überarbeitete und erweiterte Auflage

Mit 1202 Abbildungen und 117 Tabellen



**Springer Vieweg**

Michael Trzesniowski  
Studiengang Fahrzeugtechnik  
FH Joanneum  
Graz, Österreich

ISBN 978-3-658-04918-8  
DOI 10.1007/978-3-658-04919-5

ISBN 978-3-658-04919-5 (eBook)

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnetet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Springer Vieweg  
© Springer Fachmedien Wiesbaden 2008, 2010, 2012, 2014  
Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier.

Springer Vieweg ist eine Marke von Springer DE. Springer DE ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media  
[www.springer-vieweg.de](http://www.springer-vieweg.de)

---

## Vorwort

Der Rennsport hat schon immer eine Faszination auf Techniker wie auf Laien gleichermaßen ausübt, wenn vielleicht auch mit anderen Sichtweisen. Auf jeden Fall steht eines im Vordergrund: Das Ausloten des menschlich und physikalisch Machbaren. Für Techniker ist die Suche nach dem Optimum faszinierend und wichtig zugleich, auch wenn es nicht (gleich) erreichbar ist. Kennt man zumindest die richtige Richtung, kann man die Weichen einer Entwicklung zukunftsträchtig stellen. In dem Zusammenhang war eine Publikation für mich richtungweisend, bei der in einer Grafik eine Bauteilauslegung in unterschiedliche Bereiche gegliedert war. Weit abgerückt von den Serienteilen hob sich ein Bereich hervor, der mit „Vorausentwicklung/Forschung und Rennsport“ zusammengefasst war. Das, was heute als Extrembeispiel versucht wird, kann morgen als Serienlösung aufgegriffen werden. Im Rennsport wird losgelöst vom Serienalltag versucht, eine Lösung auf technische Problemstellungen zu finden. Allerdings nicht irgendeine Lösung, sondern eine herausragende, eine, die einen Wettbewerbsvorteil gegenüber den Gegnern verschafft. Faszinierend ist auch, mit welchem Einsatz die Beteiligten dabei vorgehen. Vergleichsweise kleine Abteilungen schaffen in verblüffend kurzer Zeit Motoren, Rahmen, ja ganze Fahrzeuge, die noch dazu konkurrenzfähig sind.

Natürlich wird die Entwicklung dabei stark vom Reglement vorgegeben. Langstreckenrennen und Rallyes sind auf Grund der Anforderungen näher an Serienlösungen angesiedelt als Sprintbewerbe auf der Rundstrecke.

Wenn Beispiele aus der Formel 1 an verschiedenen Stellen in diesem Buch auftauchen, dann deshalb, weil diese Rennserie zumindest in Europa den Gipfel an finanziellem sowie personellem Aufwand darstellt und so zumindest im mittlerweile eng gesteckten Rahmen ihres Reglements das derzeit Machbare darstellt. Diese Beispiele sollen aber nicht die Leistungen von anderen Rennsportklassen schmälern, die mitunter mit wenigen freiwilligen Helfern manchmal nur unter Einsatz von Privatmitteln vergleichsweise Beachtliches auf die Räder stellen. Hier wird fehlendes Budget durch ansteckende Begeisterung ausgeglichen. Ich möchte mich auch bei all diesen Teams bedanken, die sich bereitwillig die Zeit genommen haben und mir einen offenen, ungehinderten Zugang zu ihrer Technik ermöglicht haben.

Dieses Buch soll das Wissen interessierter Laien erweitern, so dass sie beim nächsten Rennbesuch die Fahrzeuge mit anderen Augen betrachten können und im Fahrerlager bei leidenschaftlichen Gesprächen über den Wagen mitdiskutieren können. Weil nicht jede vorkommende Fachvokabel geläufig sein kann, gibt es einen Anhang mit Erläuterungen zu wichtigen Ausdrücken.

Dieses Buch ist aber auch für Studierende einer technischen Fachrichtung ebenso gedacht wie für bereits berufstätige Ingenieure, die ihr Wissen in den Rennsportbereich ausweiten wollen. Deshalb werden an wesentlichen Stellen auch physikalische Hintergründe samt einfachen Gleichungen dargelegt.

Zahlreiche dankende und ermunternde Leserzuschriften bestätigen, dass diese Ziele erreicht wurden. Viele Vorschläge für Verbesserungen und Ergänzungen sind in die vorliegende 4. Auflage eingeflossen.

In dieser Auflage war es an der Zeit die Erstellung eines Setups und die Entwicklung eines Rennfahrzeugs näher zu betrachten. Damit wird versucht die Frage zu beantworten, die sich unweigerlich stellt, wenn ein Wagen fertig konstruiert und gebaut worden ist: Wie wird aus diesem Gebilde nun ein konkurrenzfähiges Rennfahrzeug, das das Potential aller Reifen ausschöpft? Die gängigen Werkzeuge und Prüfeinrichtungen werden beschrieben und erläutert. Des Weiteren wurde die Simulation als Bindeglied zwischen Theorie und Praxis aufgenommen. Erforderliche Gleichungen wurden auch an passender Stelle in den einzelnen Kapiteln erweitert, so dass der umfassende Zusammenhang aufrecht bleibt.

Der Motorsport befindet sich zurzeit in einer politisch getriebenen Phase des Umbruchs. Die Hybridisierung wird weiter vorangetrieben und es gibt sogar bereits eine rein elektrische Formel-Serie. Die physikalischen Grundlagen dafür wurden bereits mit der vorigen Auflage aufgenommen. Auf eine Ergänzung durch eine detaillierte Darstellung der aktuellen Lösung in der Formel 1 wurde bewusst verzichtet, weil in diesem Werk nur bewährte Lösungen exemplarisch dargestellt werden sollen, bei denen großes Erfahrungswissen vorliegt.

Ich wünsche allen Leserinnen und Lesern, dass sie bei der Lektüre wesentliche Impulse für Studium, Beruf und/oder Freizeit aus dem vorliegenden Werk erhalten, sei es weil sie ein Fahrzeug konstruieren, eines bauen oder weil sie neugierig betrachten.

Graz, im Frühjahr 2014

Michael Trzesniowski

---

# Inhaltsverzeichnis Contents

<b>Abkürzungen, Formelzeichen und Einheiten <i>List of Symbols and Units</i></b> . . . . .	XIII
<b>A Einleitung <i>Introduction</i></b> . . . . .	1
1 Arten von Rennfahrzeugen <i>Types of Race Cars</i> . . . . .	1
2 Vergleich Rennsport-Serie <i>Comparison Racing vs. Mass Production</i> . . . . .	8
3 Entwicklungsablauf <i>Development Process</i> . . . . .	11
Literatur . . . . .	14
<b>B Fahrzeugkonzept <i>Vehicle Concept</i></b> . . . . .	15
1 Entwicklungsablauf <i>Development Process</i> . . . . .	15
2 Auslegungsbereiche <i>Layout Sections</i> . . . . .	16
3 Konzeptmerkmale <i>Concept Characteristic</i> . . . . .	18
3.1 Aggregatlage und Antriebskonzept <i>Engine Position and Drive Layout</i> . . . . .	19
3.2 Konzeptvergleich <i>Concept Comparison</i> . . . . .	22
4 Konzeptionierung Gesamtfahrzeug <i>Layout of Overall Vehicle</i> . . . . .	39
5 Allgemeine Konstruktionsprinzipien beim Entwerfen <i>Principles of Embodiment Design in General</i> . . . . .	43
6 Werkstoffe <i>Materials</i> . . . . .	56
6.1 Übersicht gängiger Werkstoffe . . . . .	56
6.2 Werkstoffvergleich <i>Material Comparison</i> . . . . .	59
6.3 Werkstoffwahl <i>Material Selection</i> . . . . .	60
7 Kosten <i>Costs</i> . . . . .	62
Literatur . . . . .	64
<b>C Sicherheit <i>Safety</i></b> . . . . .	67
1 Fahrzeugaufbau <i>Vehicle Construction</i> . . . . .	67
2 Schalter <i>Switches</i> . . . . .	71
3 Schutzeinrichtungen <i>Protecting Device</i> . . . . .	72
4 Prüfungen <i>Tests</i> . . . . .	84
Literatur . . . . .	88
<b>D Cockpit <i>Cockpit</i></b> . . . . .	89
1 Konzept <i>Layout</i> . . . . .	89
2 Fahrerposition <i>Driver's Posture</i> . . . . .	92
3 Sitz <i>Seat</i> . . . . .	96
4 Lenkrad <i>Steering Wheel</i> . . . . .	99
4.1 Lage des Lenkrades <i>Position of Steering Wheel</i> . . . . .	99
4.2 Lenkradabmessungen und Ausführungen <i>Steering Wheel, Dimensions and Types</i> . . . . .	100
5 Fußhebelwerk und Pedale <i>Bracketry and Pedals</i> . . . . .	103

---

6	Schaltung <i>Gear Linkage</i>	113
7	Armaturenbrett <i>Dashboard</i>	116
8	Rückhaltesysteme <i>Restraint Systems</i>	116
9	Beispiele <i>Examples</i>	122
	Literatur	124
<b>E</b>	<b>Aerodynamik <i>Aerodynamics</i></b>	125
1	Einleitung <i>Introduction</i>	125
2	Luftwiderstand <i>Aerodynamic Drag</i>	128
3	Abtrieb <i>Downforce</i>	136
4	Flügelberechnung <i>Calculation of Wings</i>	163
5	Luftleitelemente <i>Deflector Devices</i>	167
6	Wärmeabfuhr und Entlüftung <i>Heat Removal and Ventilation</i>	170
7	Auslegung und Abstimmung <i>Dimensioning and Setup</i>	177
	Literatur	183
<b>F</b>	<b>Außenhaut <i>Bodywork</i></b>	185
1	Begriffe <i>Terms</i>	185
2	Anforderungen <i>Requirements</i>	185
3	Gestaltung <i>Design</i>	187
4	Werkstoffe <i>Materials</i>	197
	Literatur	197
<b>G</b>	<b>Reifen und Räder <i>Tyres and Wheels</i></b>	199
1	Begriffe <i>Terms</i>	200
2	Reifen <i>Tyres</i>	206
2.1	Anforderungen <i>Requirements</i>	206
2.2	Grundlagen <i>Basics</i>	207
2.3	Einfluss auf das Fahrverhalten <i>Influence on Driving Behaviour</i>	209
2.4	Wahl der Reifengröße <i>Choosing of Wheels</i>	234
2.5	Reifendaten <i>Specifications</i>	236
2.6	Reifenarten <i>Types of Tyres</i>	236
2.7	Ventil <i>Valve</i>	237
3	Räder <i>Wheels</i>	237
3.1	Anforderungen <i>Requirements</i>	237
3.2	Bezeichnungen von Rädern <i>Designation of Wheels</i>	239
3.3	Arten von Rädern <i>Types of Wheels</i>	241
3.4	Wahl der Radgröße <i>Choosing of Tyres</i>	244
4	Radbefestigung <i>Wheel Mounting</i>	245
	Literatur	252
<b>H</b>	<b>Fahrwerk <i>Suspension</i></b>	255
1	Funktion <i>Function</i>	255
2	Begriffe und kinematische Größen <i>Terms</i>	259
2.1	Begriffe	259
2.2	Entwicklungsziele <i>Design Goals</i>	273
3	Teile der Radaufhängung <i>Parts of a Suspension</i>	286
3.1	Radaufnehmende Elemente <i>Wheel Carrying Elements</i>	286
3.2	Verbindungsglieder <i>Linkage</i>	287
3.3	Gelenke <i>Joints</i>	289

3.4 Radlager <i>Wheel Bearing</i> . . . . .	292
3.5 Berechnung <i>Calculation</i> . . . . .	306
4 Federung <i>Springs</i> . . . . .	308
5 Dämpfer <i>Damper</i> . . . . .	320
5.1 Schwingungen <i>Oscillations</i> . . . . .	320
5.2 Schwingungsdämpfer <i>Dampers, Shock Absorbers</i> . . . . .	325
6 Stabilisatoren <i>Stabilisers, Anti Roll Bars, AE: Sway Bars</i> . . . . .	345
6.1 Berechnung <i>Calculation</i> . . . . .	348
6.2 Gestaltung von Stabilisatoren <i>Design of Anti Roll Bars</i> . . . . .	354
6.3 Beispiele von Stabilisatoren <i>Examples of Anti Roll Bars</i> . . . . .	359
7 Bauformen von Achsen <i>Types of Suspensions</i> . . . . .	361
7.1 Doppelquerlenkerachse <i>Double Wishbone Suspension</i> . . . . .	363
7.2 Bauteile von Doppelquerlenkerachsen <i>Parts of Double Wishbone Axles</i> . . . . .	371
7.3 McPherson-Achse <i>McPherson Axle</i> . . . . .	406
7.4 Starrachse <i>Beam Axle</i> . . . . .	408
8 Beispiele von Radaufhängungen von Rennfahrzeugen <i>Examples of Race Car Suspensions</i> . . . . .	409
9 Daten <i>Data</i> . . . . .	414
Literatur . . . . .	415
 <b>I Bremsanlage <i>Braking System</i></b> . . . . .	417
1 Allgemeines <i>General</i> . . . . .	417
2 Anforderungen an Bremsanlagen <i>Brake System Requirements</i> . . . . .	419
3 Physikalische Grundlagen <i>Physical Basics</i> . . . . .	419
4 Bremsenbauarten und Anordnungen <i>Brake Constructions And Arrangements</i> . . . . .	431
5 Kennwerte <i>Parameters</i> . . . . .	433
6 Bauteile von Bremsanlagen <i>Parts of Braking Systems</i> . . . . .	438
7 Bremseneinbau <i>Brake Installation</i> . . . . .	461
8 Auslegungskriterien von Bremsanlagen <i>Dimensioning Criterions</i> . . . . .	463
9 Normen <i>Standards</i> . . . . .	463
Literatur . . . . .	464
 <b>J Lenkung <i>Steering</i></b> . . . . .	465
1 Anforderungen <i>Requirements</i> . . . . .	465
2 Auslegung <i>Terms</i> . . . . .	467
2.1 Lenkwinkel, Spurdifferenzwinkel <i>Steer Angle, Ackermann Angle</i> . . . . .	467
2.2 Kenngrößen der Lenkgeometrie <i>Parameters of Steering Geometry</i> . . . . .	472
2.3 Lenkubersetzung <i>Steering Ratio</i> . . . . .	478
2.4 Lenkunterstützung <i>Steering Assistance</i> . . . . .	481
3 Lenkwanne <i>Steering Shaft</i> . . . . .	482
4 Lenkgetriebe <i>Steering Gear</i> . . . . .	489
5 Übertragungseinrichtung und Achslager <i>Transmitting Devices And Axle Bearing</i> . . . . .	498
6 Lenkungsschwingungen <i>Shimmy (Vibrations of the Steering System)</i> . . . . .	512
7 Allradlenkung <i>Four Wheel Steering</i> . . . . .	513
Literatur . . . . .	514

---

<b>K</b>	<b>Getriebeauslegung <i>Transmission Calculation</i></b>	515
1	Leistungsbedarf <i>Power Demand</i>	515
2	Getriebeplan und Zugkraftdiagramm <i>Tractive Effort-Speed Characteristics</i>	523
3	Antriebsstrang Übersicht <i>Drivetrain Overview</i>	531
4	Übersetzungen <i>Gear Ratios</i>	532
	Literatur	543
<b>L</b>	<b>Rennmotoren <i>Competition Engines</i></b>	545
1	Grundlagen <i>Fundamentals</i>	545
2	Motorenwahl <i>Choice of Engine</i>	555
3	Verluste <i>Losses</i>	562
4	Baugruppen <i>Modules</i>	567
4.1	Zylinderkopf <i>Cylinder Head</i>	569
4.2	Ventiltrieb <i>Valve Train</i>	586
4.3	Kurbeltrieb <i>Cranktrain</i>	597
4.4	Kurbelgehäuse <i>Crankcase</i>	612
4.5	Ansauganlage <i>Induction System</i>	615
4.6	Abgasanlage <i>Exhaust System</i>	644
4.7	Schmierölversorgung <i>Lubrication System</i>	651
4.8	Kühlung <i>Cooling System</i>	657
5	Besonderheiten von Rennmotoren <i>Specialities</i>	663
6	Betriebsstoffe <i>Fuels, Coolants and Lubricants</i>	665
6.1	Kraftstoffe <i>Fuels</i>	665
6.2	Schmierstoffe <i>Lubricants</i>	667
6.3	Kühlflüssigkeit <i>Coolant</i>	667
7	Beispiele von Motoren <i>Examples of Engines</i>	668
	Literatur	674
<b>M</b>	<b>Antriebsstrang <i>Drive Line</i></b>	677
1	Funktion <i>Function</i>	677
2	Kupplung <i>Clutch</i>	682
2.1	Kupplungsbauarten <i>Types of Clutches</i>	683
2.2	Auswahl der Kupplungsgröße <i>Choice of Clutch Size</i>	693
2.3	Kupplungsbetätigung <i>Clutch Actuation</i>	695
3	Getriebe <i>Gearbox</i>	699
3.1	Schaltgetriebe <i>Mechanical Gearbox</i>	702
3.2	Stufenlosgetriebe (CVT) <i>Continous Variable Transmission</i>	731
3.3	Achsgetriebe <i>Final Drive</i>	732
4	Differenzial <i>Differential</i>	735
4.1	Beeinflussbare Differenziale <i>Controlable Differentials</i>	739
5	Wellen <i>Shafts</i>	747
5.1	Antriebswellen <i>Prop(eller) Shafts AE: Drive Shafts</i>	748
5.2	Seitenwellen <i>Half Shaft, AE: Axle Shafts</i>	755
5.3	Wellengelenke <i>Universal Joints</i>	758
6	Allradantrieb <i>All Wheel Drive</i>	769
6.1	Grundlagen <i>Basics</i>	769
6.2	Renneinsatz <i>Racing</i>	772
6.3	Bauformen <i>Types</i>	773
7	Elektronische Fahrhilfen <i>Electronic Driver Aids</i>	775

---

8	Hybridantriebe <i>Hybrid Drives</i>	780
9	Elektroantriebe <i>e-Drive</i>	801
9.1	Grundlagen <i>Fundamentals</i>	801
9.2	Antriebskonfigurationen <i>Layouts of Drive Lines</i>	803
9.3	Motoren <i>Motors</i>	804
9.4	Energiespeicher <i>Energy Storage System</i>	819
9.5	Laden <i>Charging</i>	832
9.6	Leistungselektronik <i>Power Electronics</i>	833
9.7	Sicherheit <i>Safety</i>	836
10	Beispiele <i>Examples</i>	841
	Literatur	841
N	<b>Kraftstoffsystem <i>Fuel System</i></b>	845
1	Anforderungen und Übersicht <i>Requirements and Overview</i>	845
2	Kraftstofftank <i>Fuel Tank</i>	847
2.1	Größe <i>Size</i>	847
2.2	Anordnung <i>Arrangement</i>	848
2.3	Bauformen <i>Designs</i>	849
3	Anschlüsse <i>Connections</i>	852
4	Kraftstoffpumpe <i>Fuel Pump</i>	856
	Literatur	858
O	<b>Rahmen <i>Chassis</i></b>	859
1	Anforderungen <i>Requirements</i>	859
2	Bauarten <i>Types</i>	860
2.1	Gitterrohrrahmen <i>Tubular Spaceframe</i>	860
2.2	Kastenrahmen <i>Sheet Metal Monocoque</i>	877
2.3	Monocoques aus Faserverbundwerkstoffen <i>Composite Monocoque Chassis</i>	892
3	Festigkeit <i>Strength</i>	903
4	Anbauteile <i>Add-on Parts</i>	906
	Literatur	911
P	<b>Elektrik <i>Electrical System</i></b>	913
1	Verkabelung Übersicht <i>Wiring Overview</i>	913
2	Batterie <i>Battery</i>	915
3	Generator <i>Alternator</i>	916
4	Leitungen und Verbindungen <i>Leads and Connectors</i>	917
5	Schalter <i>Switches</i>	921
6	Schaltplan <i>Circuit Diagram</i>	922
	Literatur	923
Q	<b>Abstimmung und Entwicklung <i>Set-up and Development</i></b>	925
1	Einleitung <i>Introduction</i>	925
2	Einflussfaktoren <i>Influencing Factors</i>	926
2.1	Massenreduktion <i>Mass Reduction</i>	926
2.2	Getriebeabstufung <i>Gearing</i>	927
2.3	Fahrwerkabstimmung <i>Chassis Tuning</i>	927
2.4	Aerodynamik <i>Aerodynamics</i>	930
2.5	Motorabstimmung <i>Engine Tuning</i>	931
2.6	Grobabstimmung <i>Coarse Set-Up</i>	932

3	Abstimmung <i>Setup</i> . . . . .	933
3.1	Geometrisches-Setup <i>Geometric Setup</i> . . . . .	936
3.2	Basis-Setup <i>Basic Setup</i> . . . . .	939
3.3	Strecken-Setup <i>Track Setup</i> . . . . .	943
4	Entwicklung <i>Development</i> . . . . .	951
4.1	Einwicklungsziele <i>Development Targets</i> . . . . .	951
4.2	Besondere Entwicklungsziele . . . . .	958
4.3	Entwicklungswerzeuge <i>Development Tools</i> . . . . .	963
	Literatur . . . . .	1020
	<b>Anhang – Glossar <i>Glossary</i></b> . . . . .	1023
	<b>Sachwortverzeichnis <i>Index</i></b> . . . . .	1037

---

# **Abkürzungen, Formelzeichen und Einheiten**

## **List of Symbols and Units**

Im Text angeführte Gleichungen sind im Allgemeinen Größengleichungen. Die Größen können dabei in beliebigen Einheiten eingesetzt werden, vorzugsweise in den SI-Einheiten (Meter-Kilogramm-Sekunden-System). Die Einheit der auszurechnenden Größe ergibt sich dann aus den gewählten Einheiten der Variablen. Manchmal sind auch die in der Praxis gängigen Zahlenwertgleichungen angeführt. Bei diesen stimmt die Gleichung nur, wenn diese mit den angegebenen Einheiten gerechnet wird. Die Einheit der Ergebnisgröße wird demnach im Text ebenfalls angeführt.

---

### **Geometrische Punkte Geometric Points**

<i>Bo</i>	Wagenkastenschwerpunkt <i>body centre of gravity</i>
<i>C</i> bis <i>G</i>	allg. Bezugspunkte <i>reference points, in general</i>
<i>M</i>	Mittelpunkt <i>centre point</i>
<i>O</i>	Nickpol <i>pitch centre</i>
<i>P</i>	Wank- bzw. Rollpol <i>Roll centre</i>
<i>Q</i>	Mitte des Antriebsgelenks <i>centre of driving joint</i>
<i>Ro</i>	Wank- bzw. Rollzentrum <i>roll centre</i>
<i>T</i> und <i>U</i>	Spurstangen- und Gestänge-Gelenkpunkte <i>tie rod or linkage point</i>
<i>U<sub>f</sub></i> bzw. <i>U<sub>r</sub></i>	Radmittelpunkt, vorn bzw. hinten <i>wheel centre point, front or rear</i>
<i>V</i>	Fahrzeugschwerpunkt <i>vehicle centre of gravity</i>
<i>W</i>	Rad- bzw. Reifenaufstandspunkt <i>centre of tyre resp. wheel contact</i>

---

### **Indizes Suffices**

Kommen mehrere Indizes vor, werden diese durch ein Komma getrennt. Die Reihenfolge von Indizes ist diese:

Bei Kräften gibt der erste Index den Ort bzw. Punkt an, an dem die Kraft angreift und der zweite Index die Kraftrichtung, z. B. *F<sub>w,z</sub>* ... Radaufstandskraft (Hochkraft im Reifenaufstandspunkt). Das benutzte fahrzeugfeste Koordinatensystem wird im Glossar definiert.

Zusätzliche Angaben, wie vorne, hinten, angetrieben usw., folgen als weitere Indizes.

---

a	angetrieben (nur ein Rad) <i>driven, accelerating (one wheel only)</i>
0	vorgegebene Nulllage bzw. Ausgangswert. Umgebung <i>zero-point position or starting point. Ambient</i>
1	nach oben/in Druckrichtung/ <i>ein- to the top/in jounce/in compression/in</i>
2	nach unten/in Zugrichtung/ <i>aus- to the bottom/in rebound/out</i>
A	anfahrend, angetrieben (eine Achse) <i>drive-off condition, accelerating (one axle)</i>
A	Ackermannwinkel <i>Ackermann steering angle</i>
ax	axial <i>axial</i>
b	Biege-, Biegung <i>bending</i>
b	bremsend (nur ein Rad) <i>braking (one wheel only)</i>
B	bremsend (eine Achse) <i>braking (one axle)</i>
Ba	Stabilisatorrücken <i>stabiliser bar</i>
Bd	Bremsscheibe <i>brake disc</i>
Bl	Stabilisatorschenkel <i>blade of anti-roll bar</i>
Bo	Wagenkasten <i>body</i>
Bt	Batterie <i>battery</i>
c	Trägheit <i>inertia</i>
C	Kühlmittel <i>coolant</i>
C	(Elektro-)Motorsteuerung <i>motor controller</i>
Ca	Vergaser <i>carburettor</i>
cl	Kupplung <i>clutch</i>
co	Kurvenfahrt <i>cornering</i>
D	Dämpfung <i>damping</i>
D bzw. d	Achsantrieb (Differenzial) <i>axle drive (differential)</i>
dr	Widerstand- <i>drag</i>
dyn	dynamisch <i>dynamic</i>
e (Fahrwerk)	elastizitätsbedingt <i>due to the elasticity (compliances)</i>
e (Motor)	effektiv <i>effective</i>
Ex	Überschuss- <i>excess</i>
f	vorn <i>front</i>
f	Ständer (Stator) <i>stator</i>
F	Fehler <i>fault</i>
fix	Fest-, Tot- <i>fixed, idle</i>
fr	Reibung <i>friction</i>
G	Getriebe <i>gearbox</i>
Ga	Gas <i>gas</i>
H	Lenkrad <i>steering wheel</i>
h	Haupt- <i>master-</i>
hyd	hydraulisch <i>hydraulic</i>
i	kurveninnen, innen <i>inner wheel, inner</i>
Ic	Ladeluftkühler <i>inter cooler</i>
id	idealer Wert <i>ideal value</i>
k	kinematisch (infolge Radhubkinematik) <i>kinematic (due to wheel travel)</i>
K	Kraftstoff <i>fuel</i>
krit	kritisch <i>critical</i>
kb	Randstein <i>curb</i>
L	Luft- <i>aerodynamic</i>
l	links <i>left, left side</i>

---

lo	Gleiten bzw. Blockieren <i>slipping, lock resp.</i>
ls	Verlust <i>loss</i>
m	Masse <i>mass</i>
M	Motor <i>engine resp. motor</i>
m bzw. med	mittel <i>middle, mean</i>
max	maximal bzw. zul. Größtwert <i>maximum permissible</i>
min	minimal <i>minimum</i>
n	Nennwert <i>rated value</i>
N	Saugmotor <i>naturally aspirated engine</i>
No	Nocke <i>cam</i>
o	kurvenaußen, außen <i>outer wheel, outer</i>
p	Fahrer <i>driver</i>
Pi	Kolben <i>piston</i>
pl	Konstruktionslage (teilbeladen) <i>design position (partial loaded)</i>
Pr	Kolbenstange <i>piston rod</i>
q	Steigung- <i>gradient-</i>
r	hinten <i>rear</i>
R	Rollen des Rades (Abrollen) <i>rolling (wheel)</i>
R	Rotor (Läufer) <i>rotor</i>
rad	radial <i>radial</i>
Rd	Stab bzw. Stange <i>rod, linkage resp.</i>
Re	Rest- <i>residual</i>
ref	Bezug- <i>reference</i> ~
rs	rechts <i>right, right side</i>
Rs	Restriktor <i>restrictor</i>
rsl	resultierend <i>resulting</i>
S	Lenken <i>steering</i>
S	Stabilisator <i>anti roll bar</i>
Sp	Feder <i>spring</i>
t	gesamt bzw. Nennwert <i>total, nominal value resp.</i>
T	turboaufgeladener Motor <i>turbocharged engine</i>
tan	tangential <i>tangent</i>
ts	Torsion- <i>torsional</i>
T	Reifen <i>tyre</i>
tc	Wendekreis <i>turning circle</i>
U	ungefederte Masse bzw. Achse <i>unsprung weight or axle</i>
ul	unbeladen (Zustand leer) <i>unloaded (empty condition)</i>
V	(Gesamt-) Fahrzeug <i>overall vehicle</i>
v	Ventil <i>valve</i>
W	Rad <i>wheel</i>
X bzw. x	Koordinatenrichtung längs allgemein <i>longitudinal direction in general</i>
Y bzw. y	Koordinatenrichtung quer (seitlich) <i>lateral direction</i>
Z bzw. z	Koordinatenrichtung vertikal (senkrecht) <i>vertical direction</i>
Z (Motor)	Zylinderbuchse <i>cylinder liner</i>

## Strecken *Distances (in mm)*

$a$ bis $p$	Strecken und Längen (allg.) <i>distances and length (in general)</i>
$a$	Achsabstand (Getriebe) <i>centre distance (transmission)</i>
$b_f$ bzw. $b_r$	Spurweite, vorn bzw. hinten <i>track width, front or rear</i>
$\Delta b$	Spurweitenänderung <i>track-change</i>
$B$	Bohrung(sdurchmesser) <i>bore (diameter)</i>
$B_t$	Fahrzeuggesamtbreite <i>overall width of the vehicle</i>
$c$	Sehnenlänge eines Flügels <i>chord length of a wing</i>
$C_R$	Abrollumfang des Reifens bei 60 km/h <i>dynamic rolling circumference at 60 kph</i>
$C_{R,dyn}$	Abrollumfang des Reifens bei höheren Geschwindigkeiten <i>dynamic rolling circumference at top speed</i>
$d$ bzw. $D$	Durchmesser (allgemein) <i>diameter, in general</i>
$D_S$	Spurkreisdurchmesser (vorn) <i>track circle diameter (front)</i>
$D_{S,r}$	Spurkreisdurchmesser, hinten <i>track circle diameter, rear</i>
$D_{tc}$	Wendekreisdurchmesser <i>turning circle diameter, wall to wall</i>
$e$	Einpresstiefe Rad <i>wheel offset</i>
$e_R$	Vertikalkraftversatz am rollenden Reifen <i>offset of vertical force at rolling tyre</i>
$f$	Schrägfederungsweg <i>diagonal spring travel</i>
$f$	Wölbung eines Flügels <i>convexity</i>
$h$ bzw. $H$	Höhe bzw. Hubhöhe (allgemein) <i>height, in general</i>
$H_t$	Fahrzeug-Gesamthöhe <i>overall height of the vehicle</i>
$h_{Bo}$	Höhe des Wagenkastenschwerpunktes <i>height of body centre of gravity</i>
$h_{Ro,f}$ bzw. $h_{Ro,r}$	Höhe des Rollzentrums der Vorderachse bzw. der Hinterachse <i>height of roll centre at front or rear axle</i>
$h_{ref}$	Bodenabstand <i>ride height</i>
$h_{Sg}$	Hub des Lenkgetriebes (Zahnstangen-Lenkgetriebe) <i>travel of steering gear (rack and pinion)</i>
$h_{ul}$	Höhe des leeren Fahrzeugs <i>height of the unloaded vehicle</i>
$h_v$	Höhe des Fahrzeugschwerpunkts <i>height of the vehicle center of gravity</i>
$h_v$	Ventilhub <i>valve travel</i>
$j$	Abstand der Lenkkachsen am Boden <i>distance between the two steering axis at the ground</i>
$l$	Radstand <i>wheelbase</i>
$l_{Bo,f}$ bzw. $l_{Bo,r}$	Abstand des Wagenkastenschwerpunkts zu Mitte Vorder- bzw. Hinterachse <i>distance of body centre of gravity to the middle of the front or rear axle</i>
$l_f$ bzw. $l_r$	Abstand des Fahrzeugschwerpunkts zu Mitte Vorder- bzw. Hinterachse <i>distance of vehicle centre of gravity to middle of front or rear axle</i>
$l_{Rd}$	(Pleuel-)Stangenlänge <i>length of conrod</i>
$L_{fix}$	Stoßdämpfertotlänge <i>idle (fixed) length of the shock absorber</i>
$L_t$	Fahrzeuggesamtlänge <i>total length of the vehicle</i>
$n_\tau$	Nach- bzw. Vorlaufversatz <i>caster offset at wheel centre</i>
$n_{\tau,k}$	kinematischer Seitenkrafthebelarm bei Nachlauf <i>kinematic lateral force lever arm due to caster</i>
$n_{\tau,t}$	Seitenkrafthebelarm, insgesamt <i>lateral force arm, in total</i>

---

$OD_T$	Außendurchmesser des Reifens <i>outer diameter of the tyre</i>
$q$	Lenk- bzw. Hochkrafthebelarm, Radlasthebelarm <i>force lever of vertical force</i>
$r$	Lenker-, Spurhebellänge bzw. Hebelarm (allg.) <i>effective control arm length or force lever in general</i>
$r_a$	Stör-, Längs- bzw. Antriebskrafthebelarm <i>deflection force lever arm</i>
$r_b$	Bremskrafthebelarm <i>force lever of brake</i>
$r_{dyn}$	dynamischer Reifenhalbmesser bei 60 km/h <i>force dynamic rolling radius of the tyre at 60 kph</i>
$r_{stat}$	statischer Reifenhalbmesser (stehendes Fahrzeug) <i>static loaded radius of the tyre</i>
$r_T$	Seitenversatz in der Reifenaufstandsfläche kurveninnen (+) bzw. -außen (-) <i>force offset in the centre of tyre contact (+) inside or (-) outside of curve</i>
$r_\Delta$	statische Vorspur eines Rades <i>static toe-in (one wheel only)</i>
$r_{\Delta,t}$	statische Vorspur beider Räder einer Achse <i>total static toe-in (both wheels of one axis)</i>
$r_\sigma$	Lenkrollhalbmesser (statisch) <i>scrub radius, static</i>
$r_{\sigma,t}$	gesamter Lenkrollhalbmesser <i>total transverse offset at ground</i>
$r_{\tau,e}$	elastokinematischer Nachlauf <i>elastokinematic caster offset at ground</i>
$r_{\tau,k}$	kinematische Nach- bzw. Vorlaufstrecke <i>kinematic caster offset at ground</i>
$r_{\tau,t}$	gesamte Nachlaufstrecke des Rades <i>total caster offset at ground</i>
$r_{\tau,T}$	Reifennachlauf <i>pneumatic trail</i>
$R$	Bahnradius <i>path radius</i>
$s$	Weg bzw. Hub (allg.) <i>travel or stroke, in general</i>
$s$	Spannweite eines Flügels <i>span of a wing</i>
$s_{Re}$	Resthubweg beim Ein- bzw. Ausfedern eines Rades <i>residual wheel travel</i>
$s_t$	gesamter Radhubweg („Federweg“) <i>total wheel travel</i>
$s_T$	statische Reifeneindrückung <i>static tyre deflection</i>
$s_1$	Hubweg des Rades beim Einfedern <i>wheel travel in jounce</i>
$s_2$	Hubweg des Rades beim Ausfedern <i>wheel travel in rebound</i>
$t$	Dicke, Wandstärke ( <i>wall thickness</i> )
$t$	Profildicke eines Flügels <i>maximum thickness airfoil</i>

---

## Winkel Angle (in °)

$\alpha$	Steigungswinkel der Fahrbahn <i>angle of gradient of the road</i>
$\alpha$	Anstellwinkel eines Flügels <i>angle of attack</i>
$\alpha_f$ bzw. $\alpha_r$	Reifenschräglauwinkel an einem Vorder- bzw. Hinterreifen <i>slip angle of front or rear tyre</i>
$\beta$	Ventilsitzwinkel <i>valve seat angle</i>
$\beta$	Winkel allgemein <i>angle, in general</i>
$\gamma$	Schwimmwinkel <i>sideslip angle (attitude angle)</i>
$\chi$	Anfahrbstützwinkel bzw. Schrägfederungswinkel <i>acceleration reaction support resp. diagonal springing angle</i>
$\delta$	Lenkwinkel <i>steered angle</i>
$\delta_{A,o}$	Lenkwinkel, kurvenaußen, Sollwert nach Ackermann <i>Ackermann steer angle, nominal value outer wheel</i>

---

$\delta_H$	Lenkradwinkel <i>steering wheel angle</i>
$\delta_m$	mittlerer Lenkwinkel <i>mean steer angle</i>
$\delta_i$ bzw. $\delta_o$	Lenkwinkel, Istwert kurveninnen bzw. -außen <i>actual steer angle, inner or outer wheel</i>
$\delta_r$	Vorspurwinkel Hinterrad <i>toe in angle at rear wheel</i>
$\delta_{sg}$	Drehwinkel des Lenkstockhebels <i>turn angle of steering-column stalk</i>
$\delta_{V,0,t}$	statischer Vorspurwinkel beider Räder <i>total static toe angle</i>
$\Delta\delta$	Lenk- bzw. Spurdifferenzwinkel (Istwert) <i>differential steer angle (actual value)</i>
$\Delta\delta_A$	Lenkdifferenzwinkel nach Ackermann (Sollwert) <i>differential steer angle according to Ackermann (nominal value)</i>
$\Delta\delta_F$	Lenkabweichung (Lenkfehler) <i>steering flaw</i>
$\Delta\delta_{H,e}$	Lenkwinkeländerung am Lenkrad durch Elastizitäten <i>part of steering-wheel angle due to compliances</i>
$\Delta\delta_H$	Lenkwinkelbereich am Lenkrad <i>range of steering wheel angle</i>
$\varepsilon$ bzw. $\varepsilon_W$	Sturzwinkel eines Rades <i>camber angle</i>
$\varepsilon$	Bremsabstützwinkel <i>brake reaction support angle</i>
$\varphi$	Wankwinkel des Wagenkastens <i>body roll angle</i>
$\lambda$	Spurhebelwinkel <i>steering arm angle</i>
$\sigma$	Spreizung <i>kingpin inclination angle</i>
$\tau$	Nach- bzw. Vorlaufwinkel der gelenkten Vorderräder <i>caster angle of the steered front wheels</i>
$\tau_r$	imaginärer Nach- bzw. Vorlaufwinkel der ungelenkten Hinterräder <i>virtual caster angle of the unsteered rear wheels</i>
$\Psi$	Gierwinkel (Drehwinkel um Hochachse) <i>yaw angle</i>

---

## Massen, Gewichte *Masses, Weights (in kg)*

$m$	Masse, Gewicht bzw. Last, allg. <i>mass, weight or load in general</i>
$m_{Bo}$	Gewicht des Aufbaus <i>vehicle body weight</i>
$m_{Bo,f}$ bzw. $m_{Bo,r}$	Gewichtsanteil des Aufbaus über der Vorder- bzw. Hinterachse <i>part of body mass on front or rear</i>
$m_{U,f}$ bzw. $m_{U,r}$	Gewicht der (ungefederten) Achsmassen, vorn bzw. hinten <i>unsprung axle mass, front or rear</i>
$m_V$	Eigengewicht des fahrbereiten Fahrzeugs <i>weight of driveable vehicle</i>
$m_{V,dr}$	Leergewicht des Fahrzeugs in fahrbereitem Zustand, einschl. Fahrer <i>weight of driveable vehicle (with driver)</i>
$m_{V,f}$ bzw. $m_{V,r}$	gewogene Achslast, vorn bzw. hinten <i>axle load, front or rear</i>
$m_{V,f,pl}$ bzw. $m_{V,r,pl}$	Achslast in Konstruktionslage (teilbeladen), vorn bzw. hinten <i>partial axle load (design load), front or rear</i>
$m_{V,t}$	Gesamtgewicht des Fahrzeugs <i>gross vehicle weight</i>
$m_W$	Gewicht eines Rades <i>weight of one wheel</i>
$m_{1,Bo,f}$ bzw. $m_{1,Bo,r}$	Gewichtsanteil des Aufbaus über nur einer Achsseite, vorn bzw. hinten <i>part of body mass on one side of the front or rear axle</i>

$m_{1,U,f}$ bzw. $m_{1,U,r}$	Gewicht einer Achsseite, vorn bzw. hinten <i>weight of one side of front or rear axle</i>
$m_{1,V,f}$ bzw. $m_{1,V,r}$	Radlast vorn bzw. hinten <i>wheel load front or rear</i>

## Kräfte Forces (in N)

$\Delta F$	Kraftänderung <i>change of force</i>
$F_B$	Gesamtbremeskraft aller Räder <i>total brake force of all wheels</i>
$F_D$	Dämpfungskraft <i>damping force</i>
$F_{c,Bo}$	Fliehkraft, angreifend am Aufbau- bzw. Fahrzeugschwerpunkt <i>centrifugal force at the body centre or vehicle</i>
$F_{fr}$	Reibungskraft, bezogen auf ein Bauteil bzw. eine Achsseite <i>friction force in general or related to one side of the axle</i>
$F_H$	Lenkradkraft <i>steering-wheel force</i>
$F_L$	Luftwiderstandskraft <i>aerodynamic drag</i>
$F_{L,Z}$	aerodynamische Abtriebskraft <i>aerodynamic downforce</i>
$F_O$	Kraft am Nickpol <i>force at pitch centre</i>
$F_{Pi}$	Kolbenstangen-Ausfahr- bzw. Hilfskraft <i>piston rod extensive or aid force</i>
$F_{rsl}$	resultierende Kraft <i>resulting force</i>
$F_R$	Rollwiderstandskraft am Reifen <i>rolling resistance of the tyre</i>
$F_{Sp}$	Federkraft, bezogen auf eine Achsseite <i>spring force, one side of the axle</i>
$F_T$	Spurstangen- bzw. Stabkraft <i>tie rod or push rod force</i>
$F_{Bo,X,B,f}$ bzw. $F_{Bo,X,B,r}$	Bremeskraftanteil, bezogen auf den Wagenkasten, vorn bzw. hinten <i>brake reaction force to the body, front or rear</i>
$F_{V,X,ex}$	Überschusskraft <i>excess force</i>
$F_{V,X,A}$	Zugkraft <i>traction force</i>
$F_{U,X,B,f}$ bzw. $F_{U,X,B,r}$	Bremeskraftanteil, bezogen auf eine Achse, vorn bzw. hinten <i>brake reaction force to the front or rear axle</i>
$F_{V,X,B}$	Bremeskraft, angreifend im Schwerpunkt des Gesamtfahrzeugs <i>brake force at the centre of gravity of the vehicle</i>
$F_{W,X,a}$ bzw. $F_{W,X,A}$	Antriebskraft am Aufstandspunkt eines Rades (a) bzw. beider Räder einer Achse (A) <i>accelerating force in the centre of tyre contact of one wheel (a) or both wheels (A)</i>
$F_{W,X,b}$	Bremeskraft am Aufstandspunkt eines Rades <i>brake force in the centre of tyre contact of one wheel</i>
$F_{W,X,B,f}$ bzw. $F_{W,X,B,r}$	Bremeskraft beider Räder vorne bzw. hinten <i>brake reaction force to the front or rear axle</i>
$F_{T,Y,\epsilon}$	Sturzseitenkraft <i>lateral force due to camber</i>
$F_{V,Y}$	Quer-(Seiten-)kraft am Fahrzeugschwerpunkt <i>lateral force at vehicle</i>
$F_{W,Y}$	Quer-(Seiten-)kraft am Radaufstandspunkt <i>lateral force at wheel</i>
$F_{Bo,Z}$	Gewichtskraft des Wagenkastens <i>static body weight (force)</i>
$F_{Bo,Z,B,f}$ bzw. $F_{Bo,Z,B,r}$	den Wagenkasten beim Bremsen abstützende oder herunterziehende Kraft, vorn bzw. hinten <i>body lift or dive differential force during braking, front or rear</i>
$F_{U,Z,f}$ bzw. $F_{U,Z,r}$	Gewichtskraft der Achsmasse, vorn bzw. hinten <i>weight (force) of front or rear axle</i>

---

$\Delta F_{V,Z}$	dynamische Achskraft- bzw. Achslastverlagerung (beide Räder) <i>axle load transfer</i>
$F_{V,Z,f}$ bzw. $F_{V,Z,r}$	Achslast vorn bzw. hinten <i>axle load front or rear</i>
$F_{V,Z,f,dyn}$ bzw. $F_{V,Z,r,dyn}$	dynamische Achskraft vorn bzw. hinten <i>dynamic axle load, front or rear</i>
$F_{V,Z,t}$	Gewichtskraft des Gesamtfahrzeugs <i>cross vehicle weight</i>
$F_{W,Z}$	Hochkraft am Radaufstandspunkt (Radlast) <i>vertical force at the centre of tyre contact</i>
$\Delta F_{W,Z}$	Radlaständerung (nur ein Rad) <i>change of vertical force at one wheel</i>
$F_1$	Druckkraft beim Einfederhub <i>compressive force</i>
$F_2$	Zugkraft beim Ausfederhub <i>rebound force</i>

---

## Momente Torques and Moments (in Nm)

$M_a$ bzw. $M_A$	Antriebsmoment an einem Rad (a) bzw. einer Achse (A) <i>driving torque to one wheel (a) or axle (A)</i>
$M_b$ bzw. $M_B$	Bremsmoment an einem Rad (b) bzw. einer Achse (B) <i>braking torque applied to one wheel (b) or axle (B)</i>
$M_b$	Biegemoment <i>bending moment</i>
$M_H$	Lenkradmoment <i>steering wheel torque</i>
$M_M$	Motormoment <i>engine torque</i>
$M_V$	Vergleichsmoment <i>comparative torque</i>
$M_W$	Reifenrückstellmoment (durch Seitenkraft) <i>self-aligning torque</i>
$M_{fr}$	Reibmoment <i>moment of friction</i>
$M_{Sg}$	Moment am Lenkgetriebe <i>torque at steering gear</i>
$T$	Torsionsmoment allgemein <i>torsional moment in general</i>

---

## Federraten Spring Rates (in N/mm)

$c_f$ bzw. $c_r$	Rate der Aufbaufeder bei gleichseitiger Federung, bezogen auf den Radaufstandspunkt einer Achsseite, vorn bzw. hinten <i>rate of the body supporting spring at parallel springing, related to the center of tyre contact of one axle side, front or rear</i>
$c_s$	Rate des Stabilisators selbst, bei wechselseitiger Federung <i>rate of the anti roll bar at reciprocal springing</i>
$c_{s,\varphi}$	Rate des Stabilisators, bezogen auf den Radaufstandspunkt <i>rate of the anti roll bar related to the centre of tyre contact</i>
$c_{sp}$	Federrate static rate of the spring
$c_{\varphi,f}$ bzw. $c_{\varphi,r}$	vordere bzw. hintere Rate der Aufbaufeder bei wechselseitiger Federung, bezogen auf den Radaufstandspunkt <i>front or rear rate of the body supporting spring at reciprocal springing related to the centre of tyre contact</i>

**(in Nm/ $^{\circ}$ )**

$c_{\alpha}$	Federrate einer Drehstabfeder allgemein <i>rate of torsional bar</i>
$c_{Ro,S,f}$	auf die Vorderachse bezogene Wanksteifigkeit des Stabilisators vorne <i>roll stiffness of anti roll bar acting on front axle</i>
$c_{Ro,f}$	gesamter Wankwiderstand der Vorderachse <i>roll stiffness front axle</i>

**Dimensionslose Kennzahlen**

$c_A$	Abtriebsbeiwert <i>downforce coefficient</i>
$c_W$	Luftwiderstandsbeiwert <i>drag coefficient</i>
$i$	Taktzahl <i>factor representing number of strokes of engine</i>
$i_D$	Übersetzung im Achsantrieb <i>axle ratio</i>
$i_G$	Getriebeübersetzung <i>gearbox ratio</i>
$i_m$	Achslastverhältnis vorne/hinten <i>axleload ratio front/rear</i>
$i_S$	kinematische Lenkübersetzung <i>overall kinematic steering ratio</i>
$i_{Sg}$	Übersetzung im Lenkgetriebe selbst <i>steering gear ratio</i>
$i_{Sp}$	Übersetzung Rad zu Feder <i>ratio of spring to wheel</i>
$i_T$	Lenkgestängeübersetzung <i>ratio of steering linkage</i>
$j$	Anzahl allgemein <i>number in general</i>
$k$	Korrekturfaktor für Reifensteifigkeit <i>correction factor for tyre stiffness</i>
$k_A$	Flächenverhältnis eines Diffusors <i>area ratio of a diffuser</i>
$k_B$	Bremsenkennwert <i>brake coefficient</i>
$k_{Ca}$	Korrekturfaktor für Vergaser <i>correction factor for carburettor</i>
$k_m$	Drehmassenzuschlagfaktor <i>factor representing rotating masses</i>
$k_p$	Korrekturfaktor für Reifenfülldruck wegen Radsturz <i>correction factor for tyre pressure because of camber</i>
$k_Q$	Korrekturfaktor für Tragfähigkeit wegen Radsturz <i>correction factor for load capacity because of camber</i>
$k_R$	Rollwiderstandsanzahl bei Geradeausfahrt <i>rolling resistance coefficient</i>
$k_{R,0}$	Rollwiderstandsbeiwert auf der Prüfstandstrommel <i>rolling resistance coefficient measured on a tyre test rig</i>
$k_{dyn}$	dynamischer Überhöhungsfaktor (Kupplung) <i>dynamic amplifying factor</i>
$k_{\alpha}$	Schräglaufrichtungsbeiwert <i>factor for tyre slip resistance</i>
$k_{\chi}$	Anfahrnickausgleich <i>anti-squat coefficient</i>
$k_{e,f}$ bzw. $r$	Bremsnickausgleich vorne bzw. hinten <i>anti-dive coefficient</i>
$k_{\Phi}$	Progressionsfaktor für Stufensprung <i>factor for progressive ratio of speed</i>
$K_f$	Kerbwirkungszahl <i>notch factor</i>
$L_{min}$	Luftbedarf <i>air requirement</i>
$n$	Zählindex <i>numbering index</i>
$S_{W,X,a}$ bzw. $S_{W,X,b}$	Umfangsschlupf beim Beschleunigen bzw. Bremsen <i>longitudinal slip under accelerating or braking</i>
$u$	Zähnezahlverhältnis <i>gear ratio</i>
$z$ (Fahrwerk)	Abbremsung <i>braking factor</i>
$z$ (Motor)	Anzahl der Zylinder <i>number of cylinders</i>

---

$\alpha_0$	Anstrengungsverhältnis <i>factor representing different load cases</i>
$\lambda$	Luftzahl <i>air-fuel-ratio</i>
$\eta$	Gesamtwirkungsgrad Getriebe und Achsantrieb <i>total efficiency of geartrain and final drive</i>
$\eta_{\text{cl}}$	Wirkungsgrad der Energieumwandlung (Kupplung) <i>efficiency of energy transformation (clutch)</i>
$\eta_G$	Gütegrad der Seitenkraftverteilung <i>efficiency of lateral force proportioning</i>
$\lambda_a$	Luftaufwand <i>charging efficiency</i>
$\lambda_{\text{Rd}}$	(Pleuel-)Stangenverhältnis <i>stroke-to-conrod ratio</i>
$\eta_e$	effektiver Wirkungsgrad <i>effective efficiency</i>
$\Phi$	Stufensprung der Getriebeübersetzung <i>gradation of ratio of speed</i>
$\Phi_f$ bzw. $\Phi_r$	Vorder- bzw. Hinterachsbremskraftanteil <i>brake force fraction front or rear</i>
$\Phi_L$	Verhältnis der Einlassdauer zu einer Kurbelwellendrehung <i>ratio intake period to one revolution of crankshaft</i>
$\Phi_{\text{Sp}}$	Verhältnis der radbezogenen Federraten vorne/hinten <i>ratio of wheel spring rates front/rear</i>
$\lambda_l$	Liefergrad <i>volumetric efficiency</i>
$\Lambda$	Seitenverhältnis eines Flügels <i>aspect ratio of a wing</i>
$\mu_{w,x}$	Haftreibungszahl in Längsrichtung <i>coefficient of friction in longitudinal direction</i>
$\mu_{w,y}$	Haftreibungszahl in Querrichtung <i>coefficient of friction in lateral direction</i>
$\mu_L$	Lagerreibungszahl <i>coefficient of friction for bearing</i>
$\mu_{\text{cl}}$	Reibungszahl der Kupplungsscheiben <i>friction coefficient of clutch discs</i>
$\nu$	Antriebsmomentenverteilung vorne/hinten <i>bias of driving torque front/rear</i>

---

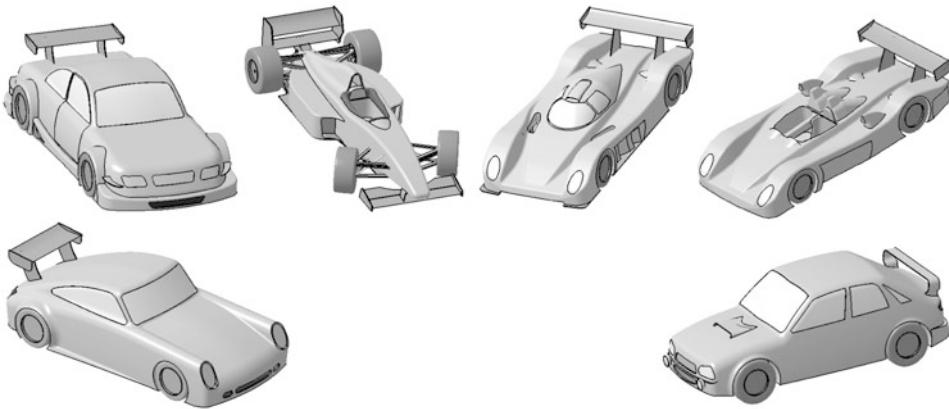
## Sonstige Größen

$\theta$	Celsius-Temperatur <i>Celsius temperature (°C)</i>
$\omega$	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit <i>circular frequency (s<sup>-1</sup>)</i>
$\rho$	Dichte allgemein <i>density (kg/m<sup>3</sup>)</i>
$\sigma$	(Normal)Spannung <i>stress (N/m<sup>2</sup>)</i>
$\tau$	Schubspannung <i>shear stress (N/m<sup>2</sup>)</i>
$\rho_L$	Dichte der Luft <i>density of air (kg/m<sup>3</sup>)</i>
$A$	Fläche <i>area, cross-section area (m<sup>2</sup>)</i>
$A_5$	Bruchdehnung <i>ductile yield, elongation at rupture (%)</i>
$a_x$	Längsbeschleunigung allg. <i>longitudinal acceleration in general (m/s<sup>2</sup>)</i>
$a_y$	Querbeschleunigung <i>lateral acceleration (m/s<sup>2</sup>)</i>
$b_e$	spezifischer Kraftstoffverbrauch <i>specific fuel consumption (kg/kWh)</i>
$B$	magnetische Flussdichte <i>density of magnetic flux (T)</i>
$c_B$	Brenngeschwindigkeit <i>burn rate (m/s)</i>
$c_F$	Flammenfrontgeschwindigkeit <i>speed of flame front (m/s)</i>
$C_S$	Lenkungssteifigkeit <i>stiffness of the steering system (Nm/rad)</i>
$c_s$	Schallgeschwindigkeit <i>sonic speed (m/s)</i>
$c_T$	Transportgeschwindigkeit <i>speed of transport (m/s)</i>
$E$	Elastizitätsmodul, $E$ -Modul <i>modulus of elasticity, Young's modulus (N/mm<sup>2</sup>)</i>
$f$	Frequenz <i>frequency (Hz)</i>

$g$	Erdbeschleunigung <i>acceleration due to gravity</i> ( $\text{m/s}^2$ )
$G$	Schubmodul <i>shear modulus</i> ( $\text{N/m}^2$ )
$H_G$	Gemischheizwert <i>calorific value of mixture</i> ( $\text{J/m}^3$ )
$H_u$	spezifischer Heizwert <i>specific calorific value</i> ( $\text{J/kg}$ )
$I$	axiales Flächenträgheitsmoment <i>area moment of inertia</i> ( $\text{mm}^4$ )
$I$	(elektrischer) Strom <i>(electric) current</i> (A)
$J_{\text{Bo},X}$	Massenträgheitsmoment des Wagenkastens um die X-Achse <i>dynamic moment of inertia of body around the longitudinal axis</i> ( $\text{kg m}^2$ )
$J_{\text{Bo},Y}$	Massenträgheitsmoment des Wagenkastens um die Y-Achse <i>dynamic moment of inertia of body around the transverse axis</i> ( $\text{kg m}^2$ )
$J_{V,Z}$	Massenträgheitsmoment des Gesamtfahrzeugs um die Z-Achse <i>dynamic moment of inertia of vehicle around the vertical axis</i> ( $\text{kg m}^2$ )
$k$	Wärmedurchgangszahl <i>heat transfer coefficient</i> ( $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ )
$k_D$	Dämpfungsfaktor <i>damping value</i> (Ns/m)
$N$	spezifische Bremsleistung <i>specific stopping power</i> ( $\text{kW/cm}^2$ )
$n$	Dreh- bzw. Schwingungszahl <i>revolutions per minute or vibration frequency</i> ( $\text{min}^{-1}$ )
$n$	Polytopenexponent <i>polytropic exponent</i> (-)
$n_{\text{krit}}$	biegekritische Drehzahl <i>critical rotational speed for bending, whirling speed</i> ( $\text{min}^{-1}$ )
$n_{\text{krit,ts}}$	verdrehkritische Drehzahl <i>critical rotational speed for torsion</i> ( $\text{min}^{-1}$ )
$P_e$	effektive Motorleistung <i>effective power of engine</i> (kW)
$p_{\text{hyd}}$	hydraulischer Druck <i>hydraulic pressure</i> ( $\text{N/cm}^2$ )
$P_{\text{ls}}$	Verlustleistung <i>power loss</i> (W)
$p_{\text{m,e}}$	effektiver Mitteldruck <i>mean effective pressure</i> (bar)
$p_T$	Luftdruck im Reifen <i>tyre pressure</i> (bar)
$p_0$	Umgebungsdruck (Luftdruck) <i>ambient pressure</i> (bar)
$q$	Steigung <i>gradient</i> (%)
$\dot{Q}$	Wärmestrom <i>heat flow</i> (W)
$R_e$	Streckgrenze <i>yield strength</i> ( $\text{N/m}^2$ )
$R_L$	Gaskonstante der Luft <i>gas constant of air</i> (kJ/(kg K))
$R_m$	Zugfestigkeit <i>ultimate tensile strength</i> ( $\text{N/m}^2$ )
$R_{p0,2}$	0,2 %-Dehngrenze 0,2 % <i>yield strength</i> ( $\text{N/m}^2$ )
$T$	Temperatur (absolute) <i>thermodynamic temperature</i> (K)
$t$	Zeit <i>time</i> (s)
$U$	(elektrische) Spannung <i>(electric) voltage</i> (V)
$v_L$	Anströmgeschwindigkeit der Luft <i>air flow velocity</i> (m/s)
$v_V$ bzw. $v_X$	Fahrzeuggeschwindigkeit <i>longitudinal velocity</i> (m/s bzw. km/h)
$v_D$	Kolbengeschwindigkeit im Stoßdämpfer <i>piston velocity in shock absorber</i> (m/s)
$V$	Volumen <i>volume</i> ( $1 = \text{dm}^3$ )
$V_c$	Kompressionsvolumen <i>compression volume</i> ( $1 = \text{dm}^3$ )
$V_h$	Hubvolumen eines Zylinders <i>swept volume of one cylinder</i> ( $1 = \text{dm}^3$ )
$V_H$	Hubvolumen des Motors <i>swept volume of engine</i> ( $1 = \text{dm}^3$ )
$v_m$	mittlere Kolbengeschwindigkeit <i>mean piston velocity</i> (m/s)
$v_W$	Radumfangsgeschwindigkeit <i>circumferential tyre velocity</i> (m/s)
$W$	axiales Widerstandsmoment <i>section modulus under bending</i> ( $\text{m}^3$ )
$W$	Arbeit <i>work</i> (J)

## Sonstige Abkürzungen

UT	Unterer Totpunkt <i>bottom dead centre</i>
OT	Oberer Totpunkt <i>top dead centre</i>
Es	Einlass schließt <i>intake closes</i>
Eö	Einlass öffnet <i>intake opens</i>
As	Auslass schließt <i>exhaust closes</i>
Aö	Auslass öffnet <i>exhaust opens</i>
FVW	Faserverbundwerkstoff <i>fibre composite material</i>
Nfz	Nutzfahrzeug <i>commercial vehicle</i>
Pkw	Personenkraftwagen <i>passenger car</i>



## 1 Arten von Rennfahrzeugen *Types of Race Cars*

Unter Motorsport werden alle mit motorgetriebenen Land- oder Wasserfahrzeugen betriebenen Sportarten (Automobil-, Motorrad-, Motorbootssport) verstanden. Zum Automobilsport u. a. Straßenrennsport (Racing), Rallye- und Tourenwagensport, Auto- und Rallyecross und Kfz-Veteransport; zum Motorradsport gehören u. a. Straßenrennsport (Racing), Leistungsprüfungssport (Enduro), Speedway und Eisspeedway; zum Motorbootssport Motorbootrennsport (Regatten auf einem durch Wendebojen markierten Rundkurs von 1500 bis 2000 m Länge in mehreren Läufen) und Offshoresport, im weiteren Sinn auch der Wasserskisport. Im Folgenden sollen mehrspurige Wettbewerbsfahrzeuge im Mittelpunkt der Betrachtungen stehen, Abb. A.1.

Eine allgemeingültige Einteilung der Wettbewerbsfahrzeuge allein nach Bewerben oder Fahrzeugtypen lässt sich nicht darstellen. Zu vielfältig sind die Starterfelder bzw. die technischen Vorgaben einzelner Reglements. Es lassen sich jedoch unabhängig von Bewerbsarten einige typische Fahrzeuge nach technischen Gesichtspunkten kategorisieren, Abb. A.2. Cupfahrzeuge auf Straßenfahrzeugbasis, Rallyefahrzeuge auf Straßenfahrzeugbasis, zweisitzige Sportprototypen, die nur zu Rennzwecken gebaut werden, einsitzige Rennfahrzeuge (Monoposti) mit offenem Cockpit sowie freistehenden Rädern und Tourenwagen.

Diesen Fahrzeugen können einzelne Bewerbe zugeordnet werden:

Cup-Fahrzeuge: Caterham Hankook, Clio Cup, Ford Fiesta Cup, GTM Serien, Lupo Cup, Mini Challenge, Polo Cup, Porsche Cup, Porsche Super Cup, Seat Leon SC, Yaris Cup etc.

Rallyefahrzeuge: Bergrallye, nationale Meisterschaften, HJS Rallye, Weltmeisterschaft, etc.

Sportprototypen: 24 Stunden von Le Mans, ALMS (American Le Mans Series), FIA GT, Radical Race Cup, Rhino's GT Serie, Sebring etc.

Formelwagen: A1 GP Serie, F3 Euro Series, Formel 1, Formel 2000 (ehemals Easter), Formel 3, Formel BMW (ehemals ADAC), Formel Ford, Formel König (Serie beendet), Formel Opel, Formel Renault, Formel Renault EM, Formel Renault V6, Formula Student, Formel V, Lista Formel Junior, Recaro F3 Cup etc.

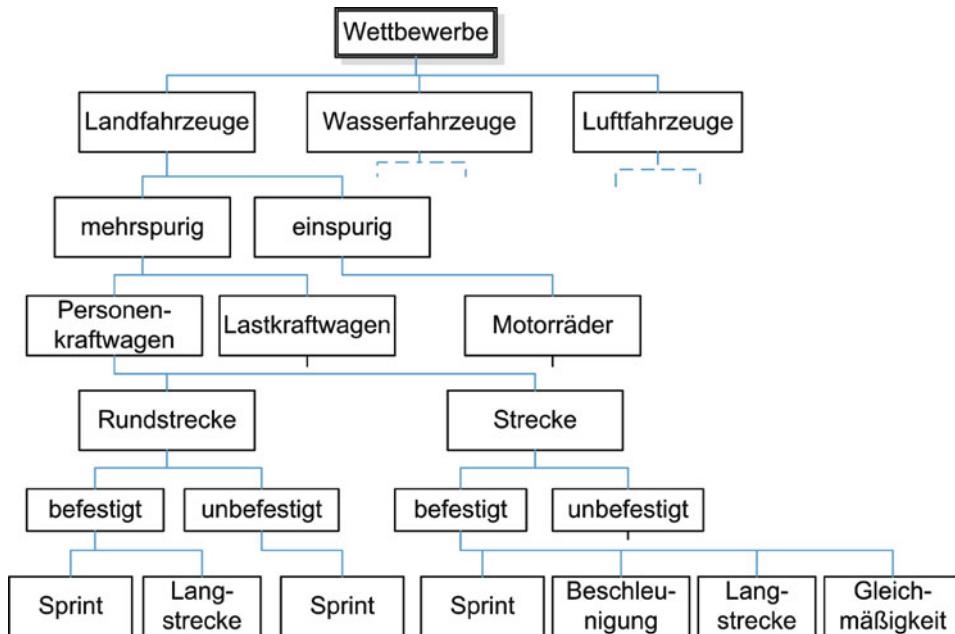


Abb. A.1 Einteilung der Motorsportarten (Auswahl)

Tourenwagen: 24 Stunden Nürburgring, ADAC Procar, Castrol Haugg Cup, Divinol Cup, DTM (Deutsche Tourenwagen Masters), FIA ETCC, FIA WTCC, Langstrecke Nürburgring, STT etc.

Eine weitere Unterteilung bietet das internationale Sportgesetz der FIA (Anhang J Artikel 251) (s. Anhang). Demnach werden mehrspurige Wettbewerbsfahrzeuge in Kategorien und Gruppen eingeteilt. Unterschieden werden Kategorie I („homologierte Produktionswagen“), Kategorie II („Rennwagen“) und Kategorie III (Lkw). Im Einzelnen werden dabei unterschieden:

### Kategorie I

Gruppe A: Viersitzige Tourenwagen (*touring cars*) mit serienmäßiger Karosserie, Produktion mindestens 2500 Stück im Jahr. WRC (*World Rally Car*) gehören ebenso dazu.

Gruppe B: Zweisitzige GT-Fahrzeuge (*grand touring cars*). Das sind straßentaugliche Rennwagen, Produktionsvolumen mindestens 200 Stück im Jahr.

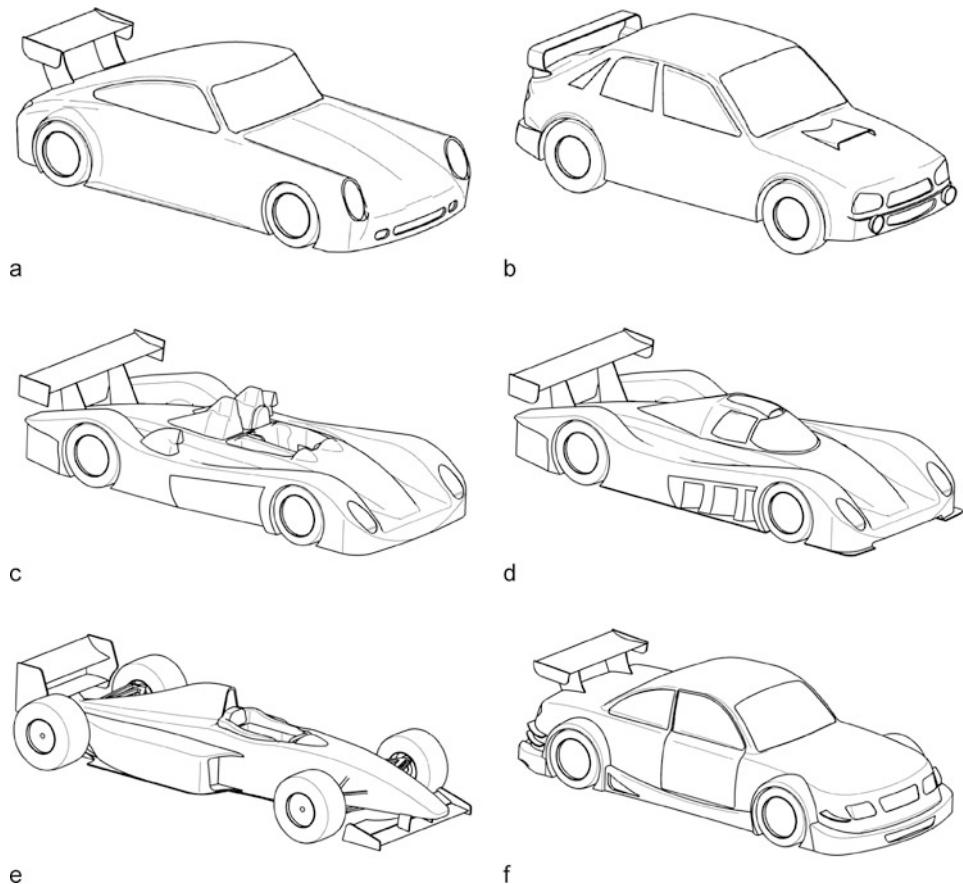
Gruppe N: Produktionswagen (*production cars*). Das sind viersitzige Serienwagen mit geringfügigen Änderungen, Produktionsvolumen mindestens 2500 Stück im Jahr.

Gruppe SP: Super-Produktionswagen (*super production cars*). Produktionsvolumen mindestens 2500 Stück im Jahr.

Gruppe T2: Serien-Geländewagen (*series cross-country cars*).

### Kategorie II

Gruppe CN: Produktionssportwagen (*production sports cars*). Das sind zweisitzige Prototypen mit einem seriennahen Motor mit höchstens 3000 cm<sup>3</sup> Hubraum. Kraftstofftankvolumen unter 100 l. Mindestgewicht vom Hubraum abhängig, z. B. 625 kg bei 3000 cm<sup>3</sup>.



**Abb. A.2** Typische Rennfahrzeuge *typical racecars*. **a** Cup-Fahrzeug *cup vehicle*, **b** Rallyefahrzeug *rally vehicle*, **c** Offener Sportprototyp *sport car, open*, **d** Geschlossener Sportprototyp *sport car, closed*, **e** Formelwagen *formula car*, **f** Tourenwagen *touring car*

Gruppe D: Internationale Formelrennwagen (*international racing formula racing cars*).

Formel 1: Monoposto mit V6-Motor, Hubraum  $1600 \text{ cm}^3$ , mit Turbolader, Energierückgewinnungssysteme, Mindestgewicht 690 kg.

Formel 3: Monoposto, Motor von einem Großserienaggregat abgeleitet, Hubraum höchstens  $2000 \text{ cm}^3$ .

Formel 3000: Monoposto, Hubraum bis  $3000 \text{ cm}^3$ , Mindestgewicht 625 kg.

Formel 4: 4-Zylinder-1,6-l-Motor, Mindestgewicht 570 kg, Einsteigervesie mit Kostenlimits.

Formel E: elektrisch angetriebene Formelwagen, max. Leistung 200 kW, Mindestmasse mit Fahrer 800 kg (davon 200 kg Batterie), 18"-Räder.

Gruppe E: Formelfreie Rennwagen (*free formula racing cars*).

Gruppe GT1: Grand-Touring-Sportwagen (*grand touring cars*). Das sind straßentaugliche Fahrzeuge mit offenem oder geschlossenem Cockpit, Zweisitzer mit max. zwei Türen.

Gruppe GT2: Serien-Grand-Touring-Sportwagen (*series grand touring cars*). Das sind straßentaugliche Fahrzeuge mit Saugmotoren von max.  $8000 \text{ cm}^3$  oder aufgeladene Motoren mit max.  $4000 \text{ cm}^3$  Hubvolumen. Bei beiden Motorarten sind Luftmengenbegrenzer vorgeschrieben.

Gruppe GT3: Cup-Grand-Touring-Sportwagen (*cup grand touring cars*). Welche Fahrzeuge zu dieser Gruppe gehören, ist einer Liste zu entnehmen, die von der FIA geführt wird. Diese Fahrzeuge werden einzeln von der FIA homologiert.

Gruppe SR: Sportwagen (*sports car*). Zweisitzige, reine Rennfahrzeuge mit offenem oder geschlossenem Cockpit. Im zweiten Fall mit zwei Türen. Mindestgewicht 750 kg (SR2) und 900 kg (SR1). Motoren: SR1: Freisaugende Ottomotoren bis  $6000 \text{ cm}^3$ , aufgeladene Ottomotoren bis  $4000 \text{ cm}^3$  und aufgeladene Dieselmotoren bis  $5500 \text{ cm}^3$ ; SR2: Freisaugende Ottomotoren bis  $4500 \text{ cm}^3$ , aufgeladene Ottomotoren bis  $2700 \text{ cm}^3$ . Kraftstofftankvolumen 90 l. Scheinwerfer vorne und Heckleuchten hinten vorgeschrieben.

Gruppe T1: Geländewagen-Prototypen (*modified cross-country cars*).

### Kategorie III

Gruppe F: Renn-Lkw (*racing trucks*).

Gruppe T4: Raid-Rallye-Lkw (*cross-country trucks*).

Für das berühmte 24-Stunden-Rennen in Le Mans gibt der Veranstalter ACO (s. Anhang) ein eigenes Reglement heraus. Es gibt mehrere Fahrzeugkategorien, deren Motoren allesamt einen Luftmengenbegrenzer aufweisen:

Le Mans Prototyp: LM P1 (offen oder geschlossen), LM P2 (offen oder geschlossen)

LM Grand Tourismo: LM GTE Pro (Professional), LM GTE Am (Amateur)

Daneben gibt es noch weitere Spezialfahrzeuge für andere Wettbewerbe, z. B. Dragster für Beschleunigungsrennen oder Auto- und Ralleycrossfahrzeuge.

Aus obigen Ausführungen wird ersichtlich, will man eine allgemeine, über alle Bewerbe hinweg geltende grobe Einteilung von Rennfahrzeugen vornehmen, bleibt nur jene in Fahrzeuge mit freistehenden und solche mit umschlossenen Rädern.

Im Grunde genommen ist eine Einteilung der Rennfahrzeuge für deren Konstruktion gar nicht erforderlich. Die Konstruktion eines Rennfahrzeugs orientiert sich technisch in erster Linie am Einsatzzweck allerdings nur innerhalb der von diversen Bestimmungen vorgegebener Grenzen. Dennoch werden in diesem Buch keine Reglements detailliert vorgestellt. Ein Reglement hat unter anderem die Aufgabe eine Wettbewerbsgleichheit sicherstellen („Spielregeln“) und wird oftmals geändert. Bei diesen Angaben ist daher in erster Linie wesentlich, dass sie leicht messbar bzw. überprüfbar sind. Viele weitere Reglementvorgaben sind für den Konstrukteur aber allgemein insofern beachtenswert, als dass sie durch Unfälle und Vorkommnisse in der Vergangenheit entstanden sind und so einen gewaltigen Erfahrungsschatz darstellen. Gewisse Passagen finden sich demnach auch beinahe in allen Bestimmungen. Im vorliegenden Werk wollen wir nur dann auf einzelne Reglementaussagen zurückgreifen, wenn diese für die Sicherheit oder für das Verständnis einer gewählten Lösung relevant sind. Bei der Konstruktion eines Fahrzeugs muss ohnedies das aktuell (!) gültige Reglement herangezogen werden, will man vermeiden, dass der neue „Wunderwagen“ schon bei seinem ersten öffentlichen Auftritt eine schlechte Figur macht, weil er die technische Abnahme nicht schafft. Die FIA-Bestimmungen können im Einzelnen unter anderem über das Internet [2] gelesen oder heruntergeladen werden.

Die Abb. A.3–A.12 zeigen in loser Reihenfolge einige Beispiele von unterschiedlichen Rennfahrzeugen.

**Abb. A.3** Indy-Car: Hochgeschwindigkeitsfahrzeug für Ovalkurse



**Abb. A.4** FIA GT Fahrzeug



**Abb. A.5** Tourenwagen: Fahrzeug basierend auf Serienteilen



**Abb. A.6** Formel-1-Wagen: Monoposto mit freistehenden Rädern und offenem Cockpit



**Abb. A.7** LMP1-Fahrzeug: Langstreckenfahrzeug mit offenem, zweisitzigen Cockpit und umschlossenen Rädern



**Abb. A.8** Kart: Monoposto, keine beweglichen Teile bei der Radaufhängung, kein Differenzial



**Abb. A.9** Seriennahes Cup-Fahrzeug



**Abb. A.10** Rallyefahrzeug: Rallyefahrzeuge bewegen sich auf befestigter und unbefestigter Fahrbahn



**Abb. A.11** Rennmotorrad



**Abb. A.12** Raid-Lkw: Auch Nutzfahrzeuge werden auf der Rundstrecke und wie das abgebildete Fahrzeug im Gelände für Wettbewerbe eingesetzt



## 2 Vergleich Rennsport-Serie *Comparison Racing vs. Mass Production*

Rennfahrzeuge sind praktisch gleich alt wie die Fahrzeuge selbst. Sobald der Mensch ein Fahrzeug erfunden hatte, fuhr er damit auch um die Wette. Damals waren Renn- und Alltagsfahrzeug baugleich. Im Laufe der Geschichte wurden jedoch Fahrzeuge speziell für Wettkämpfe gebaut. Diese Rennfahrzeuge haben nur einen Zweck, nämlich Rennen zu gewinnen. Das bedeutet, eine bestimmte Strecke innerhalb von Reglementvorgaben möglichst schnell zu durchfahren und dabei nötige und erlaubte Wartungs- und/oder Reparaturarbeiten ebenso rasch zu bewältigen. Das Fahrzeug muss daher hohe Fahrleistungen bringen können (siehe Kap. B *Konzept*) sowie einfach und rasch zu reparieren sein. Tabelle A.1 zählt einige Unterschiede zwischen Gebrauchsfahrzeugen und Rennfahrzeugen auf.

Bei Rennfahrzeugen werden einfache Lösungen angestrebt. Das Fahrzeug muss auch mit relativ einfachen Mitteln auf verschiedene Strecken- und Witterungsverhältnisse einstellbar sein. Erstere betreffen beispielsweise Bremsenkühlung und -verschleiß, Balance zwischen Luftwiderstand und Antrieb, letztere Umgebungstemperaturen und Niederschlag.

Durch die unterschiedlichen Anforderungen ergeben sich zwangsläufig andere Arbeitsbedingungen für die Beteiligten im Motorsport im Vergleich zu ähnlichen Positionen in der Serienentwicklung. Von diesen werden unkonventionelle Arbeitszeiten, direktere Verantwortung und absolute Hingabe erwartet [5]. Entscheidungen müssen oft rasch getroffen werden und sind manchmal für Ingenieure von Serienherstellern nicht ganz nachzuvollziehen, weil sie aus der Erfahrung und aus dem Gefühl heraus kommen [5]. Viele große Automobilkonzerne stehen dennoch mit dem Motorsport in mehr oder weniger direkter Verbindung. Der Grund liegt u. a. in dem Marketingnutzen einer Motorsportbeteiligung. So stiegen die Absatzzahlen der damaligen DaimlerChrysler AG von 21,3 auf 36,3 %, seitdem ein Formel-1-Team offiziell McLaren-Mercedes heißt [5].

Der Motorsport bietet je nach Formel auch die Möglichkeit neue Werkstoffe und Systeme einzusetzen und zu erproben. Die üblichen Zwänge der Serienentwicklung, wie Kostendruck, Einschränkung auf vorhandene oder bestimmte Fertigungseinrichtungen, stehen oftmals der Einführung neuer Techniken und Werkstoffen entgegen. Und nicht selten ist der Rennsport Triebfeder einer Entwicklung, die später in Serienfahrzeugen Eingang findet, Tab. A.2. Die oft gestellte Frage nach dem Einfluss des Motorsports auf den Fortschritt in der Serienentwicklung kann also nicht einfach beantwortet werden. Die Motorsportabteilungen auch großer Automobilkonzerne sind meist organisatorisch und geografisch losgelöst vom Einfluss des Werks. Die Arbeiten werden von Spezialisten durchgeführt und der direkte Einfluss des namensgebenden Herstellers ist in erster Linie finanzieller Natur. Andere Rennsportfirmen sind ohnedies kleine Hersteller, die völlig unabhängig von großen Autokonzernen arbeiten. Die Konstruktionen sind Sonderkonstruktionen, die ja gar nicht auf eine große Stückzahl abzielen. Dass dasselbe Personal Serien- und Motorsportprojekte vorantreibt kommt selten, aber doch vor. Die Baugruppe Motor liefert erfolgreiche Beispiele dafür. Wahrscheinlich allein deshalb, weil viele Rennmotoren zunächst von vorhandenen Serienmotoren abgeleitet wurden und werden. Trotz dieser geringen direkten Beeinflussung der Serie durch den Motorsport, lassen sich indirekte Beeinflussung und Übernahme von Techniken nicht leugnen.

Die tragende Struktur von zwei Seriensportwagen hat deutliche Anleihen aus dem Rennsport genommen.

So weisen der Porsche GT und der Mercedes McLaren CFK-Rahmen auf. Das Produktionsvolumen solcher CFK-Hohlprofilrahmen könnte auch gesteigert werden, so dass es zumindest für Nischenfahrzeuge wirtschaftlich interessant wird [10].

Das Kernpaketverfahren zum Gießen von Metallteilen wurde zunächst nur für Sondermodelle und Rennsport eingesetzt. Mittlerweile wurde es auch für Großserien weiterentwickelt.

**Tab. A.1** Unterschiede in den Anforderungen von Straßenfahrzeugen zu Rennfahrzeugen

Anforderung	Straßenfahrzeug	Rennfahrzeug	Bem.
Sicherheit	hoch, Verkaufargument	reglementbedingt	a
Komfort	hoch, Verkaufargument	unwichtig; teilweise sogar unerwünscht	b
Styling	wichtig, Verkaufargument	ehler unwichtig, Bedeutung für Sponsoren und Privatfahrer	
Lebensdauer	10 bis 15 Jahre	1–3 Jahre, je nach Kategorie und Eigentümer	
Kosten	wichtig, Wirtschaftlichkeit	ehler unwichtig, abhängig von Eigentümer	
Termine	wichtig, aber nicht fest	wichtig und unverschiebbar	c
Gesetzliche Anforderungen	viele, länderspezifisch	ein Reglement für jede Kategorie	
Planungszeitraum	3–5 Jahre und mehr	oft unter einem Jahr	
Produktionsvolumen	sehr hoch	Einzelstücke, Kleinstserien	
Wartung	ehler selten, gesetzesbedingt	sehr häufig, praktisch vor und nach jedem Lauf	
Reparatur	in Fachwerkstätte unter relativ geringem Zeitdruck mit allen Werkzeugen und Maschinen, die erhältlich sind	an der Rennstrecke unter hoherem Zeitdruck und nur mit den Mitteln, die erlaubt bzw. vorhanden sind	
Benutzer	Allgemeinheit, nicht speziell geschult	ausgewählter Personenkreis, meist professionelle Nutzer	
Bauartgeschwindigkeit	teilweise bis max. 250 km/h; durchschnittliche Einsatzgeschwindigkeit wesentlich geringer	über 350 km/h; höchste Einsatzgeschwindigkeiten angestrebt	
Nachtauglichkeit	wichtig: Beleuchtung, Instrumentenbeleuchtung	nur bei Rallyefahrzeugen und Langstreckenrennwagen	
Wintertauglichkeit	wichtig: Startverhalten, Heizung, Belüftung, Reifen, Schneeketten ...	außer bei Rallyefahrzeugen nicht erforderlich	

Bemerkungen:

- a) Vom Reglement geforderter Nachweis sicherheitsrelevanter Merkmale – Tendenz steigend
- b) Ein Rennfahrer möchte „das Fahrzeug spüren“, d. h. ein weich gepolsterter Sitz beispielsweise hindert den Piloten eines Formelwagens daran, den Grenzbereich zu erfahren.
- c) Der Produktionsbeginn (SOP: Start of Production) wird eventuell verschoben, das Rennwochenende nicht

In [6] werden auch dieselben Tendenzen bei Renn- und Serienfahrzeugentwicklung festgestellt:

- Mehrventilmotoren mit zunehmenden Marktanteilen,
- Aufgeladene Motoren ebenfalls mit zunehmenden Marktanteilen,
- Drehmoment/Leistung nimmt zu,
- Hubraum nimmt ab: Leistungsdichte wird besser,
- Aus kleiner werdenden leichteren Motoren wird mehr Drehmoment/Leistung erzielt,
- Verdichtungsverhältnis nimmt zu,

**Tab. A.2** Der Motorsport als Schrittmacher für neue Werkstoffe und Technologien [7]

Jahr	Firma/Fahrzeug	Bemerkung
1895	Michelin	Fahrzeug mit Luftbereifung im Rennen Paris-Bordeaux-Paris
1899	Dürrkopp	Entwicklung eines kleinen Sportwagens, der zur Gewichtsreduzierung eine Aluminium-Karosserie besaß
1900	Maybach/Daimler	Für Jellinek gelieferter Daimler, den dieser dann nach seiner Tochter ‚Mercedes‘ nannte, hatte einen weitgehend aus Aluminium und Magnesium hergestellten Motor sowie einen Bienenwabenkühler aus Messing
1934	Auto-Union	Kurbelgehäuse und Zylinderköpfe aus Aluminiumguss gefertigt beim 16-Zylinder Motor
1962	Porsche	Titan für die Pleuel des Formel-1-Motors
1963	Porsche 904 GTS	Erstes deutsches Serienfahrzeug mit GFK-Außenhaut
1967	Porsche 910/8	Verwendung eines Aluminium-Gitter-Rohrrahmens mit partieller Sekundärfunktion der Rohre als Ölleitung
1971	Porsche 917	Verwendung von Magnesium für Gitter-Rohrrahmen
1981	Hercules/McLaren/Lotus	Tragende Struktur von Formel-1-Fahrzeugen erstmals aus kohlefaser-verstärkten Kunststoffen (CFK)

- Nenndrehzahl nimmt ab,
- Mitteldrücke steigen,
- Elektronik hat hohen Stellenwert auf breiter Front: Motor, Getriebe, Bremsen etc. und neuerdings die ganzheitliche Vernetzung von Systemen zu einem Gesamtsystem.

Allgemein lässt sich feststellen, dass der Nutzen des Motorsports für die Serienentwicklung wohl im großen Maße vom Reglement abhängt und von der Organisation des Unternehmens. Reglements, die den Einsatz von Systemen verbieten, die in Serienfahrzeugen eingesetzt werden, verhindern einen vom Motorsport verursachten Fortschritt. Andererseits verbessert die gleichzeitige Entwicklung von Serien- und Motorsportaggregaten durch ein Team gleichermaßen die Zuverlässigkeit wie die Rennsporttauglichkeit [8]. Man stellt auch fest, dass mit der zunehmenden Forderung nach Zuverlässigkeit, z. B. für Langstreckenrennen, sich die Lösungen deutlich an die Serienlösungen annähern, was natürlich einen größeren Nutzen für beide Seiten nach sich zieht.

Das jüngste Beispiel dafür, wie ein Transfer zwischen Motorsport und Serienentwicklung bewusst forciert wurde liefert der Le Mans Sieger 2006: Audi R10 TDI. Aus Marketinggründen und aus dem einfachen Grund, weil es bis dato äußerst wenig Erfahrung mit Dieselmotoren gibt, lieferte die Serienentwicklung maßgebliche Inputs bei der Konzeption des Rennmotors [11].

Dass sich nicht alle Lösungen direkt aus dem Rennsport für die Serie übernehmen lassen, liegt vielfach auch daran, dass die Entwicklungsziele nicht dieselben sind. Bei einem Serienprodukt steht am Anfang zwar auch die Optimierung der Funktion im Vordergrund und wird später abgelöst durch die Suche nach der besten Gestalt (Festigkeit und Materialverbrauch), aber letztendlich steht die wirtschaftliche Herstellung und ein ebensolcher Betrieb im Vordergrund. Die geforderte Alltagstauglichkeit verlangt von Serienprodukten auch eine einfache und sichere Bedienung ohne Spezialausbildung.

Für die Zukunft ergibt sich wahrscheinlich ein neues Betätigungsgebiet auf der Seite des Rennsports, das in der Serienentwicklung schon alltäglich ist, nämlich durch den Gedanken des Umweltschutzes. Wettbewerbe, bei denen ein minimaler Kraftstoffverbrauch im Vordergrund steht, gibt es bereits.

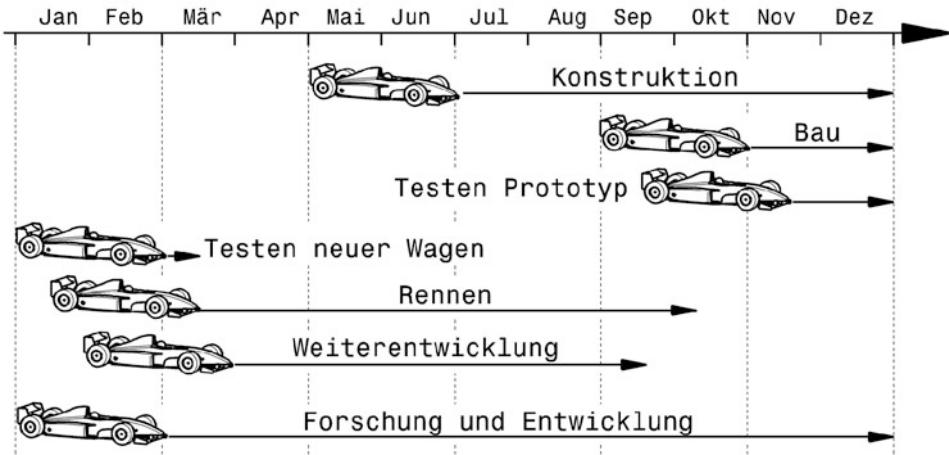


Abb. A.13 Aktivitäten eines Formel-1-Teams im Jahreslauf, nach [4]. Die Konstruktion und der Bau eines neuen Fahrzeugs beanspruchen kaum sechs Monate

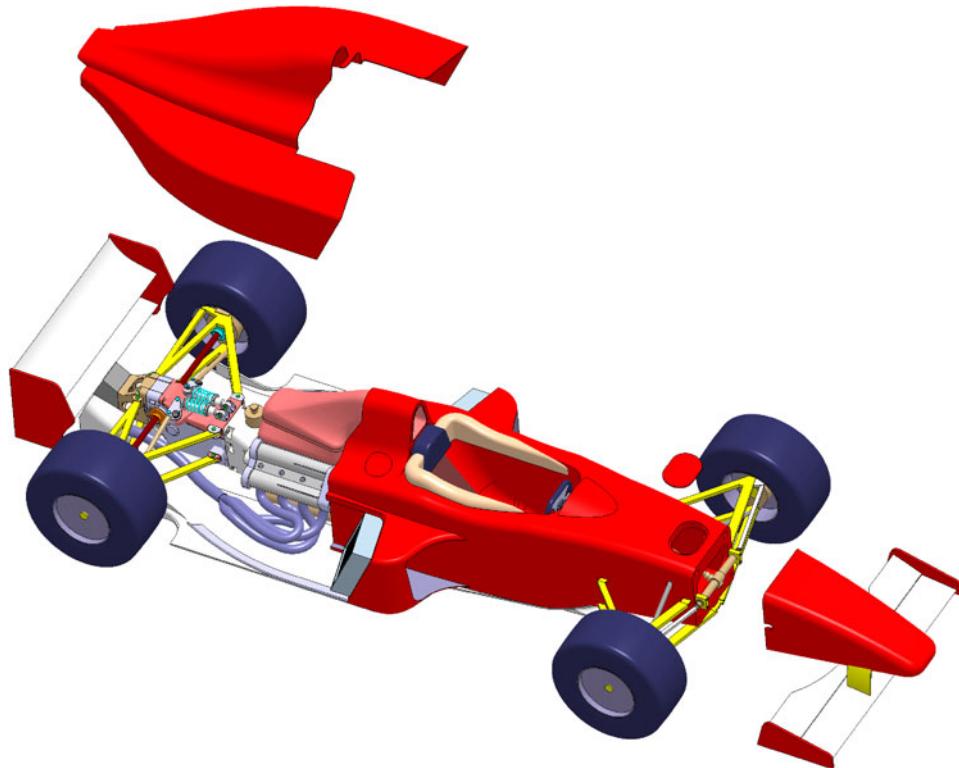
Wettbewerbe, bei denen Fahrzeuge mit alternativen Antrieben konkurrieren sind in Diskussion. Energie-Rückgewinnungssysteme (KERS *kinetic energy recovery systems*), mit denen die Bremsenergie für nachfolgende Beschleunigung genutzt werden kann, sind bereits entwickelt und bei einigen Rennserien im Einsatz. Solche Systeme zur Rekuperation (Rückgewinnung) der Bremsenergie sind insbesondere für Fahrzeuge mit elektrischem Antrieb interessant, helfen sie doch den Energiebedarf der Batterien zu verringern. Die Vehemenz und Zielstrebigkeit, mit der im Motorsport Entwicklungen vorangetrieben werden, ist sicher für die Serie von unschätzbarem Wert.

### 3 Entwicklungsablauf Development Process

Der zeitliche Ablauf der Fahrzeugentwicklung ist gänzlich durch den Veranstaltungskalender und der – mit Ausnahme von Rallye- und Raid-Fahrzeugen – durch die warme Jahreszeit bestimmt.

Ein Formel-1-Team entwickelt und baut jährlich ein neues Fahrzeug, das kaum mehr als 5 bis 10 Prozent der Komponenten des Vorgängerwagens enthält (Abb. A.13). Dies ergibt sich durch Optimierungen und das Reglement kann gegenüber dem Vorjahr stark geändert worden sein. Ein Formel-1-Fahrzeug besteht aus mehr als 3500 Komponenten [4]. Tabelle A.3 fasst typische Eckdaten verschiedener Fahrzeugentwicklungen zusammen.

Die wichtigsten Baugruppen eines mehrspurigen Rennfahrzeugs finden sich bei allen Typen und im Wesentlichen ist auch kein Unterschied im Aufbau festzustellen, wenn man Fahrzeuge mit freistehenden und umschlossenen Rädern betrachtet, Abb. A.14 und A.15. An das hintere Chassisende schließt sich der Motor an, an dem wiederum das Getriebe befestigt ist. Beide bilden die tragende Struktur des Fahrzeughecks, das das Fahrwerk hinten aufnimmt. Seitlich neben dem Cockpit befinden sich Wärmetauscher für Motorkühlung und eventuell Ladeluftkühlung. Das vordere Chassisende bildet ein nasenförmiger Bug, der das Crashelement darstellt. Unterschiede zwischen Formelwagen und Sportwagen ergeben sich durch Abmessungen und Ausführungen des Cockpits (einsitzig, zweisitzig, offen, geschlossen) und durch die Gestalt der Außenhaut.



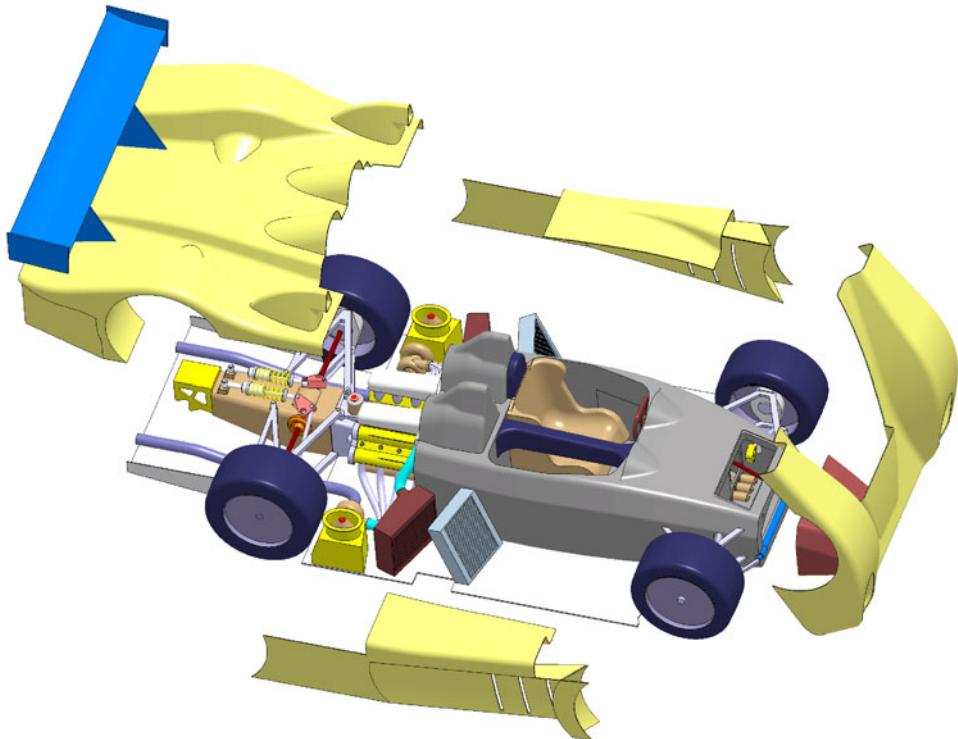
**Abb. A.14** Aufbau eines Formel-Wagens. Das mittig angeordnete Cockpit schmiegt sich im Bereich der Beine möglichst eng an den Fahrer an. Zwischen Fahrer und Motor ist der Tank untergebracht. Anschließend an den Motor ist das Getriebe angeflanscht, das auch Teile der Hinterradaufhängung aufnimmt. Die Wärmetauscher befinden sich in seitlichen Kästen neben dem Cockpit. Den Fahrzeugbug bildet eine an das Cockpit angesetzte Nase, an die der Frontflügel angebracht ist. Ein Unterboden schließt den Wagen nach unten ab und erzeugt einen Teil des aerodynamischen Abtriebs

Die wesentlichen Baugruppen von Rennfahrzeugen sind im Einzelnen:

- Cockpit: Nimmt den Fahrer auf und schützt ihn bei Unfällen.
- Rahmen (Chassis): Beherbergt das Cockpit, nimmt sämtliche Kräfte auf und verbindet weitere Hauptbaugruppen miteinander.
- Motor: Antriebsquelle für Fahrzeug und Hilfssysteme. Gibt der Sportart ihren Namen.
- Kraftstoffsystem: Speichert Kraftstoff und versorgt den Motor mit Energie.
- Antriebsstrang: Leitet Motormoment weiter zu den Rädern und wandelt Motordrehzahl und -drehmoment.
- Fahrwerk: Führt und hält die Räder, verantwortlich für Funktion der Reifen mit der Fahrbahn.
- Lenkung: Ermöglicht Manövrierbarkeit des Fahrzeugs.
- Räder und Reifen: Stellen den Kontakt mit der Fahrbahn her und sind somit einer der wichtigsten Komponenten.
- Bremsanlage: Verzögert das Fahrzeug. Kann auch – zumindest ist dies technisch möglich – zur gezielten Stabilisierung des Fahrzeugs eingesetzt werden.

- Außenhaut: Schließt das Fahrzeug nach außen hin, erzeugt und überträgt Luftkräfte; seine Gestalt und Farbe gibt den größten Teil des Aussehens vor.
- Elektrik und Hilfssysteme: Stellt den elektrischen Energie- und den immer größer werdenden elektronischen Datenfluss sicher. Weiters werden darunter Hydraulik- und Pneumatiksysteme zusammengefasst.

Die folgenden Kapitel erläutern bzw. beschreiben Grundlagen, Auslegung, Konstruktion und Beispiele einzelner Baugruppen. Darüber hinaus wird auf die Entwicklung und Abstimmung von Rennfahrzeugen eingegangen.



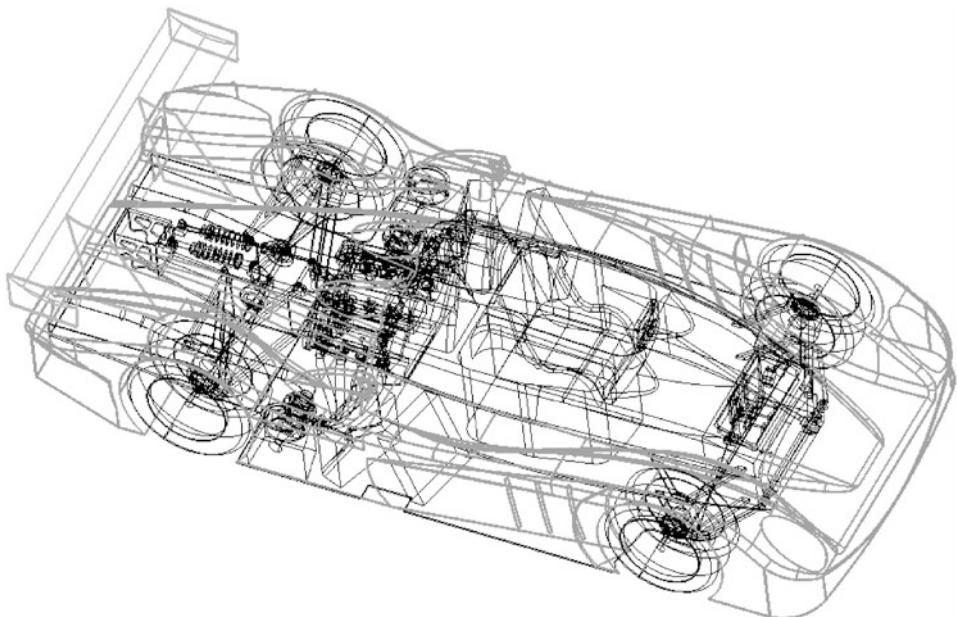
**Abb. A.15** Aufbau eines Sportwagens. Die Außenhautteile dieses zweisitzigen Sportwagenprototypen sind entfernt dargestellt, dadurch wird die enge Verwandtschaft zu einem Formelwagen deutlich. Die wesentlichen Baugruppen sind nämlich in derselben Weise angeordnet

**Tab. A.3** Entwicklungseckdaten einiger Rennklassen

Klasse	Gesamtbudget [€]	Testkilo-meter pro Team	Testtage pro Jahr und Team	Laufleistung eines Fahrzeugs	Anzahl der Rennen
Formel 1	47 bis 400 · $10^6$ [5], [3]	19.000 [1]	65	3000 km [1] Motor: 400 km bis 2003 ab 2005: 1200 km	17
Formel 3 [9]	300 bis 350.000		25	Motor: 1 Saison (mit 1 Revision)	20 an 10 Wochenenden
Formel Renault [9]	350.000	bis 12.000	20 bis 25	Motor: 3 Revisionen pro Saison	10 bis 13
Formel A-Lista junior [9]	30 bis 50.000			Motor: 1 Saison	

## Literatur References

1. Piola, G.: Formel 1. Copress Verlag, München (2001)
2. [www.fia.com/sport/Regulations](http://www.fia.com/sport/Regulations)
3. [www.motorsport-guide.com](http://www.motorsport-guide.com). Zugegriffen: 30. Juni 2006
4. Schedel, R.: McLaren Mercedes switching CAD systems on a live project, AutoTechnology 5, 74 (2001)
5. Andorka, C.-P., Kräling, F.: Formel 1, das Milliardenspiel. Copress Verlag, München (2002)
6. Indra, F.: Bringt der Motorsport Vorteile für die Serienentwicklung? Ist die Formel 1 auf dem richtigen Weg? Die Evolutionäre Weiterentwicklung des Automobils 2, 23 (1994)
7. Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 1. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2000)
8. Mezger, H.: Das 911-Triebwerk im Motorsport. In: Aichele, T. (Hrsg.) Porsche 911, Der luftgekühlte Boxermotor (2003)
9. Katalog der Automobilrevue 2002. Büchler Grafino AG, Bern (2002)
10. Strambi, G.: Assembly Technology for Carbon Fibre Body Structures. AutoTechnology 4, 56 (2006)
11. Völker, H.: Audi R10 TDI Power. Heel, Königswinter (2006)



Mit dem Konzept werden die Weichen für die spätere Detailkonstruktion gestellt. Es geht um die grobe Anordnung der größten und schwersten Teile und um die grundlegende Charakteristik des Wagens. Die Konzeptarbeit darf nicht unterschätzt werden. Fehlentscheidungen am Anfang eines Projekts sind später oft nur schwer wieder zu korrigieren. Der Teufel, sagt man, steckt im Detail und meint damit etwa das Konzept sei nicht so entscheidend. Dem muss hinzugefügt werden, dass die Vorfahren des Teufels bereits im Konzept steckten.

## 1 Entwicklungsablauf *Development Process*

Im Motorsport existiert im Allgemeinen ein Fahrzeug aus der vergangenen Rennsaison. Die Konzeptarbeit für die folgende Saison beginnt demnach bei einer Analyse des Vorgängermodells. Weitere Einflussgrößen sind das Reglement, das stetigen Änderungen unterworfen ist, und der Zeitplan, genauer der Zeitpunkt, ab dem das neue Fahrzeug verfügbar sein soll [4]. Ein neues Fahrzeug muss nicht unbedingt zu Beginn der neuen Rennsaison zur Verfügung stehen. Nach der Winterpause brauchen die Fahrer wieder einige Rennpraxis um die Grenzen eines Wagens auszuloten. Zu Vergleichszwecken ist es daher besser zunächst mit dem bekannten, in der vergangenen Rennsaison entwickelten, Fahrzeug zu beginnen und erst später ein geändertes Konzept zu testen, wenn die Fahrer das Vorjahrsniveau erreicht haben [15].

Bei Straßenfahrzeugen werden prägende Charakteristika innerhalb der Produktbeschreibung nach folgender Reihenfolge festgelegt [1]:

- Fahrzeugklasse (Größenklasse, z. B. „Kompaktklasse“)
- Fahrzeugvarianten (z. B. Stufenhecklimousine 4-türig, Kombilimousine 5-türig)
- Aggregatezuordnung (Motorisierungsprogramm, Getriebeangebot)
- Fahrzeughauptabmessungen
  - Exterieurdaten (Radstand, Länge, Überhänge, Breite, Höhe, Spurweiten)
  - Interieurdaten (Längen-, Breiten-, Höhenmaße der Sitzanlagen, Nutzvolumina)
- Technische Beschreibung
  - Karosseriebauart, Variantenkonzept
  - Motorversionen und Ausstattung (z. B. Leistungs- und Ländervarianten)
  - Getriebetypen (Drehmomentklassen, Automatgetriebe)
  - Fahrwerk (Achsen, Räder und Reifen, Lenkung, Regelsysteme)
  - Technische Ausstattung (z. B. Klimatisierung, elektronische Ausstattung, Kraftstoffsystem)
- Technische Daten
  - Gewichte, Zuladungen, Anhängelasten
  - Fahrleistungen
  - Verbrauchs- und Abgaszielwerte.

Aus der Produktbeschreibung wird das Lastenheft abgeleitet. Im nächsten Schritt werden erste Entwurfsdarstellungen zur Absicherung der gewählten Abmessungen erstellt. Die Grundlage für erste Stylingentwürfe stellt das so genannte „Hard Point Package“ dar: Aus den erforderlichen Bauräumen für alle benötigten Komponenten und tragende Strukturen sowie aus dem Platzbedarf der Insassen entsteht ein Oberflächengebirge, in dem die Außenhaut noch nicht berücksichtigt wird.

## 2 Auslegungsbereiche Layout Sections

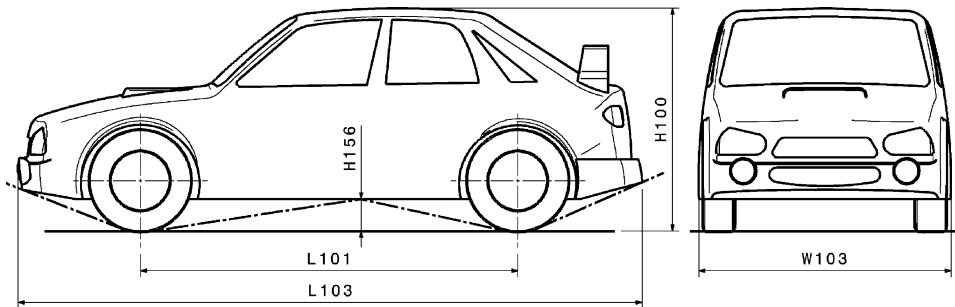
Die Auslegungsbereiche lassen sich beim Pkw grob unterteilen [1]:

- Innenraum
- Vorderwagen
- Hinterwagen
- Unterboden

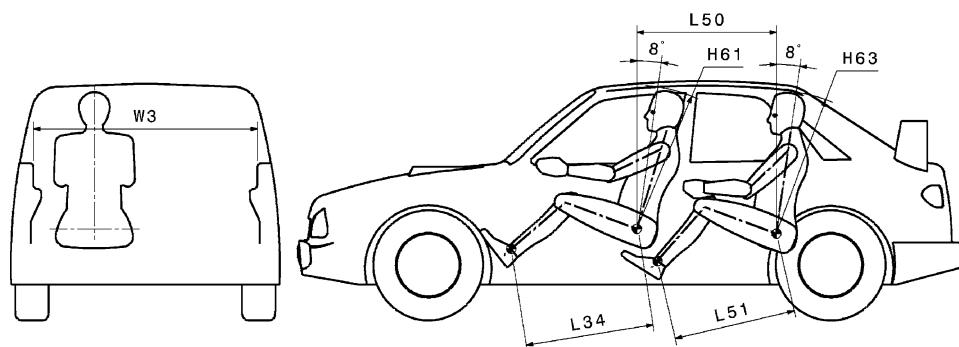
Ein neues Fahrzeug entsteht im Allgemeinen von innen nach außen. Im Ablauf der Konzeptentwicklung stehen Innenraumstudien mit Raum- und Ergonomieuntersuchungen am Anfang.

Der Ausgangspunkt für die Abmessungen des Innenraumes ist die Position der Insassen auf den Vorder- und Hintersitzen. Diese werden nach günstigen Gesichtspunkten auf den Sitzen platziert, wobei für die Vordersitze eine Sitzverstellung mit dem Extrem vorzusehen ist. Zu dieser Insassenlage werden einmal die Türmaße und zum anderen aus den Augpunkten die Sichtwinkel nach vorn, seitlich und hinten festgelegt.

Bei der Bestimmung der Sichtfelder ist zu berücksichtigen, dass alle Dachpfosten zur Erzielung einer hohen Karosseriesteifigkeit genügend Festigkeit aufweisen. Ist die Sitzposition bestimmt, so können auch Lenkrad, Instrumententafel und Fußhebelwerk fixiert werden, wobei die optimale Bewegungsrichtung zu berücksichtigen ist [2].



**Abb. B.1** ECIE Exterieurmaßdefinitionen



**Abb. B.2** ECIE Interieurmaßdefinition Seitenansicht [1]

Etwas zeitversetzt zur Innenraumgestaltung erfolgen die Ausarbeitungen im Bereich des Aggregats (Anordnungen Motor, Getriebe, Nebenaggregate, Vorderachse und Lenkstrang, Berücksichtigung von Sicherheitsmerkmalen wie Karosseriestrukturen, Crash-Deformationszonen).

Die Konzeptarbeiten im Unterbodenbereich haben zum Schwerpunkt Getriebe- und Antriebssstrang, Abgasanlagen-, Leitungs- und Karosseriestrukturentwürfe.

Im Hinterwagen stehen Layouts für Karosseriestrukturen, Hinterachse, Tank-, Abgasanlagen- und Gepäckraumoptimierungen im Vordergrund. Erste Variantenuntersuchungen, z. B. zu verschiedenen Heckausführungen oder Türanzahl, werden dargestellt.

**Maßdefinitionen.** Die Benennung und Definition der wichtigsten Maße eines Fahrzeugs sind in Europa durch die ECIE (European Car Manufacturers Information Exchange Group) vereinheitlicht, Abb. B.1 und B.2.

Tabelle B.1 liefert zum Vergleich einige Zahlenwerte ausgesuchter Maße von Pkw.

**Tab. B.1** Maßvergleich verschiedener Fahrzeugklassen, Maße in mm [1]

Fahrzeugklasse	Kompakt	Untere Mittelklasse	Mittelklasse	Obere Mittelklasse	Oberklasse	Vans
<b>Kriterium</b>						
<b>Exterieurmaße</b>						
Länge (L103) <sup>1)</sup>	3600–3800	3800–4400	4300–4700	4300–4700	4700–5100	4500–4800
Radstand (L101)	2350–2500	2400–2700	2500–2700	2500–2700	2700–3000	2700–3000
Breite (W103)	1550–1650	1670–1740	1670–1770	1670–1770	1800–1900	1750–1900
Höhe (H100)	1350–1480	1330–1440	1360–1430	1360–1430	1400–1500	1650–1800
Bodenfreiheit (H156)			130...150; SUV: über 200			
<b>Interieurmaße</b>						
Fußraum vorne (L34)	960–1080	970–1080	1000–1100	1000–1100	1000–1100	970–1080
Kopfraum vorne (H61)	920–1000	940–1010	950–1010	950–1010	980–1020	1000–1050
Schulterbreite vorne (W3)	1280–1360	1340–1440	1340–1460	1340–1460	1450–1500	1500–1650
Sitzabstand vorne-hinten (L50)	680–760	670–790	730–830	730–830	840–950	850–900
Fußraum hinten (L51)	730–920	760–880	750–920	750–920	900–1000	800–900
Kopfraum hinten (H63)	900–970	900–980	910–980	910–980	950–990	950–1000
Kofferraumvolumen [1]	200–460	240–550	330–550	330–550	500–600	250–2500
Fahrzeugbeispiele	VW Polo	VW Golf	Audi A4	BMW 5er	Mercedes S	VW Sharan

<sup>1)</sup> in (...) Maßbezeichnung entsprechend ECIE-Vereinbarungen

### 3 Konzeptmerkmale Concept Characteristic

Folgende Merkmale prägen die Charakteristik eines Fahrzeugs im Allgemeinen:

- Aggregatlage: Front-, Heck-, Mittelmotor, Unterfluranordnung
- Antriebskonzept: Front-, Heck-, Allradantrieb
- Aggregateinbau: längs, quer
- Anzahl der Sitzplätze
- Komfortausprägungen: z. B. Beinfreiheiten
- Stauraumvolumina.

**Tab. B.2** Einfluss der Antriebsanordnung auf Eigenschaften eines Fahrzeugs [41]

Motorlage	vorne, längs			vorne, quer			hinten		Mitte	
Antriebsachse	vorne	hinten	beide	vorne	beide	hinten	beide	hinten	beide	
Leergewicht	+	0	-	++	-	+	-	+	-	
Achslastverteilung	+	++	++	+	++	+	++	++	++	
Traktion, trocken	+	++	++	+	++	++	++	++	++	
Traktion, glatt	+	-	++	+	++	+	++	0	++	
Traktion, Kurve	++	0	++	++	++	+	++	+	++	
Traktion, Steigung	0	+	++	0	++	+	++	+	++	
Lenkungskomfort	0	++	+	0	+	++	+	++	+	
Geradeausfahrt	++	+	++	++	++	-	0	0	+	
Seitenwindstabilität	++	+	++	++	+	-	0	-	0	
Lenkerhalten	+	+	++	+	++	+	++	+	++	
Bremsverhalten	+	++	++	+	++	++	++	+	++	
Innenraumnutzung	+	+	0	++	+	-	-	--	--	

Legende: ++ sehr gut, + gut, 0 mittel, - schlecht, -- sehr schlecht

Tabelle B.2 bietet eine Übersicht wie sich die Antriebsanordnung, also die Lage des Motors und die Ausrichtung der Kurbelwelle zur Fahrtrichtung, auf wichtige Eigenschaften eines Fahrzeugs auswirkt.

### 3.1 Aggregatlage und Antriebskonzept Engine Position and Drive Layout

Die Lage des Motors und damit des Antriebstrangs beeinflusst maßgeblich die Bauraumaufteilung und das Fahrverhalten durch die Achslastverteilung und die Lage der angetriebenen Achse. Von den denkbaren Möglichkeiten sind allerdings nur einige sinnvoll, Abb. B.3. Zum Allradantrieb werden in Abschn. M.6.3 Bauformen einige grundsätzliche Überlegungen angestellt.

#### Frontmotoranordnung Front Engine Design

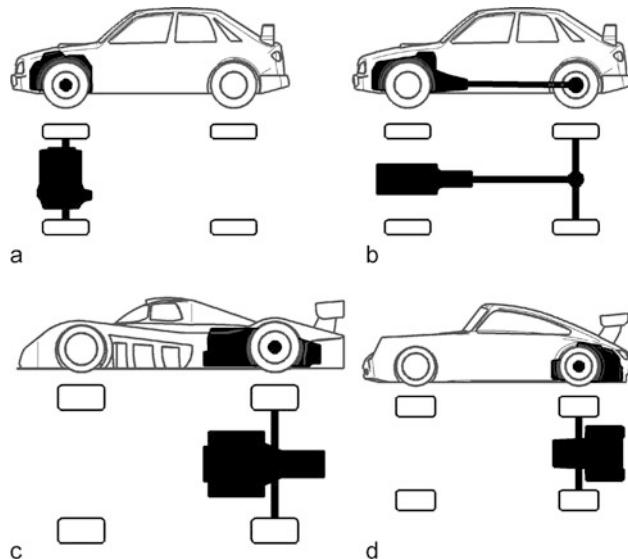
**Merkmale.** Motor und Getriebe sind verblockt vor der Fahrgastzelle angeordnet (längs ausgerichtet (*north-south*) oder quer eingebaut (*east-west-installation*)). Wasserkühler und Klimakondensatoren werden davor im Fahrzeugfrontbereich platziert. Ausführungsformen als Front-, Heck- oder Allradantrieb. Diese Motoranordnung ist die weitverbreitetste am Pkw-Markt.

Der Quereinbau findet sich nur bei Frontantriebsfahrzeugen – bei Heckantrieb wird auf Grund des einfacheren Antriebsstrangs und schwingungstechnischer Vorteile ausschließlich der Längseinbau angewandt.

Das Transaxleprinzip (Motor vorne, Getriebe und Antrieb hinten) vereint Vorteile von Front- und Heckmotor.

**Vorteile.** Kompakte Bauweise mit kurzen Leitungen zu allen Nebenaggregaten und zu den Kühlern. Die Aggregatgeräusche sind durch die Stirnwand gut zum Innenraum abschottbar. Im Falle eines Frontalcrashes führt ein frühes Anlegen des Antriebsblockes an den Stirnwandbereich zu einer Entlastung der Rohbaustruktur von Aggregatmassekräften. Ein ausreichendes Raumangebot für

**Abb. B.3** Mögliche Motorlagen im Fahrzeug, **a** Frontmotor, Quereinbau, Vorderradantrieb, **b** Längsmotor vorne, Antrieb hinten (Standardantrieb), **c** Mittelmotor, Antrieb hinten, **d** Heckmotor, Antrieb hinten



Abgasanlage (insbes. Schalldämpfer und Katalysatoren) und Tank ist im Unterboden- und Hinterwagenbereich gegeben.

Bei Kombination mit Frontantrieb ist die gesamte Antriebseinheit mit Vorderachse als kompakte Vormontageeinheit realisierbar und ermöglicht neben einem flachen Fahrzeugtunnel eine ausreichend hohe Vorderachsbelastung für gute Traktionsverhältnisse. Der Vorteil des Heckantriebs gegenüber dem Frontantrieb liegt in einem sich verstärkenden Traktionspotenzial bei zunehmender Zuladung im Heckbereich, in Beschleunigungsphasen oder bei Bergfahrt.

**Nachteile.** Im Quereinbau wird die Motorgröße beschränkt auf maximal 6 Zylinder, dabei gibt es auch starke Restriktionen in der Getriebegröße durch beschränkte Baulänge (direkter Einfluss auf Fahrzeugbreite). Das Bemühen um leistungsstärkere, aber gleichzeitig sehr kompakte Aggregate auch in Längsausrichtung (Crashlänge) unterstreicht diese Problematik. Zusätzlicher Nachteil bei Frontantrieb ist ein abnehmendes Traktionspotenzial bei steigender Zuladung im Heck, in Beschleunigungsphasen durch dynamische Achslastverlagerung und bei Bergfahrt.

Mit relativ geringem Aufwand lässt sich eine allradgetriebene Variante bei Frontantriebsfahrzeugen mit Längseinbau des Aggregats darstellen, da das längseingebaute Getriebe um ein Verteilergetriebe ergänzt wird und der Antriebsstrang ohne weitere Umlenkungen zur Hinterachse erfolgen kann.

Die zur Traktion bei Heckantriebfahrzeugen erforderliche Hinterachsbelastung führt bei dieser Anordnung zu einer gegenüber dem Antriebsblock möglichst weit vorne angeordneten Vorderachse. Dennoch lässt sich bei Hinterachsantrieb kaum mehr als etwa 50 % Hinterachsbelastungsanteil (im Leerzustand des Fahrzeugs) realisieren.

### Heckmotoranordnung *Rear-Mounted Engine Design*

**Merkmale.** Früher häufiger angewandte Anordnung (z. B. VW Käfer, Renault, Fiat), bei der ähnlich einer Anordnung mit Frontantrieb Motor, Getriebe und hier die Hinterachse als eine Vormontage-

einheit im Heckbereich angeordnet sind. Das Getriebe liegt vor dem in Längsrichtung eingebauten Motor. Ein modernes Fahrzeug in dieser Konfiguration ist der Porsche 911 Carrera.

**Vorteile.** Bedingt durch Anordnung des Aggregats hinter der Hinterachse sehr hohe Hinterachslastanteil ( $> 60\%$ ), dadurch hervorragende Traktionseigenschaften, zunehmend bei Beschleunigung und Bergfahrt, immer noch sehr hoch bei Zuladung im Fahrzeuginnenraum oder vorne. Keine Wärmebelastung des Innenraums durch Wärmeabstrahlung des Aggregats. Flacher Fahrzeugtunnel (keine Antriebswellen oder Abgasführung). Mit Längseinbau des Aggregats ist ein Allradantrieb zur Vorderachse einfach darstellbar.

**Nachteile.** Die hohe Hinterachslast erfordert hochwertige Achskonzepte (vor allem Hinterachse) zur Erzielung guter Fahreigenschaften. Lange Leitungen ergeben sich bei Wasserkühlung mit vorne angeordneten Kühlgittern für die Kühlung selbst sowie für Heizung und Klimaanlage. Die Karosserievariabilität im Heckbereich wird durch den Raumbedarf des Aggregats sehr stark eingeschränkt. Im Raumangebot konkurrenzfähige Kombilimousinen sind nicht möglich. Schwierige Gestaltung einer optimalen Abgasanlage. Übersteuerungstendenz. Seitenwindempfindlichkeit.

### Mittelmotoranordnung *Mid Engine Design*

**Merkmale.** Klassische Sportwagenkonfiguration mit Motoranordnung vor der Hinterachse. Die Ausrichtung des Aggregats ist dabei sowohl längs (Getriebe hinter Motor) als auch quer (analog Frontantriebsquereinbau) üblich. Bedingt durch den Raumbedarf des Motor-Getriebe-Blocks ist nur eine zweisitzige Ausführung sinnvoll. Monoposto-Rennwagen (z. B. Formel 1, Formel 3, Formel Renault) sind heute ausschließlich in Mittelmotoranordnung ausgeführt. Folgender Aufbau hat sich bei Formel- und Produktionssportwagen durchgesetzt: Der Motor ist mittragend indem er direkt an die Schottwand hinter dem Cockpit angeschraubt ist. Der Motor wiederum nimmt das Kupplungsgehäuse auf, an das das Getriebe angeschraubt ist. Die Radaufhängung der Hinterachse ist direkt am Getriebegehäuse und manchmal auch am Motorblock befestigt.

**Vorteile.** Bedingt durch die Anordnung des Aggregats vor der Hinterachse relativ hoher Hinterachslastanteil ( $> 52\%$ ), dadurch sehr gute Traktionseigenschaften, zunehmend bei Beschleunigung und Bergfahrt, neutral hoch bleibend bei Zuladung. Fahrzeugkonzept mit optimalem Fahrdynamikpotenzial durch ausgewogene Achslastverteilung. Die Wärmebelastung des Innenraums durch Wärmeabstrahlung des Aggregats ist nur gering. Üblicherweise ist ein Frontkofferraum realisierbar. Ein zusätzlicher Kofferraum im Heckbereich ist möglich, der Fahrzeugtunnel ist flach (keine Antriebswellen oder Abgasführung).

**Nachteile.** Vorne angeordnete Kühler bedingen bei Wasserkühlung lange Leitungen für Kühlung, Heizung und Klimaanlage. Die Karosserievariabilität im Heck- und Innenraumbereich ist durch den Raumbedarf des Aggregats stark eingeschränkt. Daher nahezu ausschließlich 2-sitzige Fahrzeuge üblich (4-Sitzer führt zu sehr großem Radstand). Das bei Längseinbau hinter dem Motor platzierte Getriebe erfordert lange Schaltseilzüge und schließt einen Allradantrieb aus, der sich auch mit einem Quereinbau des Aggregats sehr aufwändig gestaltet. Ebenfalls gestaltet sich die Motorwartung schwierig.

Ein Fahrzeug mit diesem Aufbau ist beispielsweise der Porsche Boxster.

**Motorraum Engine Compartment** Bei der Anordnung des Motors können folgende Überlegungen hilfreich sein. Zunächst wird man eine gute Zugänglichkeit zu wartungsintensiven Stellen anstreben. Außerdem ist ein Zu- und Abfuhr von Kühl Luft für den Motor und Peripherieteile „lebenswichtig“

**Tab. B.3** Vergleich von Fahrzeugkonzepten [1]

Kriterium	Frontmotor Frontantrieb	Frontmotor Heckantrieb	Mittelmotor Heckantrieb	Heckmotor Heckantrieb
Traktionsvermögen leer <sup>1)</sup>	+	-	+	++
Traktionsvermögen beladen <sup>1)</sup>	-	+	+	+
Achskonzeptanforderungen	+	0	-	--
Innenraumgröße	++	++	--	0
Kofferraumgröße	++	+	0	--
Karosserievariabilität Heckbereich	++	++	-	--
Fahrzeuglängenbedarf <sup>2)</sup>	++	0	- (0)	0
Karosseriestrukturbelastung bei Frontcrash	++	++	--	--
Wärmeeinfluss auf Innenraum	-	--	0	+
Geräuscheinfluss auf Innenraum	+	+	0	+
Eignung zum Allradantrieb <sup>3)</sup>	+ (++)	-	--	++
Gesamtgewicht	++	0	+	+
Leitungslängen	++	++	-	--
Herstellkosten	++	+	+	+

Legende: ++ sehr gut bzw. sehr geeignet, + gut, 0 mittel, - schlecht, -- sehr schlecht bzw. ungeeignet

<sup>1)</sup> Für exakte Bewertung Berücksichtigung Steigungs-, Reibwert-, Zuladungsverhältnisse erforderlich

<sup>2)</sup> (0) bei Mittelmotor und Motoreinbau quer statt längs

<sup>3)</sup> (++) bei Frontmotor und Motoreinbau längs statt quer

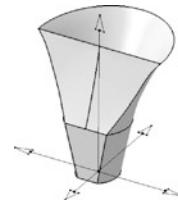
und muss daher unbedingt sichergestellt werden. Darüber hinaus darf nicht vergessen werden, die Lage der Abgasanlage mit eventuell nötigen Abgasreaktoren einzuplanen. Ein Motor als mittragendes Element erleichtert Motoraus- und -einbau. Der Motor muss allerdings für diese Anforderung geeignet sein. Bei Formel-1-Aggregaten kommt es beispielsweise während der Beschleunigung zu einem Leistungsverlust von bis zu 50 kW durch die Verformung des Kurbelgehäuses unter der Belastung [8].

**Kraftstofftank Fuel Tank** Die Anordnung des Tanks wird beim PKW durch erforderliche Crashschutzmaßnahmen geprägt. Bei Rennfahrzeugen wird eine zentrale Lage bevorzugt. Dadurch beeinflusst der Füllstand das Fahrverhalten nur wenig. Allgemein wird bei einem Einsitzer versucht den Tank möglichst kurz zu gestalten ohne den Schwerpunkt anzuheben, wenn der Tank voll gefüllt ist. Dadurch bleibt Platz in der Länge um den Motor und das Getriebe für die gewünschte Achslastverteilung zu verschieben. Allerdings sind diesem Bestreben nach kurzem Tank Grenzen gesetzt. Für ein bestimmtes Füllvolumen bei einer gegebenen Höhe wird der Behälter breiter. Das FIA-Reglement für Formel-1-Fahrzeuge beschränkt beispielsweise die Breite auf 800 mm.

## 3.2 Konzeptvergleich Concept Comparison

Tabelle B.3 liefert einen groben Vergleich unterschiedlicher Fahrzeugkonzepte nach ausgewählten Kriterien.

## Fahrverhalten und Fahrleistungen Driving Behaviour And Driving Performance



Folgende Größen beeinflussen das Fahrverhalten zum Teil erheblich [9] und sollen daher in die Konzeptüberlegungen einfließen.

**Masse Mass.** Die Masse hat als trägheitsbestimmende Größe direkten Einfluss auf das Fahrverhalten und die Fahrleistungen. Mit zunehmender Masse steigen Roll-, Beschleunigungs- und Steigungswiderstand an. Die Belastung der Reifen durch höhere Seitenkräfte nimmt ebenfalls zu. Wenn der Einfluss der Reifen konstant bleibt, verbessert jedes Kilogramm Masse bei Formel-1-Fahrzeugen die Rundenzeit um etwa 0,04 s [11]. Man rechnet auch mit einer erforderlichen Mehrleistung von etwa 4 bis 5 kW je kg Mehrgewicht [16].

Eine Gewichtsreduzierung des Fahrzeugs macht auch bei Unterschreitung des reglementbedingten Mindestgewichts Sinn, weil dann die Möglichkeit besteht, mit Ballastgewichten die Massenverteilung des Fahrzeugs Richtung Optimum vorzunehmen. Sogar bewegliche Massen sind denkbar, die die Massenverteilung für die jeweilige Fahrsituation (Beschleunigung, Kurvenfahrt etc.) anpassen. Der Tyrrell P34 (Formel 1, bis 1977) hatte einen verschiebbaren Feuerlöscher an Bord, dessen Lage vom Fahrer beeinflusst werden konnte [18].

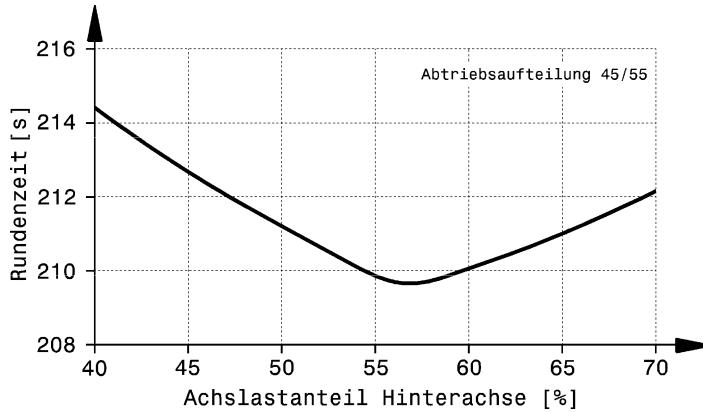
Geringe Massenträgheitsmomente, also die Anordnung aller Massen nahe dem Schwerpunkt, verringern die nötigen Kräfte für eine Richtungsänderung des Fahrzeugs und verbessern so dessen Agilität.

**Schwerpunktlage, Antriebsart, Radstand und Spurweite Centre of Gravity, Propulsion, Wheelbase And Track.** Diese Größen beeinflussen die Fahrstabilität entscheidend.

**Schwerpunkthöhe Centre of Gravity Height.** Die Schwerpunkthöhe sollte so klein wie möglich gehalten werden. Ein niedriger Schwerpunkt hält die Achslastverlagerung beim Beschleunigen und Bremsen klein und reduziert so u. a. den Aufwand zur Bremskraftaufteilung vorne zu hinten. Eine extrem geringe Schwerpunkthöhe hilft auch den Gütegrad der Seitenkraftverteilung hoch zu halten. Ein niedriger Schwerpunkt erhöht auch die Fahrstabilität beim Bremsen in der Kurve, siehe Kap. I *Bremsanlage*. Die Schwerpunkthöhe und auch die Schwerpunktabstände zu den Achsen ändern sich im Allgemeinen mit der Beladung.

**Achslast Axle Load.** Die Schwerpunktabstände und in Verbindung damit die Achslasten wirken sich auf die Steuerungstendenz aus. Mit zunehmender Vorderachslastigkeit wird die Untersteuerungstendenz gefördert. Da bei den meisten Straßenfahrzeugen mit zunehmender Beladung die Hinterachslast mehr als die Vorderachslast zunimmt, ist auch vollbeladen hinsichtlich Fahrstabilität in den meisten Fällen der kritischste Beladungszustand.

Abbildung B.4 zeigt zwar nur für ein bestimmtes Fahrzeug mit gegebener Bereifung auf einer bestimmten Strecke, wie sich eine Verschiebung des Schwerpunkts in Längsrichtung auswirkt, das grundsätzliche Ergebnis ist aber immer dasselbe: Wird ausgehend vom Optimum die Achslast hinten geringer, nimmt die Traktion ebenfalls ab und die Rundenzeit wird wegen der geringeren Beschleunigung schlechter. Erhöht man die Achslast der Antriebsräder, wird zwar die Traktion besser,

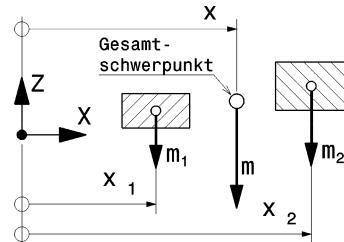


**Abb. B.4** Einfluss der Schwerpunktslage auf die Rundenzeit in Le Mans [23]. Dieses Simulationsergebnis zeigt wie sich die Achslastverteilung eines hinterradgetriebenen Fahrzeugs mit der Bereifung vorne 33/65-18 und hinten 37/71-18 auf die Rundenzeit auswirken. Mit einer aerodynamischen Balance von vorne zu hinten von 45/55 % ergibt sich das Optimum bei 57 % Achslastanteil der Hinterachse während der Fahrt

**Tab. B.4** Mittlere Achslastverteilung von Pkw, nach [32]

Beladung	Vorderradantrieb		Standardantrieb		Heckmotor	
	% vorn	% hinten	% vorn	% hinten	% vorn	% hinten
2 Personen vorn	60	40	50	50	42	58
4 Personen	55	45	47	53	40	60

**Abb. B.5** Berechnung von Schwerpunktsabständen. Der Abstand  $x$  des Gesamtschwerpunkts zweier Einzelmassen  $m_1$  und  $m_2$  ergibt sich aus den Abständen der Einzelschwerpunkte und der Massen



gleichzeitig nimmt jedoch durch die größere Hecklastigkeit die Tendenz zum Übersteuern zu. Das geht so weit, dass sich die Rundenzeit wieder vom Bestwert entfernt. Es gibt also ein Optimum und dieses liegt zwischen den Extremen hohe Achslast vorne und hohe Achslast hinten.

Als Anhaltswert können die mittleren Achslastverteilungen von Pkw in Abhängigkeit von der Antriebsart herangezogen werden, Tab. B.4.

Die Schürzenfahrzeuge der Formel 1 mit Bodeneffekt wiesen etwa 45/55 % Verteilung vorne/hinten auf. Der Fahrer saß dabei erheblich weiter vorne als jetzt. Danach wurden Verhältnisse um 40/60 gewählt. Mit den breiter werdenden Vorderreifen des Lieferanten Michelin verschob man den Schwerpunkt wieder weiter nach vorne. Manche Teams fahren so derzeit mit bis zu 46/54 % Achslastaufteilung [34].

Die Koordinaten des Gesamtschwerpunkts beliebig vieler Einzelmassen  $m_i$  ergeben sich aus den Abständen der Einzelschwerpunkte vom Koordinatenursprung, Abb. B.5.

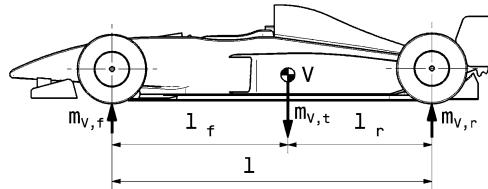
In X-Richtung gilt beispielsweise:

$$x = \frac{x_1 \cdot m_1 + x_2 \cdot m_2 + \dots}{m_1 + m_2 + \dots} \quad (\text{B.1})$$

$x, x_1, x_2$  Abstände der Schwerpunkte in X-Richtung, mm  
 $m, m_1, m_2, \dots$  Massen, kg,  $m$  Gesamtmasse, es gilt also:  $m = m_1 + m_2 + \dots$

In Z-Richtung gilt diese Gleichung analog mit den Z-Abständen der Schwerpunkte.

Allgemein folgen die Achslasten aus dem Momentengleichgewicht um den Fahrzeugschwerpunkt  $V$  und es gilt:



$$\frac{l_r}{l_f} = \frac{m_{V,f}}{m_{V,r}} = i_m \quad (\text{B.2})$$

$$l_f = l \frac{1}{1 + i_m} \quad \text{bzw.} \quad Ant_r = 100 \% \frac{1}{1 + i_m} \quad (\text{B.3})$$

$$l_r = l \frac{i_m}{1 + i_m} \quad \text{bzw.} \quad Ant_f = 100 \% \frac{i_m}{1 + i_m} \quad (\text{B.4})$$

$$l = l_f + l_r \quad (\text{B.5})$$

$$m_{V,t} = m_{V,f} + m_{V,r} \quad (\text{B.6})$$

$l_f, l_r$  Schwerpunktsabstände vorne bzw. hinten, mm

$m_{V,f}$  bzw.  $m_{V,r}$  Achslasten vorne bzw. hinten, kg

$i_m$  Achslastverhältnis vorne/hinten, –

$Ant_r$  bzw.  $Ant_f$  Prozentanteil der Achslast hinten bzw. vorne, %

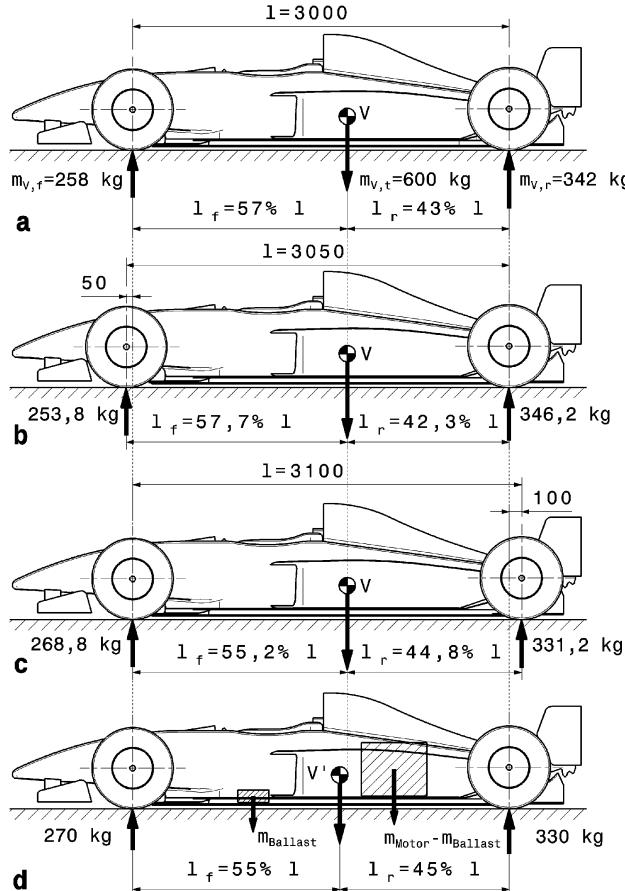
$m_{V,t}$  Gesamtgewicht des Fahrzeugs, kg

Die statische Achslastverteilung eines Fahrzeugs kann auf verschiedene Weise verändert werden:

- Verschieben einer Achse nach vor oder zurück.
- Verschieben des Gesamtschwerpunktes, etwa durch Lageänderung einer Ballastmasse.
- Kombination dieser Maßnahmen.

Dazu kommen im dynamischen Fall noch sämtliche aerodynamischen Maßnahmen, die die Radkräfte in vertikaler Richtung beeinflussen (Abtrieb, Auftrieb), neben Verlagerungseffekten der Achslasten durch die Trägheit, genau genommen durch die Höhe des Gesamtschwerpunkts des Fahrzeugs.

Abbildung B.6 veranschaulicht die Auswirkung verschiedener Änderungen auf die statische Achslastverteilung an einem Formel-1-Wagen. Man erkennt daran unter anderem, dass es günstig ist, wenn das Fahrzeuggewicht unter dem Mindestgewicht liegt. Dann bleibt nämlich Spielraum für Ballastmassen, die möglichst tief an der gewünschten Lage in Längsrichtung angebracht werden können. Natürlich wird man auch in Querrichtung die Ballastmassen zum Erzielen symmetrischer Radlasten nutzen.



**Abb. B.6** Änderungen der Achslastverteilung an einem Formel-1-Wagen. **a Ausgangssituation.** Die Gesamtmasse  $m_{V,t}$  beträgt 600 kg. Die Achslasten vorne  $m_{V,f}$  und hinten  $m_{V,r}$  ergeben sich durch die Lage des Fahrzeugschwerpunkts V. Der Radstand l ist 3000 mm. Die Schwerpunktsabstände  $l_f = 1710$  und  $l_r = 1290$  mm liefern ein Achslastverhältnis vorne/hinten von  $i_m = 0,754$ ; das heißt von 43/57 % Achslastaufteilung, **b Vorderachse** um 50 mm nach vorne verschoben. Der Radstand l ändert sich entsprechend auf 3050 mm, **c Hinterachse** um 100 mm nach hinten versetzt. Dies ist z. B. durch ein längeres Kupplungsgehäuse oder durch ein Zwischenstück zwischen Motor und Getriebe darstellbar, **d** Der **Motor** wurde um 30 kg erleichtert und die so eingesparte Masse wird als Ballastmasse vorne (möglichst tief) angeordnet. Der Abstand zum ursprünglichen Fahrzeugschwerpunkt wird gleich groß gewählt wie er vorher nach hinten war. Dadurch ergibt sich eine neue Lage des Gesamtschwerpunkts V'. Er wandert in dem Fall nach vorne. Der Radstand bleibt unverändert 3000 mm. Die neuen Schwerpunktsabstände  $l_f$  und  $l_r$  ergeben eine neue Achslastverteilung

**Radlast Corner Weight.** Unterschiede in den Radaufstandskräften links und rechts können schon bei stehendem Fahrzeug auftreten. Wenn diese beeinflusst werden können, dann ist der Querunterschied an der Hinterachse das kleinere Übel [15].

**Antriebsart Type of Drive Train.** Mit der Überlagerung der Antriebskraft vergrößern sich an dieser Achse die Schräglauftwinkel. Deshalb fördert man beim Frontantrieb mit dem Gasgeben in der Kurve

auch die Untersteuerungstendenz. Bei Frontantrieb mit gleichzeitiger Vorderachslastigkeit kann eine von hinten oben nach vorn unten geneigte Rollachse zweckmäßig sein, da sie den bei den deutlich untersteuernd wirkenden Größen etwas entgegengesetzt.

**Radstand Wheelbase.** Der Radstand stellt den Hebelarm dar, mit dem die an den Rädern wirkenden Seitenkräfte die Momente bilden, die das Fahrzeug mit seinem Massenträgheitsmoment um die Hochachse in seiner Spur halten.

**Spurweite Track.** Eine große Spurweite hat fahrdynamische Vorteile. Die Radlastdifferenz bei Kurvenfahrt wird gemindert und die Kippgrenze erhöht. Das Verhältnis Federspur vorn zu Federspur hinten wirkt zusammen mit der Federsteife auch auf die Steuerungstendenz, denn unter Zugrundelelung eines steifen Fahrzeugaufbaus werden bei Seitenneigung die Radfederwege an der Achse mit der größeren Spurweite vergrößert. In Verbindung mit der Federsteife kann wie mit einem Stabilisator die Rollsteifigkeit erhöht und damit der Schräglauwinkel vergrößert werden. Eine größere Spurweite führt allerdings auch zu einem breiteren Fahrzeug mit größerer Luftangriffsfläche, was den Luftwiderstand nachteilig vergrößert. Spurweiten reichen von 1220 bei Karts bis 1690 mm bei Sportprototypen. Bei Straßenfahrzeugen liegen die Spurweiten zwischen 1210 und 1600 mm [32].

Das Verhältnis Radstand zu Spurweite liegt üblicherweise zwischen 1,4 und 1,7:

$$\frac{\text{Radstand}}{\text{Spurweite}} = 1,4 \dots 1,7 .$$

Die Bandbreite dieses Verhältnisses reicht von 1 bei Karts bis 2,5 bei historischen Rennfahrzeugen [33]. Der Wert 1,62 hat den ästhetischen Vorteil des goldenen Schnitts [17].

Bei den meisten Rennfahrzeugen ergibt sich der minimale Radstand aus der Forderung, dass die Füße des Fahrers hinter der Vorderachse liegen, vgl. auch Abb. B.15. Die Werte betragen 1220 (Kart) bis 3150 mm (Formel 1). Bei Straßenfahrzeugen liegen die Radstände zwischen 2160 und 3040 mm [32].

Grob gilt folgende Einschätzung. Lange, schlanke Fahrzeuge haben eine geringe Luftangriffsfläche, weisen eine große Stabilität bei hohen Geschwindigkeiten auf und reagieren unempfindlich auf Störungen.

Kurze, breite Wagen dagegen sind auf der Geraden langsamer, verhalten sich nervöser und sind dadurch agiler auf engen, kurvenreichen Kursen.

Aus Radstand und Spurweite ergibt sich auch eine erste Abschätzung des Wendekreisdurchmessers in Abhängigkeit vom Radlenkwinkel. Damit kann mit bekannten Kurvenradien von Rennstrecken eine Kontrolle durchgeführt werden, ob die gewählten Werte sinnvoll sind, Abb. B.7.

Die Bahnradien ergeben sich aus den Abmessungen wie folgt:

$$\delta_o = \arcsin \frac{l}{R_s} \quad (\text{B.7})$$

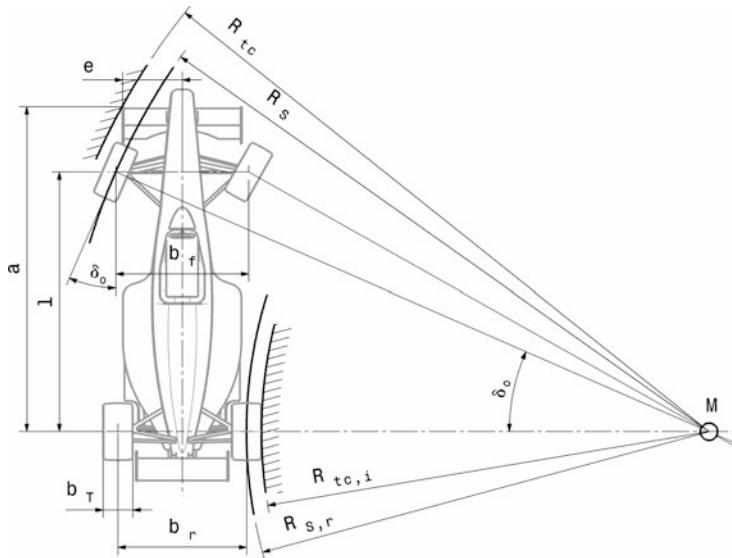
$$R_{tc,i} = \sqrt{R_s^2 - l^2} - 0,5(b_f + b_r + b_T) \quad (\text{B.8})$$

$$R_{tc} = \sqrt{a^2 + \left( R_s \cos \delta_o + e - \frac{b_f}{2} \right)^2} \quad (\text{B.9})$$

$R_s$  Spurkreisradius, mm

$R_{s,r}$  Spurkreisradius hinten

$\delta_o$  Lenkwinkel des kurvenäußersten Rads, °



**Abb. B.7** Ermitteln des Wendekreises. Für geringe Fahrgeschwindigkeiten, d. h. sehr kleine Schräglauwinkel ist der Pol des Wagens  $M$  auf der Hinterachse. Mit zunehmender Geschwindigkeit wandert der Momentanpol Richtung Vorderachse

$R_{tc,i}$  Bordsteinradius des Hinterrads, mm

$b_T$  Reifenbreite hinten, mm

$b_f, b_r$  Spurweite vorne bzw. hinten, mm

$R_{tc}$  Wendekreisradius, mm

$a, e$  Abstände, mm

Bei einem Radstand  $l$  von 3000 mm und den Spurweiten vorne und hinten von 1490 bzw. 1540 mm ergibt sich bei einem Spurkreisradius von 7500 mm ein erforderlicher Lenkwinkel am Außenrad von 23,6°. Der kleinste Radius  $R_{tc,i}$ , den das kurveninnere Hinterrad umfährt, wird dabei 5186 mm, wenn der Reifen 346 mm breit ist.

**Federsteife Spring Stiffness.** Ähnlich der auf die Radfederwege wirkenden Spurweite kann auch mit der Federsteife auf die Radlastdifferenz auf beide Räder einer Achse Einfluss genommen werden. So wird durch steifere Federn, bei Starrachsen auch durch breitere Federspur, durch den Einsatz eines Stabilisators oder durch Zusatzfedern die Radlastdifferenz und der Schräglauwinkel an einer Achse erhöht. Weicher wirkende Federn oder z. B. Verbundfedern und Ausgleichsfedern mindern die Radlastdifferenz.

**Fahrstabilität Driving Stability.** Eine Radstandvergrößerung fördert die Fahrstabilität. Im Zusammenhang mit der Bedeutung der Spurhaltung der Hinterachse ist es wichtig, dass insbesondere die Hinterachse so weit wie möglich nach hinten kommt. Umgekehrt treten bei allen Fahrzeugen, bei denen es hinsichtlich der Fahrstabilität noch kritische Beladungszustände gibt, diese dann auf, wenn sich die Zuladung im Heck anhäuft.

**Trägheitsmoment Moment of Inertia.** Zum Trägheitsmoment um die Fahrzeulgängsachse: Ein kleiner Wert bedeutet, dass dynamisch geringere Radlastunterschiede auftreten, die Federn weicher ausgelegt werden können und die Fahrzeugquerneigung sich schneller der Fahrbahnquerneigung anpasst.

Ein Unterschied der Spurweiten wirkt wie alle anderen Maßnahmen, die einen Unterschied der Rollsteifigkeit der beiden Achsen hervorrufen, auf die Schräglauwinkel.

**Elastokinematik der Achsen Elastocinematics of Axles.** Hierzu sind alle Einflussgrößen zu rechnen, die die Stellung der Radebene gegenüber dem Fahrzeug und der Fahrbahn beeinflussen. Angewandt wird Sturz-, Vorspur- und Nachlaufänderung über den Federweg. Da beim Rollen infolge Kurvenfahrt das kurvenäußere Rad ein- und das kurveninnere Rad ausfedert, lässt sich über die Vorspur- und Sturzänderung der Rollsteuereffekt erzielen. Eleganter sind die Lösungen mittels elastischer Deformation bei Seitenkräften, da sie bei Geradeausfahrt auf unebener Fahrbahn nicht so wie die Radaufhängungskinematik den Geradeauslauf stören.

Tabelle B.5 stellt einige Konzeptparameter vergleichend gegenüber.

Ein direkter Vergleich der einzelnen Gesichtspunkte ist nicht möglich, weil viele Abhängigkeiten nichtlinear sind, die Gewichtungen der Einzeleinflüsse unterschiedlich sind und weitere, nicht gezeigte (auch gegenseitige) Abhängigkeiten berücksichtigt werden müssen.

Prinzipielle Einflüsse wichtiger Parameter auf das Fahrverhalten zeigt Tab. B.6. Die Aussagen basieren auf den Rechenergebnissen eines einfachen Einspurfahrzeugmodells, gelten jedoch auch für zweispurige Fahrzeuge.

Zum Vergleich und zum Einordnen der Größenverhältnisse einige Zahlenwerte ausgeführter Fahrzeuge, Tab. B.7 und Abb. B.8.

**Kippgrenze Overturning Limit Angle.** Die Kippgrenze eines starren, ungefederten Fahrzeugs wird erreicht, wenn die Aufstands Kräfte der kurveninneren Räder Null werden. Dann gilt, siehe auch Abb. B.9:

$$\frac{F_{V,Z,t}}{2} = \frac{F_{V,Y} \cdot h_V}{b} \quad \text{mit} \quad F_{V,Y} = \frac{m_{V,t} \cdot v_V^2}{R} \quad (\text{B.10})$$

$F_{V,Z,t}$  Fahrzeuggewicht, N

$F_{V,Y}$  Seitenkraft am Fahrzeugschwerpunkt, N

$m_{V,t}$  Fahrzeugmasse, kg

$v_V$  Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

$R$  Bahnradius, m

Damit ein Fahrzeug tatsächlich kippen kann, muss die entsprechende Seitenkraft von den Reifen aufgebracht werden. An der Kippgrenze wird daher ein Reibwert  $\mu_{\text{Kipp}}$  in Anspruch genommen:

$$\mu_{\text{Kipp}} = \frac{b_f + b_r}{4h_V} \quad (\text{B.11})$$

$\mu_{\text{Kipp}}$  für Kippen erforderlicher Reibwert, –

$b_f$  bzw.  $b_r$  Spurweite vorne bzw. hinten, m

Bei den meisten Fahrzeugen kommt es jedoch gar nicht so weit, dass es kippt, weil die Reifen schon vorher an ihre Haftgrenze gestoßen sind und zu gleiten begonnen haben. Der von den Reifen übertragbare Reibwert ist in dem Fall:  $\mu_{W,Y} \leq v_V^2 / (R \cdot g)$ . Daraus folgt die erreichbare, maximale Kurvengeschwindigkeit ohne Abtrieb zu  $v_{V,\max} = \sqrt{\mu_{W,Y} \cdot R \cdot g}$ . Genauereres siehe Abschn. E.3 Abtrieb.

Tab. B.5 Auslegung wichtiger Pkw-Konzeptparameter im Hinblick auf eine Optimierung der aktiven Sicherheit [2]

Merkmal	Hauptabmessungen			Massenverteilung			Fahrwerk			Aufbau		
	Radstand	Spurweite	Fahrzeuglänge	Fahrzeugbreite	Fahrzeuggewicht	Vorderachse	Gewichtsanteil Vorderachse	Trägheitsmoment Antrebsachse	Lage Gierachse	Reifengröße	Federung (vertikal, längs, quer)	Fahrerhöhe über Fahrbahn
<b>Fahr- und Bremsverhalten</b>												
Stabilität	groß (groß)	groß	–	(klein)	klein	groß (groß)	groß (klein)	(FA) (HA)	groß (HA)	groß	hart	niedrig
Dynamische Lenkbarkeit	klein	klein	–	–	klein	klein (klein)	klein (klein)	klein (HA)	klein (HA)	groß	hart	(niedrig) –
Wendigkeit	klein	klein	(klein)	(klein)	klein	klein	klein	klein	klein	klein	–	–
Traktion	(FA; groß) (HA; klein)	–	–	–	–	FA; groß HA; klein	–	–	–	groß	–	–
Bremsverhalten	groß	groß	–	–	klein	klein	(groß)	–	–	groß	hart	(niedrig) –
Verhalten bei Windstörungen	groß	(groß)	–	klein	groß	groß (groß)	groß (groß)	–	–	(groß) (hart)	niedrig	–
Verhalten bei Fahrbahnstörungen	groß	groß	–	–	groß	–	(groß)	–	–	groß	weich	niedrig
Optische Wahrnehmungssicherheit	–	–	(klein)	(klein)	–	–	–	–	–	–	–	hoch
Konditionsicherheit												groß
Federungsverhalten	groß	groß	–	–	groß	–	–	–	–	(groß)	weich	niedrig
Vibrationen, Geräusche	–	–	–	–	–	(groß)	–	–	–	(groß)	weich	–
Innenraumaufheizung (Sonne)	–	–	(klein)	(klein)	–	–	–	–	–	–	–	klein

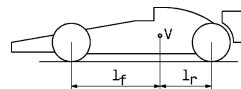
Erläuterungen: – eindeutige Aussage nicht möglich, () geringe Aussagekraft, FA Frontantrieb, HA Hinterradantrieb

**Tab. B.6** Prinzipielle Einflüsse der Fahrzeugauslegung auf das Fahrverhalten [6]

Auswirkung	Koeffizienten der Seitensteifigkeit bezüglich des Schräglaufwinkels $\alpha$		
Einflussmerkmal	$k_f$	$k_r$	$k_M$
breitere Reifen	+	+	
$l_f < l_r$ <sup>1)</sup> größere Achslast vorne	+	-	
härterer Torsionsstabilisator vorne, härtere Aufbaufederung vorne	-	+	
niedriger Reifendruck	-	-	
Elastizitäten, Kinematik der Radaufhängung je nach Auslegung	$\pm$	$\pm$	
Karosserie			
mehr kastenförmig, Heckflossen			-
mehr tropfenförmig, meist auch kleinerer $c_w$ -Wert			+
Hinterradantrieb <sup>2)</sup>			-
Vorderradantrieb <sup>2)</sup>			-

Seitenkräfte am vorderen und hinteren Reifen durch Schräglau wirkend:  $F_{W,Y,f} = k_f \cdot \alpha_f \quad F_{W,Y,r} = k_r \cdot \alpha_r$   
Luftmoment, das als Giermoment auf den Wagen wirkt:  $M_L = k_M \cdot v_{res}^2 \cdot \tau$  mit:  $v_{res}$  resultierende Anströmgeschwindigkeit (= Windgeschw. - Fahrzeuggeschw.)  $\tau$  Anströmwinkel der Luft bezogen auf die Fahrtrichtung  
Auslegungsziel für (stabiles) untersteuerndes Verhalten:  $(k_r l_r - k_f l_f) < 0$  und wenn möglich  $k_M < 0$

<sup>1)</sup> Da der Einfluss der Achslast in  $k_f, k_r$  nichtlinear eingeht wird bei einer Verlagerung des Schwerpunktes nach vorne der Term  $(k_r l_r - k_f l_f)$  trotzdem größer



<sup>2)</sup> Der Einfluss der Antriebskraft wirkt sich durch die Abminderung der Seitenkraft der Reifen bei gleichzeitigem Übertragen von Umfangskräften vor allem bei glatter Fahrbahn aus

Auf ebener Fahrbahn wird die praktische Kippgrenze durch elastische Verschiebung des Radaufstandspunktes bei geringeren Reibwerten erreicht. Aerodynamische Abtriebskräfte wirken stabilisierend, verschieben also die Kippgrenze zu höheren Geschwindigkeiten, weil sie die Aufstands Kräfte der Räder erhöhen ohne dass die Fahrzeuggmasse zunimmt.

Einen zusammenfassenden Überblick über die konstruktiven Möglichkeiten das Fahrverhalten eines Fahrzeugs zu beeinflussen gibt Tab. B.9.

**Anteil einzelner Baugruppen an den Fahrleistungen.** Es ist zwar schwer die Wichtigkeit einzelner Baugruppen isoliert von anderen festzulegen (und dabei den Fahrer gänzlich außer Acht zu lassen), Expertenbefragungen nach den Anteilen einzelner Baugruppen am Fahrverhalten bzw. Fahrleistungen ergeben aber folgendes einfaches Bild für Rennfahrzeuge [4]:

Reifen	... 40–50 %
Fahrwerk	... 30–40 %
Motor	... 20 %

Die Reifen als Verbindungselement zwischen Fahrzeug und Fahrbahn weisen also den überwiegenden Einfluss auf. Das Fahrwerk als jene Baugruppe, die die für die Kraftübertragung wichtige Stellung der Reifen zur Fahrbahn festlegt, folgt als zweitwichtigste Größe. Der Einfluss des Motors ist dabei gar nicht so wichtig wie allgemein angenommen. Eine hohe Motorleistung ermöglicht allerdings erst einen hohen Abtrieb. Das ist der eigentliche Vorteil eines „übermotorisierten“ Fahrzeugs. Die mögli-

Tab. B.7 Zahlenwerte von Konzeptparametern einiger Fahrzeuge

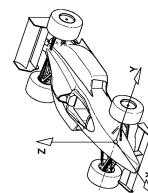
Fahrzeug	$L_t$ [mm]	$H_t$ [mm]	$l_f$ [mm]	$l_r$ [mm]	$h_V$ [mm]	$b_f$ [mm]	$b_r$ [mm]	$l/b_m$ [-]	Achslastverteilung vorne/ hinten	Wendekreis $\emptyset$ [m]
Formel 1 [11]	4600	1100	3080	2156	924	260 [8]	1490	1405	2,13	30/70 <sup>1)</sup> bis 45/55 <sup>2)</sup>
Formel Renault [12]	4065	954	2645	1692,8	952,2	340	1471	1366	1,86	36/64
Supersportwagen Apollo	4460	1240	2700	1566	1134		1670	1598	1,65	42/58
BMW 1er	4227	1430	2660	1330	1330		1483	1497	1,79	50/50
										10,7

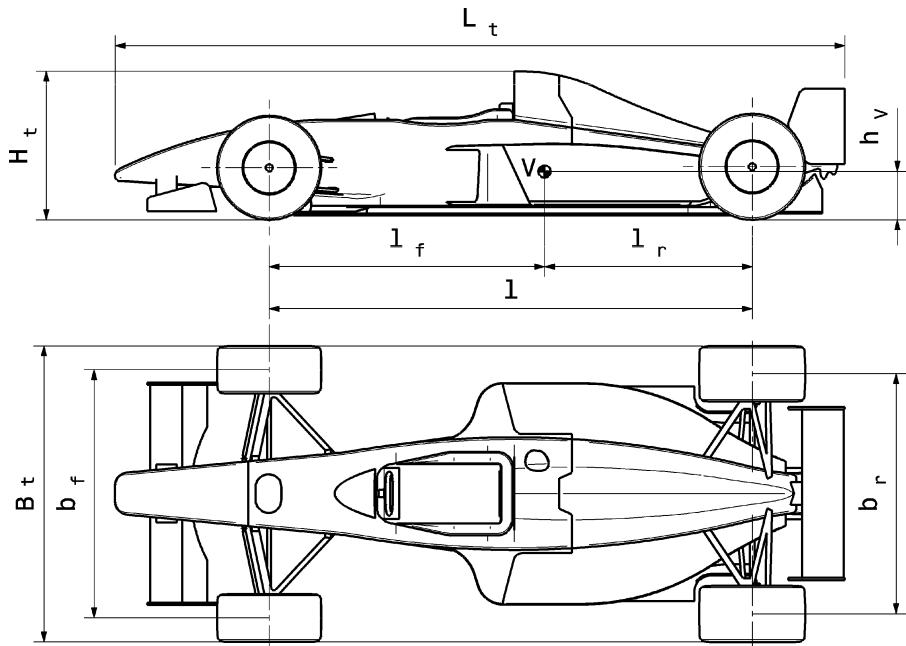
Bezeichnungen der Abmessungen: siehe Abb. B.8, <sup>1)</sup>  $b_m = (b_f + b_r)/2$ , <sup>2)</sup> [22]

Tab. B.8 Strukturbestimmende Größen einiger Straßenfahrzeuge [10]

Fahrzeug	Antrieb	Zuladung	$m_{V,t}$	Achs- last $f/r$	$l_f$ [kg]	$l_r$ [%]	$l$ [m]	$h_V$ [m]	$b_f$ [m]	$b_r$ [m]	$\mu_{\text{Kipp}}$ [-]	$J_{V,Z}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J^*$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J_{V,Y}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J_{V,X}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$J^{**}$ [kgm <sup>2</sup> ]
Kleinwagen	Front	2 Personen	825	60/40	0,893	1,332	2,225	0,552	1,280	1,295	1,17	984	981	779	194	342
	4 Pers. + 60 kg	1091	49/51	1,142	1,083	0,553					1,21	1,275	1,349	1021	236	452
untere MK	Front	2 Personen	1059	57/43	1,065	1,385	0,572	1,260	1,300	1,12	1,652	1,561	1,270	240	434	
MK	Standard	2 Personen	1171	55/45	1,134	1,371	2,505	0,537	1,298	1,275	1,20	1,855	1,821	1,383	255	485
	5 Pers. + 60 kg	1460	47/53	1,340	1,165	0,529					1,22	2,240	2,280	1,635	300	604

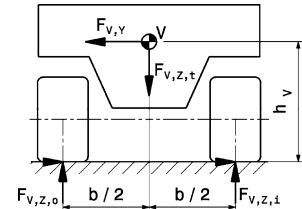
MK = Mittelklasse,  $J^*$  dient zum Vergleich mit  $J_{V,Z}$ :  $J^* = m_{V,f} l_f^2 + m_{V,r} l_r^2$ .  $J^*$  entspricht 2 Massen genau über den Achsen.  
 $J^{**}$  dient zum Vergleich mit  $J_{V,X}$ :  $J^{**} = m_{V,t} b^2/4$ .  $J^{**}$  entspricht 2  $\times$  0,5 Fahrzeuggmasse im Abstand 0,5 · Spurweite





**Abb. B.8** Hauptabmessungen von Rennfahrzeugen.  $l$  Radstand *wheelbase*,  $b_f$  Spurweite vorne *front track*,  $b_r$  Spurweite hinten *rear track*,  $l_f$ ,  $l_r$  Schwerpunktsabstände *centre of gravity distances*,  $V$  Schwerpunkt *centre of gravity*,  $L_t$  Länge über alles *total length*,  $B_t$  Breite über alles *width over all*,  $H_t$  Höhe über alles *total height*,  $h_V$  Schwerpunkthöhe *centre of gravity height*

**Abb. B.9** Berechnungsskizze zur Kippgrenze.  $V$  Fahrzeug-schwerpunkt,  $F_{V,Z,i}$  bzw.  $F_{V,Z,o}$  Achslastanteil auf der Kurveninnen- bzw. -außenseite,  $N$ ,  $h_V$  Schwerpunkthöhe, m,  $b$  Spurweite, m



che Höchstgeschwindigkeit auf den (relativ) kurzen Geraden üblicher Rennstrecken wird von solchen Wagen auch mit geringerer Motorleistung erreicht.

Über dieser Rangordnung müssen die aerodynamischen Hilfen (Flügel, Unterboden, Keilform, ...) als wichtigste Komponenten gesehen werden, weil diese die Wirkung einzelner Baugruppen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten vervielfachen. Für die gewollten Luftkräfte zeichnet die Baugruppe Rahmen bzw. Chassis verantwortlich. In einer solchen Gesamtbetrachtung, wie sie für sehr schnelle Fahrzeuge realistischer ist, sieht die Aufteilung wie folgt aus [27]:

Chassis	... 50 %
Reifen	... 35 %
Motor	... 15 %

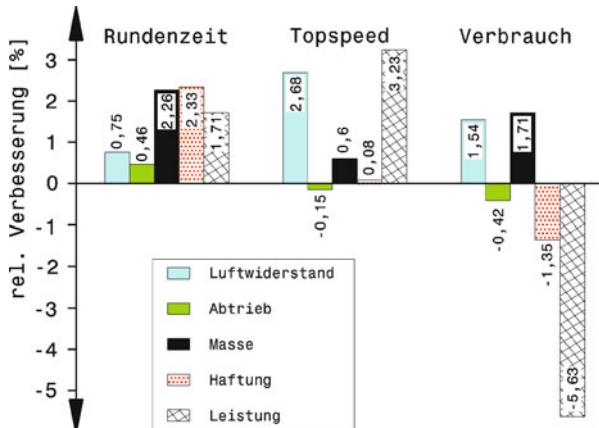
**Tab. B.9** Konstruktive Einflüsse auf das Fahrverhalten, nach [41]

Baugruppe	Konzept- bzw. Konstruktionsparameter
Gesamtfahrzeug	Radstand, Spurweite, Achslastverteilung, Schwerpunktlage, Massenträgheitsmomente des Wagenkastens Antriebskonzept und Antriebsmomentenverteilung (Allrad) Aerodynamische Eigenschaften (v. a. im Hochgeschwindigkeitsbereich)
Reifen	Dimensionierung von Rad und Reifen Ausführung der Reifen und evtl. Profilgestaltung Schräglauftsteifigkeit
Achsen	Achskonzept und -ausführung Ausführung und Abstimmung von Federung, Stabilisierung, Dämpfung und Zusatzfedern Kinematik der Achsen (Längs- und Seitenkraftlenken) Längs- und Querelastizitäten von Vorder- und Hinterachse Nickkinematik der Achsen (Anfahrtstützwinkel: Anti-Squat, Bremsnickausgleich: Anti-Dive) Wankkinematik der Achsen (Lage Wankachse, Wankabstützung durch Federung, Zusatzfedern, Stabilisierung und Dämpfung) Verteilung der Wankabstützung zwischen Vorder- und Hinterachse
Radträger	Nachlaufwinkel, -strecke, -versatz, Spreizung, Spur usw. Raderhebungskurven und Änderung der Radstellung beim Federn
Lenkung	Konzept und Ausführung Lenksystem, Ausführung Lenkgetriebe statische und dynamische Lenkübersetzung Lenkungscharakteristik (Lenkmomente, Übersetzung) Elastizitäten, Trägheitsmomente und Dämpfung im Lenkungsstrang Störkrafthebelarm, Lenkradius, Anordnung der Spurstangen (Pfeilung) Auslegung kinematische Lenkrückstellung (Nachlauf, Spreizung) gegebenenfalls Bauart und Lenkungskennfeld einer Lenkunterstützung
Bremsen	Bremskonzept, -dimensionierung und -ausführung Bremeskraftverteilung Bremsbelagcharakteristik
Antriebsstrang	Anordnung der Aggregate und deren Lagerung bzw. Befestigung Elastizitäten und Dämpfung des Antriebsstrangs Motorcharakteristik (Momentenverlauf, Schleppmoment-Verlauf) Getriebeübersetzung Länge und Torsionssteifigkeit der Antriebswellen Sperrcharakteristik der Differenziale Charakteristik der Fahrpedalbetätigung
Regelsysteme	Startregelung (Launch-Control) Antriebsschlupfregelung (Traktionsregelung) Getriebesteuerung Antiblockiersystem (ABS) Vernetzung von Regelsystemen

Rechnerische Simulationen bilden die Wirklichkeit zwar nur bedingt ab, dafür lassen sich Einflussgrößen leichter isoliert betrachten. So bringen solche Untersuchungen von Rundstreckenrennen mit Sportwagenprototypen ähnliche Aussagen. Sie zeigen den größten Einfluss auf die Rundenzeit für die Reifenhaftung, gefolgt von der Fahrzeuggmasse. Geringeren Einfluss zeigt die Motorleistung. Den geringsten Einfluss weisen Luftwiderstand und Abtrieb auf, Abb. B.10.

Dieses Diagramm lädt auch zum Nachdenken über die Bedeutung der oft zitierten Motorleistung ein. Für die Verbesserung der Rundenzeit ist die Leistungssteigerung die drittaktivste Maßnahme. Einmal abgesehen davon wie schwer eine 10-prozentige Leistungserhöhung ist, verschlechtert

**Abb. B.10** Einfluss einer Parameterverbesserung um 10 % auf Rundenzeit, Topspeed und Kraftstoffverbrauch [19]. Diese Simulation wurde für das 24-Stunden-Rennen von Le Mans für Sportwagenprototypen gemacht. Die Rundenzeit ist generell für Rennfahrzeuge das wichtigste Kriterium und da sind hoher Grip und geringe Masse wichtig. Wird die Masse um 10 % reduziert, verringert sich die Rundenzeit um 2,26 %. Die Motorleistung folgt an dritter Stelle der Wichtigkeit, bewirkt aber auch eine markante Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs



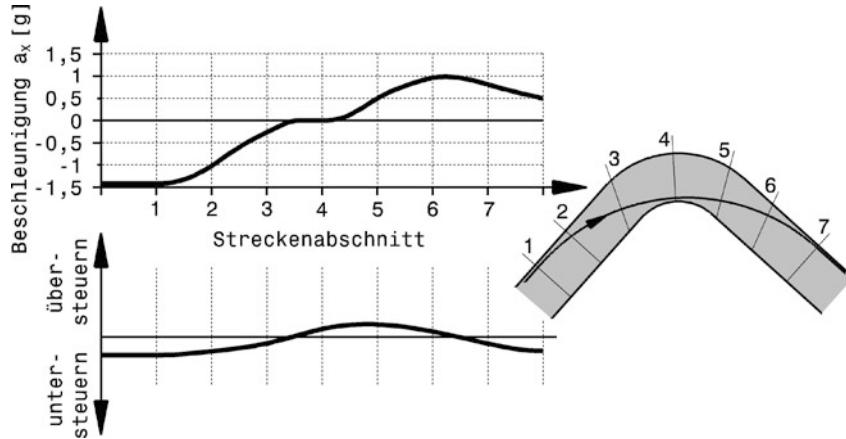
sich dabei der Kraftstoffverbrauch um knapp 6 %. Das ist besonders bei Langstreckenrennen eine detaillierte Betrachtung wert, wo Tankstopps rennentscheidend sein können. Die höhere Motorleistung ermöglicht auch eine deutliche Steigerung der Höchstgeschwindigkeit. Trotzdem wird man bei allen erforderlichen Kompromissen die Kombination von Verbesserungen wählen, mit der der Wagen am schnellsten im Ziel ist. Die reine Höchstgeschwindigkeit wird ja bei keiner Veranstaltung prämiert. Darüber hinaus darf man nicht vergessen, dass die maximale Motorleistung auf einen Betriebspunkt bezogen ist. Tatsächlich wird auch ein Rennfahrzeug in der Teillast und in Übergangsbereichen betrieben. Daher ist die Fahrbarkeit des Motors (Gasannahme, Zusammenhang Fahrpedalstellung – Drehmomentaufbau usw.) ein wesentliches Kriterium bei der Motorenentwicklung und gewinnt sogar an Bedeutung, je stärker der Motor ist oder genauer gesagt je überforderter die Reifen sind.

Dieses Diagramm nennt aber auch die fünf wesentlichen Parameter, die das Potential eines Rennfahrzeugs bestimmen: Fahrzeugmasse, Motorleistung, Haftung der Reifen, Luftwiderstand und Abtrieb. Diese folgen aus der Betrachtung der physikalischen Bewegungsgleichungen, Genaueres siehe Abschn. [Q.4.3.2 Simulation](#).

Andere Simulationen zeigen weiter, dass die Wichtigkeit einzelner Größen vom Streckenverlauf abhängt. Das äußert sich unter anderem darin, dass das Setup desselben Wagens auch für gleiche Wetterverhältnisse nicht für alle Strecken gleich ist. Es gibt um zwei Extreme zu nennen auf der einen Seite langsame, kurvenreiche Strecken und auf der anderen Seite Hochgeschwindigkeitskurve. Für Sprintrennen wiederum ist die relative Wichtigkeit einzelner Baugruppen anders als auf der Rundstrecke.

Für Rallyefahrzeugen gibt es zwar große Unterschiede, was die Umstände im Rennen betrifft – es sind viel mehr Improvisationen als auf der Rundstrecke erforderlich, es gibt keine fixen Wartungsstellen, im Gegenteil: Das Serviceteam muss mit den Fahrzeugen mitziehen usw. – aber kaum welche, was die Fahrleistungen betrifft. Die Einflüsse der bekannten Kriterien nehmen nach folgender Reihe ab: Reibung (Grip), Masse, Motorleistung. Ganz gering ist der Einfluss von Luftwiderstand und Abtrieb [39]. Diese Aussage ist zudem relativ streckenunabhängig. Allerdings wird ein größerer Einfluss des Fahrers auf die Fahrzeit festgestellt als auf der Rundstrecke. Bei Rallyefahrzeugen wird der Zeitgewinn/Strecke [s/km] als Vergleichswert herangezogen.

Im Fahrversuch erweist sich ein möglichst neutrales Fahrverhalten bei Sportwagen für Slalomtest (30 m Pylonenabstand) als optimal [5]. Dieselbe Aussage gilt auch für Rundstreckenrennen mit höchsten Geschwindigkeiten, wie etwa die 500 Meilen von Indianapolis [21]. Diese Auslegung er-



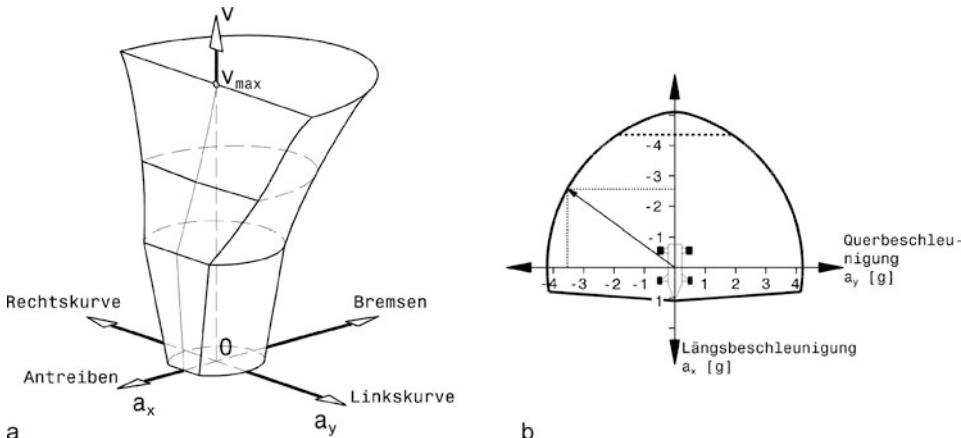
**Abb. B.11** Ideales Eigenlenkverhalten eines Rennfahrzeugs beim Durchfahren einer Kurve, nach [24]. Der Beschleunigungsverlauf (oben) und des Eigenlenkverhalten (unten) sind über den Abschnitten einer Kurve (rechts) aufgetragen

möglichst die größten Kurvengeschwindigkeiten bzw. die größten Querbeschleunigungen. Nachteilig wirkt sich dabei das Fahren im Grenzbereich aus. Das Fahrzeug reagiert letztlich doch über- oder untersteuernd in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (Abtriebsaufteilung), Reifenlaufleistung, Stabilisatoreinstellung usw. und ist für den Rennfahrer daher nahezu unberechenbar. Ein eindeutiges, gleich bleibendes Verhalten, wie unter- oder übersteuernd, erleichtert das Erkennen des Grenzbereiches und damit das Halten der Ideallinie.

Soll ein Fahrzeug mit möglichst großer Geschwindigkeit eine Kurve durchfahren können, so ist es am besten, wenn das Seitenkraftpotenzial von Vorder- und Hinterachse gleichzeitig und gleichermaßen ausgeschöpft wird. Das heißt bei einer ausbalancierten Gewichtsverteilung zwischen den Achsen von etwa 50 : 50 %, dass die Schräglauflinkel der Reifen bei unbeschleunigter Fahrt annähernd gleich sind. Tatsächlich kann nicht ein bestimmtes, konstantes Eigenlenkverhalten das Optimum sein, sondern ein sich abschnittsweise änderndes. Abbildung B.11 zeigt einen denkbaren Verlauf eines Eigenlenkverhaltens bei Kurvenfahrt in Abhängigkeit von der Längsbeschleunigung. Die Kurve wird von Abschnitt 1 nach 7 durchfahren. Kurveneingangs beim Anbremsen der Kurve verhält sich der Wagen übersteuernd, also stabil. Am Kurvenscheitel 4, die Phase mit der größten Querbeschleunigung (und deshalb keiner Längsbeschleunigung wegen des aufgebrauchten Reifenkraftpotentials), verhält sich das Fahrzeug neutral und beim Beschleunigen aus der Kurve heraus unterstützt ein leichtes Übersteuern das Gieren des Fahrzeugs. Für Serienanwendungen wäre eine solche Auslegung unbrauchbar, weil sie instabile Fahrzustände enthält. Es bedeutet zugleich aber auch, dass an den Fahrer für solch ein Wettbewerbsfahrzeug wesentlich höhere Anforderungen gestellt werden als den Durchschnittslenker.

Zusammenfassend aus den obigen, teilweise auch theoretischen Überlegungen führen folgende grundlegende Merkmale zu hohen Fahrleistungen [3]:

- niedriges Fahrzeuggewicht
- hohe Motorleistung bzw. niedriges Leistungsgewicht (z. B. in kg/kW)
- hoher Übertragungswirkungsgrad im Antriebsstrang
- große Aufstandskraft der Antriebsräder während der Beschleunigung



**Abb. B.12** Grenzen der Fahrbarkeit eines Rennfahrzeugs ( $g\text{-}g\text{-}v$ -Diagramm, auch  $g\text{-}g$ -Diagramm), nach [26]. Der dreidimensionale Körper (a) umschließt den fahrbaren Bereich ( $a_x, a_y$ ) in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit  $v$ . Man erkennt, dass mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit die Querbeschleunigungen  $a_y$  und die negativen Längsbeschleunigungen  $a_x$  zunehmen. Die Wirkung des Antriebs macht sich bemerkbar. Die Maximalgeschwindigkeit  $v_{\max}$  ist erreicht, wenn die Antriebs-Beschleunigung 0 wird. b zeigt einen Horizontalschnitt durch diesen Körper bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ( $g\text{-}g$ -Diagramm). Die strichlierte Linie ergibt sich bei einer Beschränkung der Bremsleistung. Zusätzlich ist eine kombinierte Bewegung eingetragen: Eine Bremsung in einer Rechtskurve. Damit das Traktionsvermögen der Reifen nicht überschritten wird, müssen sowohl die Querbeschleunigung als auch die Bremsverzögerung gegenüber den Maximalwerten zurückgenommen werden

- breite Reifen, besonders für die Antriebsräder
- Reifen mit sehr hohen Reibungsbeiwerten
- aerodynamische Abtriebshilfen.

An den Fahrleistungen hat die Fahrgeschwindigkeit  $v$  durch die Wirkweise aerodynamischer Hilfen einen wesentlichen Einfluss, Abb. B.12.

Abbildung B.13 vergleicht die Fahrleistungen über mehrere Epochen von Formel-1-Wagen. Die älteren Fahrzeuge hatten noch keinerlei Abtriebshilfen und Reifen mit wesentlich weniger Haftung. Die jüngsten Fahrzeuge erzielen ihre enormen Fahrleistungen in erster Linie durch die Wirkung der Aerodynamik. Man erkennt auch, dass aerodynamische Hilfen erst ab etwa 100 km/h deutliche Verbesserungen bringen.

Die derzeit erreichbaren Maximalwerte liegen beim Bremsen bei  $-5,1g$ , beim Beschleunigen bei  $1,8g$  und bei Kurvenfahrt bei über  $4g$ . Ohne aerodynamischen Abtrieb sind in sämtlichen Richtungen je nach Reifen und Fahrbahn kaum mehr als  $1,4g$  zu erzielen, Tab. B.10.

Der Einfluss der Motorleistung auf die Fahrzeulgängbeschleunigung kann analytisch überschlägig dargestellt werden. Nimmt man an, der Motor werde bei Einsatz eines gestuften Getriebes bei maximaler Beschleunigung im zeitlichen Mittel mit 50 % seiner Nennleistung betrieben, so ergibt sich [25]:

$$t_a = \frac{v_{\text{end}}^2 \cdot m_{V,\text{dr}}}{12.900 \cdot P_{M,\text{max}}} \quad (\text{B.12})$$

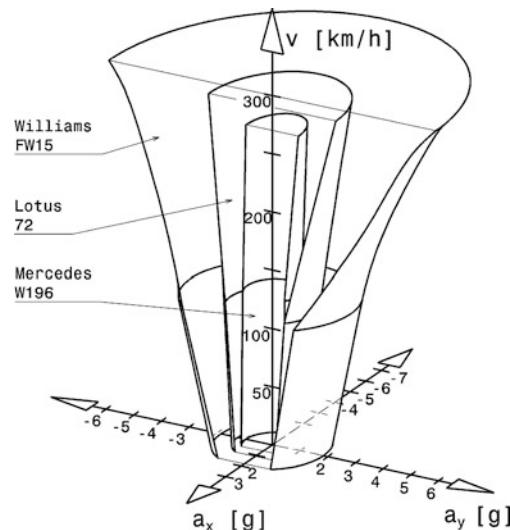
$t_a$  Beschleunigungszeit, s

$m_{V,\text{dr}}$  Fahrzeugmasse mit Fahrer, kg

$v_{\text{end}}$  Endgeschwindigkeit, km/h

$P_{M,\text{max}}$  Motornennleistung, kW

**Abb. B.13** Vergleich der Fahrleistungen von Formel-1-Fahrzeugen, nach [26]. Das Fahrzeug ohne Abtriebshilfen (Mercedes W196) zeigt als einzige Veränderliche praktisch nur abnehmendes Beschleunigungsvermögen mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit. Der Lotus 72 war das erste Fahrzeug mit Bodeneffekt. Der FW15 von Williams steht für einen zeitgenössischen Wagen. Bei den beiden Fahrzeugen mit diversen aerodynamischen Hilfen (Flügel, Unterboden, ...) nehmen die Fahrleistungen ab etwa 100 km/h merklich zu



Man erkennt in obiger Beziehung auch, dass die Masse des Fahrzeugs den gleichen (linearen) Einfluss auf die Beschleunigungszeit hat wie die Motorleistung. Der Quotient aus diesen beiden Größen (Gesamtmasse/ Nennleistung), das Leistungsgewicht, stellt eine wesentliche Charakterisierung von Rennfahrzeugen dar. Je geringer das Leistungsgewicht desto stärker das Beschleunigungsvermögen. Tabelle B.11 stellt diesen Wert einiger Fahrzeuge gegenüber. Zusätzlich ist die simulierte Laufzeit für

**Tab. B.10** Fahrleistungen von Rennfahrzeugen

Fahrzeugkategorie	Längsbeschleunigung		Querbeschleunigung
	Antreiben	Bremsen	
Formel 1 [4]	ca. 2 g	ca. 5 g	ca. 3,5 g
Formel 3	1,25 g	3,2 g	3,25 g
Sportwagen [5]			0,7 bis 1 g
Sportprototyp [23]	1 g	3 g	2,5 g
Tourenwagen, ohne ABS [7]		1,5 g bis 2 g	

**Tab. B.11** Leistungsgewicht einiger Fahrzeugklassen

Fahrzeug	Gesamtmasse, kg	max. Motorleistung, kW	Leistungsgewicht, kg/kW	Zeit*) , s
Formel 1	620	560	1,1	1:42
Produktionssportwagen	650	345	1,88	1:55
Tourenwagen	935	419	2,23	2:08
Formel Renault 2000	580	133	4,4	2:26
Pkw Mittelklasse	1450	100	14,5	3:47

\*) Die simulierte Laufzeit bezieht sich auf den Großen Bergpreis von Österreich (Rechbergrennen: Streckendistanz 5050 m, durchschnittliche Steigung 5,3 %).

ein Bergrennen eingetragen. Bis auf das Formel-1-Fahrzeug nahmen die übrigen Fahrzeugklassen bei dem Rennen Teil und die tatsächlichen Zeiten weichen nur unwesentlich vom errechneten Ergebnis ab, vgl. auch Abschn. Q.4.3.2 *Simulation*. Man erkennt, dass das Leistungsgewicht eine brauchbare Größe darstellt um Fahrzeuge zu klassifizieren.

---

## 4 Konzeptionierung Gesamtfahrzeug *Layout of Overall Vehicle*

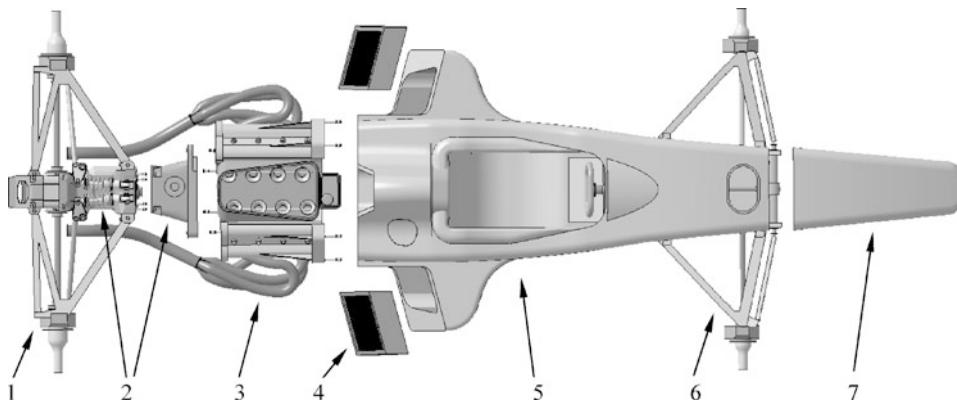
Die obersten Ziele einer Rennfahrzeugentwicklung ergeben sich aus den Überlegungen der vorigen Abschnitte. Das sind physikalische Betrachtungen zu extremen Fahrmanövern und diese sind unabhängig vom Reglement [20]:

- minimales Gewicht
- hohe Motorleistung
- maximale Steifigkeit des Rahmens und der Radaufhängungsteile
- geringe Massenträgheitsmomente, vor allem um die Hochachse
- hoher aerodynamischer Abtrieb
- extrem tiefer Schwerpunkt
- stabiles Fahrverhalten, vor allem in Übergangsphasen wie Anbremsen und Beschleunigen.

Diese Punkte mögen naheliegend wirken. Der unterschiedliche Erfolg ausgeführter Rennfahrzeuge ergibt sich letztlich doch aus der Summe ihrer Eigenschaften und dem Grad der Annäherung an diese Idealausprägungen.

Weitere Ziele ergeben sich durch den geplanten Einsatz des Fahrzeugs (Langstrecke, Sprint, Rallye, Kundeneinsatz). Beispielsweise kann die angepeilte Lebensdauer zwischen wenigen 100 m (Dragster) bis zu 6000 km (24 Stunden von Le Mans) liegen, also sehr unterschiedlich sein. Die Zuverlässigkeit innerhalb dieses Zeitraumes ist ebenso ein Ziel wie die einfache Reparaturmöglichkeit. Reparaturen und Wartungsarbeiten werden zum Teil auch während des Rennens und womöglich von der Fahrzeugbesatzung durchgeführt. Bei Raid-Bewerben ist ein Reifenwechsel in der Wüste für Fahrer und Beifahrer durchaus nichts Außergewöhnliches. In einem solchen Fall ist die Anordnung und die Befestigungstechnik von wartungsintensiven Teilen ebenfalls ein entscheidendes Kriterium. In der Formel 1 erfolgt ein Reifenwechsel in 3 s. Die Montage einer anderen Nase benötigt 11 s. Für einen Motorwechsel in der Box werden 45 bis 60 min anberaumt, für ein Getriebe 30 min. Bei Langstreckenrennen ist das rasche Tauschen von Systemen, wie Motor, Getriebe usw. noch entscheidender. Deshalb empfiehlt sich ein modularer Aufbau des Fahrzeugs. Dabei sind die Module Funktionsgruppen und die Anzahl der Schnittstellen zwischen ihnen ist möglichst klein bzw. sind die Anschlüsse so angeordnet, dass alle in einer Bewegungsrichtung getrennt und verbunden werden können.

Die Schritte der Entwurfstätigkeit ergeben sich hauptsächlich aus dem Einfluss einzelner Baugruppen (Abb. B.14) auf die Fahrleistungen, sowie aus der Überlegung, dass der Fahrer nur in ergonomisch günstiger Haltung ausdauernd Höchstleistungen erbringen kann, und natürlich dem (unumstößlichen) Reglement. Folgender Ablauf beim Entwurf lässt sich aus diesen Betrachtungen ableiten. Die Reihenfolge der Betrachtungen wird teils durch Wichtigkeit, teils durch geometrische Logik diktiert. Natürlich lässt sich, wie immer bei einem Konstruktionsprozess, nur eine grobe Abfolge angeben. Es wird tatsächlich zu Iterationen kommen, d. h. immer wieder wird ein Schritt (oder auch mehrere Schritte) zurück erforderlich werden, um Erkenntnisse, die sich beim Entwurf eines aufbauenden Teils ergeben haben, in den vorangegangenen einfließen zu lassen.

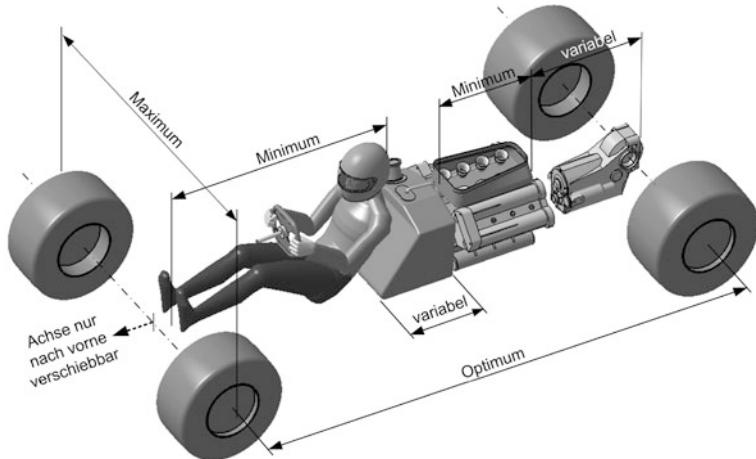


**Abb. B.14** Wichtige Baugruppen eines Rennfahrzeugs. 1 Hintere Radaufhängung, 2 Antriebsstrang; Getriebe, Kupplung, 3 Motor, 4 Kühlssystem, 5 Rahmen (Chassis), 6 Vordere Radaufhängung, 7 Bug mit Crashelement

1. Reglement
2. Fahrerposition
3. Hauptmassenverteilung: Motor-, Getriebe-, Tank- und Wärmetauscherlage. Damit verknüpft ist die Auswahl eines Motors mit Getriebe
4. Radstand, Spurweite: Große Achslastverteilung
5. Reifen
6. Räder
7. Außenhaut unter aerodynamischen Aspekten: Abtrieb, Luftwiderstand, Kühl- und Verbrennungsluftführung
8. Fahrwerkgeometrie: Rollzentrum, Momentanpol Einzelrad, Polabstand Einzelrad, ...
9. Nabens
10. Bremsen
11. Radträger
12. Aufbaufedern
13. Dämpfer
14. Stabilisatoren
15. Lenkung
16. Antriebstrang
17. Rahmen
18. Hilfsysteme: Kraftstoffsystem, Elektrik, Verschlauchung, ...

Den Beginn der Konzeptüberlegungen macht also ein eingehendes Studium des Reglements. Es dient der Sicherheit und der Wettbewerbsgleichheit und schränkt dadurch viele Bereiche des Fahrzeugs mitunter erheblich ein. Dennoch liegt gerade deshalb oft der Schlüssel zum Erfolg genau in diesen Bereichen, weil man sich die für Wettbewerbsvorteile erforderlichen konstruktiven Freiräume durch gewiefte Auslegung der Vorschriften schaffen kann. Einige beispielhafte geometrische Überlegungen für einen Einsitzer zeigt Abb. B.15.

Die weitere Reihenfolge kann beim Entwurf basierend auf einem bestehenden Fahrzeug anders aussehen, besonders dann, wenn bestehende Baugruppen übernommen werden oder wenn Entwicklungsschwerpunkte gesetzt werden und erkannte Schwachstellen ausgemerzt werden sollen. Weitere Verschiebungen in der Reihenfolge ergeben sich durch die Wichtigkeit der Aerodynamik. Bei Fahrzeugen, die geringere Geschwindigkeiten erzielen oder bei denen Abtriebshilfen nicht erlaubt sind

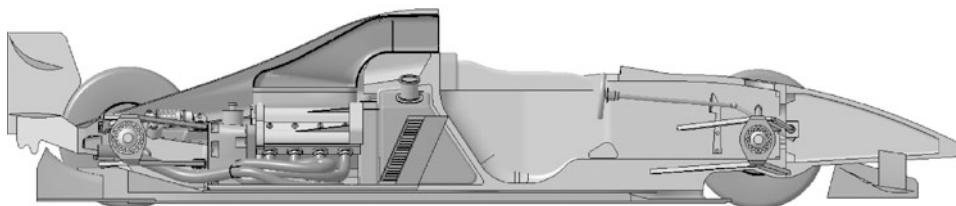


**Abb. B.15** Entwurf der Hauptabmessungen eines Einsitzers. Der Fahrerfüße müssen aus Sicherheitsgründen hinter der Vorderachse bleiben. Die Achse selbst kann also in Relation zum Fahrer nur nach vorne geschoben werden. Die Gestalt des Kraftstofftanks schmiegt sich an den Fahrerrücken an und soll möglichst kurz sein, damit der Motor-Getriebeverband so verschoben werden kann, dass die gewünschte Achslastverteilung erreicht wird. Der Motor soll aus diesem Grund ebenfalls kurz sein. Das Getriebe wird möglichst schlank ausgeführt, damit die Luftströmung im Heckbereich des Fahrzeugs wenig gestört wird

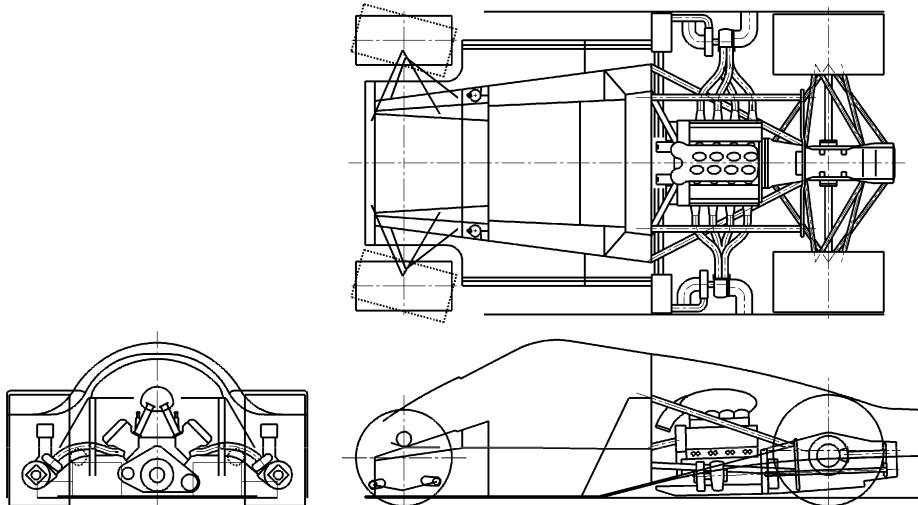
(etwa Formel Ford), wird die Außenhaut eher am Schluss sozusagen als Abdeckung der Konstruktion betrachtet werden. Ist der Rahmen eine CFK-Schale, die gleichzeitig Teile der Außenesthetik unter aerodynamischen Aspekten beinhaltet, wird auch diese Baugruppe früher betrachtet werden als in der obigen Aufzählung.

Die Kunst besteht also in einer geschickten Anordnung sämtlicher Teile und Baugruppen, das so genannte Packaging, das für einen Formelwagen in Abb. B.16 zu sehen ist. Dass dies nur mit Kompromissen erfolgen kann, versteht sich von selbst. Die Frage ist immer nur, welche Funktion wird gegenüber einer anderen wichtiger eingestuft. Es wird also kaum die eine, „beste Lösung“ für eine Problemstellung geben. Weiters kann sich eine in einer Rennklasse bewährte Lösung bei anderen Fahrzeugen als untauglich erweisen. Dennoch lassen sich gewisse allgemeingültige Erkenntnisse festhalten.

**Symmetrischer Aufbau.** Ein symmetrischer Aufbau ergibt bessere Ausnutzung des vorhandenen Platzes und erspart unter anderem Überführen von Leitungen von einer Fahrzeugseite zur anderen [3]. Auch die statische Radlastverteilung links zu rechts ist so ausgeglichen. Ebenso wird sich



**Abb. B.16** Aufbau eines Formelwagens. Der vorhanden Platz ist gut genutzt, wobei die Aerodynamik die äußere Gestalt vorgibt (Unterboden, Fahrerposition, Anströmung Flügel). Der Tank ist zentral hinter dem Fahrer angeordnet. Die Verbrennungsluft strömt über dem Fahrerhelm zum tief liegenden Motor



**Abb. B.17** Layout eines Rennfahrzeugs (Sauber-Mercedes C9) [13]. Ein weitgehend symmetrischer, möglichst tief angeordneter Motor ist vor dem Getriebe eingebaut und somit nahe der Fahrzeugmitte. Die Räder stellen die äußerste Fahrzeugkontur dar. Die beiden Abgasturbolader sind tief eingebaut

dadurch eine symmetrische Außenkontur ergeben, die Giermomente hervorgerufen durch Luftkräfte vermeidet. Dies ist bei einem Monoposto naturgemäß leichter zu erreichen. Bei Sport- und Tourenwagen wird versucht den Fahrersitz zur Fahrzeugmitte hin zu verschieben, wenn es das Reglement gestattet. So wurde im C-Klasse Mercedes der Saison 1995 der Deutschen Tourenwagen-Meisterschaft (kurz DTM) Getriebe und Kardanwelle versetzt eingebaut und der Fahrer saß näher der Fahrzeugmitte. Das ist eine ähnliche Lösung, wie sie Jahrzehnte davor für den W154 (1938) gefunden wurde [13].

**Einzelgeschwerpunkte.** Schwere, räumlich nicht trennbare Einzelteile (Motor, Wellen, Kabel, ...) sollen möglichst tief und nah am Fahrer angeordnet werden.

Teile, die „unverrückbar“ sind (Motor, Getriebe, ...), sollen möglichst leicht konstruiert sein. Mit Ballastmassen kann der Wagen auf die geforderte Mindestmasse und vor allem auf die gewünschte Massenverteilung getrimmt werden. Der Bereich unter den Fahrerbeinen ist gut geeignet für relativ schwere Systeme wie Elektrik-Teile (Batterie, Kabel, ...).

**Kraftstofftank.** Der Tank für das Kraftstoffsystem soll möglichst zentral liegen. So liegt er geschützt und seine unvermeidliche Änderung der Masse während des Rennens hat den geringsten Einfluss auf das Fahrverhalten.

**Kleines Gesamtträgheitsmoment.** Die schweren Massen sollen um den Fahrer angeordnet werden. So bleiben die Massenträgheitsmomente (vor allem um die Hoch- und Längsachse) gering.

**Einstellbarkeit.** Bei verstellbaren Systemen (Feder, Dämpfer, Stabilisatoren, Flügel, Getrieberadsätze, ...) die Einstellelemente (Rändelräder, Schrauben, Bolzen, Ventile, ...) so anordnen, dass diese ohne Zerlegungsarbeiten (oder wenigstens unter einer leicht entfernbarer Abdeckung) am stehenden Fahrzeug erreicht werden können. Einen beispielhaften Gesamtentwurf illustriert Abb. B.17 mit der Anordnung der wichtigsten Teile.

Weitere Schritte der Konzeptionierung:

- Abschätzung des Fahrzeuggewichts und der Achslastverteilungen, daraus abgeleitet Auswahl der Rad- und Reifendimensionen (Tragfähigkeit)
- Berechnungen der Fahrleistungen
- Grobschätzung des Kraftstoffverbrauchs: Aus der geforderten Reichweite abgeleitet Bedarfsermittlung der Kraftstofftankgröße
- Aus den zulässigen Beschleunigungswerten der Insassen Ermittlung der erforderlichen Crashdeformationslängen.

Abschließend zum Konzept eine Erkenntnis, die sich aus dem Studium bedeutender Konzepte ergibt. Erfolgreiche Fahrzeuge und Motoren zeichnen sich selten durch herausragende Einzelmerkmale aus, sondern wirken auf den ersten Blick fast enttäuschend einfach. Bei näherer Betrachtung entdeckt man eine geschickte Kombination bewährter und bekannter Lösungen. Umgekehrt führt das Überbewerten eines einzelnen Kriteriums auf Kosten anderer erfahrungsgemäß zu einem Fehlschlag.

---

## 5 Allgemeine Konstruktionsprinzipien beim Entwerfen *Principles of Embodiment Design in General*

Bestimmte Zwänge ergeben sich aus der Kosten- und Terminsituation und den Fertigungsmöglichkeiten eines Unternehmens. Trotzdem lassen sich allgemeingültige Konstruktionsprinzipien nennen, auf die beim Entwurf von Fahrzeugen und deren Komponenten zurückgegriffen werden. Ziel ist es in jedem Fall, den gestellten Anforderungen innerhalb der wirtschaftlichen, zeitlichen und sonstiger Projektzwänge gerecht zu werden. Dabei können nicht alle der nachstehenden Prinzipien zugleich angewandt werden. Ein Prinzip kann bei einer Aufgabenstellung maßgeblich sein, andere sogar widersprüchlich. Welche Prinzipien zum Einsatz kommen, hängt von den Anforderungen und Rahmenbedingungen ab. So soll sich eine Feder elastisch, also über einen großen Weg nachgiebig, verhalten, während jene Fahrwerksteile, die Kräfte auf sie übertragen, wieder möglichst steif sein sollen, also geringste Verformungen zeigen sollen.

**Einfachheit.** Technische Gebilde sind einfach, wenn sie übersichtlich sind. Eine Lösung erscheint einfacher, wenn sie mit weniger Komponenten oder Teilen verwirklicht werden kann, weil u. a. geringerer Bearbeitungs- und Montageaufwand, weniger Verschleißstellen und kleinerer Wartungsaufwand zu erwarten ist. Dies trifft auch zu, wenn diese Teile geometrisch einfach und ihre Anordnung nicht komplex ist. Möglichst wenig Teile mit einfacher Gestaltung sind daher grundsätzlich anzustreben. In der Regel muss aber ein Kompromiss eingegangen werden: Die Erfüllung der Funktion erfordert ein Mindestmaß an Komponenten oder Teilen, die nicht weggelassen werden können.

Symmetrische Formen erweisen sich im angesprochenen Sinn als günstig. Bei der Fertigung, unter Last und unter Temperatureinfluss führen sie zu übersichtlichen Verformungen.

Ein einfacher Aufbau führt zwangsläufig zu einfacher Wartung, Kontrolle und Reparatur.

Einfache Konstruktionen erfüllen im Allgemeinen dieselben Funktionen mit weniger Bauteilen als kompliziertere. Ein Vergleich zwischen ähnlichen Systemen mit unterschiedlicher Bauteilanzahl kann über deren Zuverlässigkeit angestellt werden. Letztendlich entscheidend ist ja die Systemzuverlässigkeit, d. h. mit welcher Wahrscheinlichkeit erreicht das Fahrzeug das Ziel bzw. umgekehrt mit welcher Wahrscheinlichkeit führt das Versagen eines wichtigen Teils zum Ausfall im Rennen (abgesehen von den vielen anderen möglichen Einflüssen, begonnen beim Fahrer über das Wetter usw., die den Rennsport auch im Computerzeitalter interessant machen).

**Tab. B.12** ABC-Analyse, nach [35]

A-Teile	B-Teile	C-Teile
risikoreich	risikoreich	risikoarm
Lebensdauer berechenbar	Lebensdauer nicht berechenbar	Lebensdauer nicht berechenbar
Wellen Zahnräder Lager	Dichtungen ...	Sicherungsringe Verschlusschrauben ...
...		

Seien beispielsweise 50 intakte Komponenten lebenswichtig für ein Rennfahrzeug (Zündkerzen, Einspritzventile, Reifen, Antriebswellen, Kraftstoffpumpe, Leitungen usw.) damit es das Ziel sieht, so ist die Wahrscheinlichkeit das Rennen zu beenden von der Zuverlässigkeit der Einzelteile abhängig. Die Einzelteile sollen in diesem Zahlenbeispiel allesamt eine 99,99-prozentige Sicherheit über eine Renndistanz haben, d. h. 0,01 % oder 1 Teil von 10.000 fällt aus. Dann ist die Wahrscheinlichkeit, dass das Fahrzeug die Ziellinie überquert  $0,9999^{50} = 0,995$  oder 99,5 %. Das heißt umgekehrt die Ausfallswahrscheinlichkeit beträgt 0,5 % also 1 Wagen von 200 fällt aus.

Würde dieses Fahrzeug nur 10 kritische Bauteile aufweisen, sehe die Rechnung so aus:  $0,9999^{10} = 0,999$  oder 99,9 %. Die Ausfallswahrscheinlichkeit sinkt also auf 0,1 % bzw. nur noch 1 Wagen von 1000 fällt aus [29].

Ein moderner Formel-1-Wagen besteht aus etwa 80.000 Teilen, aber offensichtlich ist nicht jedes davon lebenswichtig ...

**Zuverlässigkeit.** Bei aller Leistungsfähigkeit eines Rennfahrzeugs gilt doch der berühmte Satz: Um als erster ins Ziel zu kommen, muss man erst einmal ins Ziel kommen. Die Zuverlässigkeit der wichtigsten Teile ist also auch entscheidend über Sieg oder Niederlage. Nur, was sind die wichtigsten Teile eines Rennwagens, wo dieser doch nur aus dem Notwendigsten besteht? Wichtige Teile sind auf jeden Fall solche, deren Versagen zum sofortigen Ausfall im Rennen führt. Dazu gehören radführende Fahrwerksteile und energieführende Teile des Motors und des Antriebsstrangs.

Das heißt am Beginn wird eine Analyse stehen, welche Teile bzw. Systeme besonders bedeutend für die Zuverlässigkeit des Wagens stehen und welche weniger. Dabei hat sich eine Unterteilung in drei Klassen bewährt. Diese so genannte ABC-Analyse zeigt Tab. B.12.

Bei den B-Teilen ist man auf Erfahrungswerte und Versuchsergebnisse angewiesen, weil man deren Lebensdauer ja nicht wie bei A-Teilen berechnen kann. C-Teile sind zuverlässigkeitsneutral und werden aus dem Grund bei der weiteren Betrachtung nicht mehr berücksichtigt.

Weitere Analysemethoden sind die FMEA (Fehler-Möglichkeits- und Einflussanalyse) und die FTA (Fehlerbaumanalyse).

Eine FMEA ist eine weitgehend formalisierte Methode zur systematischen Erfassung möglicher Fehler und zur Abschätzung der damit verbundenen Risiken (Auswirkungen). Anhand eines Formblatts werden potentielle Fehler mit ihren Folgen und Ursachen aufgezählt und die Wahrscheinlichkeit des Auftretens eines Fehlers, seiner Folgen und seiner Entdeckbarkeit abgeschätzt. Daraus folgt eine Reihung nach der Höhe des Risikos einzelner Fehler. Weiters werden vorgesehenen Prüfmaßnahmen (Istzustand) und empfohlene bzw. letztlich getroffene Abhilfemaßnahmen zusammengestellt.

Bei der FTA wird die Funktionsstruktur eines Systems betrachtet und die einzelnen Funktionen der Reihe nach als „nicht erfüllt“ angenommen. Daraufhin werden die Auswirkungen auf das Gesamtsystem betrachtet und in Folge wird die Funktionsstruktur umgestellt bzw. erweitert, damit einzelne Fehlfunktionen nicht zum Totalausfall führen.

Ein weiterer Zugang um die bedeutenden Teile herauszufiltern ist die Betrachtung der Ausfallgründe von Wagen in Rennen. Es zeigt sich, dass für gewöhnlich die rotierenden heißen Teile Schwierigkeiten bereiten. Darunter fallen Motor, Getriebe, Antriebswellen, Bremsen, Radlager und Reifen. Natürlich wissen das die Teams und schenken diesen Teilen besondere Aufmerksamkeit von der Konstruktion, über die Fertigung bis zur Wartung. Dennoch bleiben diese Teile ganz oben auf der Liste der Ausfallgründe [26].

Unter dem obigen Stichwort „Einfachheit“ wurde unter anderem die Anzahl der Bauteile als Kriterium für die Ausfallsicherheit betrachtet. Diese Methode (*parts count method*) hat ihre Berechtigung und wird oft bei elektronischen Produkten angewandt. Bei mechanischen Strukturen kommt aber einer weiteren Betrachtung größere Aussagekraft zu. Und zwar ist die Zuverlässigkeit hierbei stark von der Wechselwirkung von Widerstandsfähigkeit und Beanspruchung geprägt [40]. Mit anderen Worten je stärker ein Bauteil beansprucht wird, desto größer ist die Gefahr, dass es ausfällt. So wird etwa die Zuverlässigkeit eines Planetengetriebes durch Hinzufügen von Planetenrädern vergrößert, obwohl sich die Teileanzahl (Zahnräder, Lager) noch stärker erhöht hat. Die Aufteilung der Leistung auf mehrere Zahnräder mindert aber deren Beanspruchung und wirkt sich so positiv auf die Lebensdauer aus. Vergleichsweise kommt ein Stufenradsatz mit zwei Zahnräder mit ungleich weniger Teilen aus, kann aber durch die höhere Beanspruchung derselben eine geringere Zuverlässigkeit aufweisen als das Planetengetriebe gleicher Leistung.

Zuverlässigkeit ist also auch eine Frage der Bauteilsicherheit. Diese kann erreicht werden durch drei grundsätzliche Sicherheitsprinzipien, wobei sich der Konstrukteur zur sicheren Erfüllung einer Funktion für eines entscheiden muss:

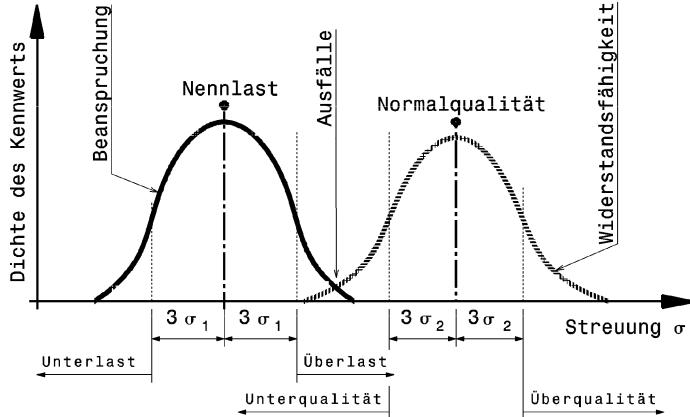
1. Prinzip des sicheren Bestehens (*safe-life*-Verhalten)
2. Prinzip des beschränkten Versagens (*fail-safe*-Verhalten)
3. Prinzip der redundanten Anordnung (*redundancy*).

**Sicheres Bestehen.** Das Prinzip des sicheren Bestehens geht davon aus, dass alle Bauteile und ihr Zusammenhang so beschaffen sind, dass während der vorgesehenen Einsatzzeit alle wahrscheinlichen oder sogar möglichen Vorkommnisse ohne Versagen oder Störung überstanden werden.

Dazu muss man sich vor Augen führen, dass nicht nur die Belastung, sondern auch der Widerstand des Bauteils dagegen sich nicht auf einen konstanten Wert reduzieren lassen. Es gibt im Gegenteil unvermeidbare Streuungen der Werte von Belastung und Werkstoffeigenschaften, die sich auf das Bauteilverhalten auswirken. Unterschiedliche Belastungen ergeben sich durch unterschiedliche Einsatzbedingungen. Der Werkstoffkennwert schwankt durch Qualitäts- und Fertigungseinflüsse (Kaltverfestigung, Gießen: Abkühlverhalten unterschiedlicher Wandstärken, Toleranzen, ...). Abbildung B.18 stellt diesen Zusammenhang schematisch dar.

Das sichere Bestehen wird somit sichergestellt durch:

- entsprechende Klärung der einwirkenden Belastungen und Umweltbedingungen, wie zu erwartende Kräfte, Zeitdauer, Art der Umgebung usw. (vermeidet Verschleiß- und Ermüdungsausfälle)
- ausreichend sichere Auslegung auf Grund bewährter Hypothesen und Rechenverfahren (z. B. FEM, s. Anhang)
- zahlreiche und gründliche Kontrollen des Fertigungs- und Montagevorgangs (vermeidet Frühausfälle)
- Bauteil- oder Systemuntersuchung zur Ermittlung der Haltbarkeit unter zum Teil erhöhten Lastbedingungen (Lasthöhe und/oder Lastspielzahl) und den jeweiligen Umgebungseinflüssen (vermeidet Verschleiß- und Ermüdungsausfälle)
- Festlegen des Anwendungsbereichs außerhalb des Streubereichs möglicher Versagensumstände (vermeidet Zufallsausfälle)



**Abb. B.18** Streuung von Beanspruchung und Widerstandsfähigkeit, nach [35]. Weder die Qualität des Werkstoffs noch die Höhe der Belastung weisen immer denselben Wert auf. Im Gegenteil: Beide Größen schwanken um einen Mittelwert. Erleidet ein Bauteil mit geringer Qualität eine Überlast, kommt es zum Ausfall dieses Teils

- optimierte Geometrie (keine Kerben, günstiger Kraftfluss)
- hochwertige Werkstoffe mit garantierteren Spezifikationen.

Kennzeichnend für dieses Prinzip ist, dass die Sicherheit nur in der genauen Kenntnis aller Einflüsse hinsichtlich Qualität und Quantität bzw. in der Kenntnis des versagensfreien Bereichs liegt. Dieses Prinzip erfordert entweder einschlägige Erfahrung oder einen erheblichen Aufwand an Voruntersuchungen, Streckentests und eine laufende Überwachung des Werkstoff- und Bauteilzustands, also Zeit und Geld.

Die Qualitätskontrolle geht in der Formel 1 beispielsweise so weit, dass bei der Motorenfertigung rund 5000 Einzelteile, davon 1000 unterschiedliche, geprüft und individuell gekennzeichnet werden (z. B. mit Bar-Code), bevor sie in durchschnittlich 80 Arbeitsstunden zu einem Renntriebwerk gefügt werden [38].

Während der Fahrt werden neuralgische Stellen laufend mit Sensoren überwacht: Über Temperaturen und Drücke kann auf den Zustand von Systemen geschlossen werden und im Bedarfsfall mit Leistungsrücknahme reagiert werden, bevor es zu einem Totalausfall kommt.

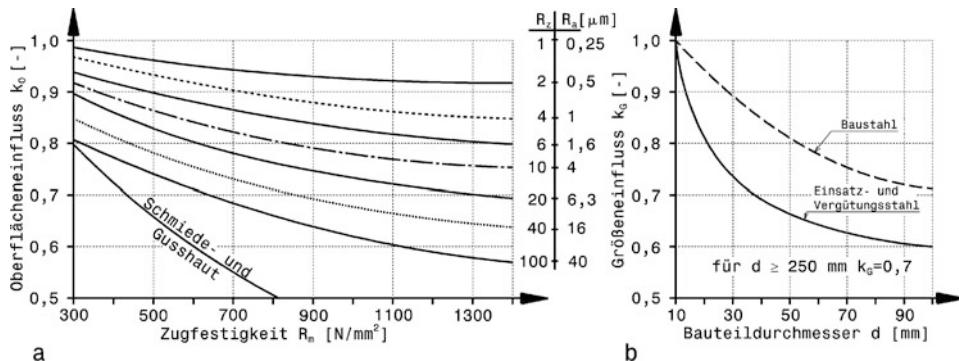
Zuverlässigkeit ist – wie so oft – auch eine Frage des Budgets und der Disziplin. Regelmäßige Wartung mit konsequenter Tauschen von Teilen, wenn sie ihr Zeitpensum erfüllt haben, egal ob diese noch brauchbar aussehen oder nicht, erhöht zweifelsfrei die Zuverlässigkeit.

Damit eine entsprechende Bauteilsicherheit gewährleistet werden kann, muss seine Beanspruchung unter einem gewissen Grenzwert bleiben. Die Werkstoffforschung liefert dem Konstrukteur für die einzelnen elementaren Beanspruchungsarten (Zug, Druck, Biegung, Schub und Torsion) an einem Probestab, d. h. im Allgemeinen *nicht* am Bauteil selbst, Werkstoffgrenzwerte, bei deren Überschreiten Bruch eintritt. Die zulässige Beanspruchung  $\sigma_{zul}$  folgt somit aus einem gemessenen Werkstoffgrenzwert  $\sigma_n$  abgeschwächt durch einen Formeinfluss sowie eine Soll sicherheit  $S$ :

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_n \cdot k_O \cdot k_G}{S} \quad (\text{B.13})$$

$\sigma_{zul}$  zulässige Beanspruchung, N/mm<sup>2</sup>

$\sigma_n$  Werkstoffkennwert, N/mm<sup>2</sup>



**Abb. B.19** Einflüsse auf die Festigkeit von Bauteilen aus Stahl, nach [35]. **a** Einfluss der Oberflächengüte,  $R_z$  gemittelte Rautiefe,  $R_a$  arithmetisches Mittenrauwert (DIN EN ISO 4287, 4288). **b** Einfluss der Bauteilgröße

$k_o$  Oberflächeneinfluss (Fertigung, Bearbeitung), –

$k_g$  Größeneinfluss (Spannungsgradient u. a.), –

S Sicherheitsfaktor, –

Raue Oberflächen beinhalten zahlreiche Kerben und wirken somit bei Wechselbeanspruchung festigkeitsmindernd, Abb. B.19. Diese Wirkung nimmt mit steigender Werkstofffestigkeit zu. Je hochfester ein Material ist, desto wichtiger ist also eine glatte Oberfläche bei dynamischer Belastung. Ebenso wirkt sich die Größe eines Bauteils aus. Die im so genannten Zugversuch ermittelten Werte gelten streng genommen nur für den Probestab mit 10 mm Durchmesser. Hat das Bauteil größere Abmessungen, nimmt seine Festigkeit ab. Dieser Einfluss ist bei wärmebehandelten Stählen naturgemäß noch stärker ausgeprägt. Man erkennt daraus auch einen Vorteil von dünnwandigen Gussbauteilen. Abgesehen davon, dass sie leichter sind und keine Lunker stören, weisen diese auch noch höhere Festigkeitswerte als vergleichbare dickwandige Konstruktionen auf.

**Beschränktes Versagen.** Das Prinzip des beschränkten Versagens lässt während der Einsatzzeit eine Funktionsstörung und/oder einen Bruch zu, ohne dass es dabei zu schwerwiegenden Folgen kommen darf. In diesem Fall muss

- eine wenn auch eingeschränkte Funktion oder Fähigkeit erhalten bleiben, die einen gefährlichen Zustand vermeidet
- die eingeschränkte Funktion vom versagenden Teil oder einem anderen übernommen und solange ausgeübt werden, bis das Teil ausgetauscht werden kann
- der Fehler oder das Versagen erkennbar werden.

Dabei erfolgt die Warnung im Wesentlichen einhergehend mit einer Einschränkung einer Hauptfunktion durch: Zunehmende Laufunruhe, Undichtwerden, Leistungsrückgang, Bewegungsbehinderung etc. ohne gleich eine Gefährdung zu bewirken. Es sind auch Warnsysteme denkbar, die dem Fahrer den Versagensbeginn melden.

Das Prinzip des beschränkten Versagens setzt die Kenntnis des Schadensablaufs und eine solche konstruktive Lösung voraus, die die eingeschränkte Funktion im Falle des Versagens übernimmt oder erhält.

Beispielsweise hält eine Schraube, die von oben in eine Verbindung eingesteckt ist, Fahrwerksteile auch dann noch zusammen, wenn die Mutter durch Vibrationen o. ä. abgefallen ist. Das auftretende

größere Spiel signalisiert dem Fahrer den Fehler. Wird die Schraube von unten eingebaut, fällt sie durch das Eigengewicht heraus und die Verbindung ist vollständig gelöst.

**Redundanz.** Das Prinzip der redundanten Anordnung ist ein sowohl die Sicherheit als auch die Zuverlässigkeit von Systemen erhöhendes Mittel. Redundanz (= Überfluss) bedeutet im technischen Sinn Mehrfachanordnung von Teilen oder Systemen. Elastische Sicherheitstanks müssen beispielsweise in einem dichten Behälter untergebracht sein. Die Wände, die den Kraftstoff halten, sind also redundant vorhanden. Redundanz führt zu einer Erhöhung der Sicherheit, solange das möglicherweise ausfallende Systemelement von sich aus keine Gefährdung hervorruft und das entweder parallel oder in Serie angeordnete weitere Systemelement die volle oder wenigstens eingeschränkte Funktion übernehmen kann.

Die Anordnung von mehreren Kraftstoffpumpen, mehrsträngige Seilzüge sowie Mehrkreisbremsysteme sind Beispiele von aktiver Redundanz: Alle Komponenten beteiligen sich aktiv an der Aufgabe. Bei einem Teilausfall entsteht eine entsprechende Energie- oder Leistungsminderung.

Auch mehrere Sensoren können dieselbe Aufgabe haben. So werden zur Erfassung der Getriebestufe zwei Sensoren eingesetzt. Das Mehrgewicht wird dabei mehr als aufgewogen, droht doch im Versagensfall ein Motorschaden durch Überdrehen.

Sieht man in Reserve stehende Einheiten – meist von gleicher Art und Größe – vor, die bei Ausfall der aktiven Einheiten zugeschaltet werden, z. B. Ersatzpumpen, spricht man von passiver Redundanz, deren Aktivierung einen Schaltvorgang nötig macht.

Wenn eine Mehrfachanordnung nach der Funktion gleich, nach dem Wirkprinzip aber unterschiedlich ist, so liegt Prinzipredundanz vor. Als Beispiel mag die vielfach geforderte doppelte Schließfeder der Drosselklappe dienen. Eine Feder kann eine Zugfeder über einen Hebel wirkend, die zweite eine direkt auf die Welle wirkende Spiralfeder sein.

Sicherheitserhöhende Einheiten können parallel (z. B. Ersatzölfilter, ...) oder auch in Serie (z. B. Filteranlagen) angeordnet werden. In vielen Fällen genügen solche einfachen Schaltungen jedoch nicht, sondern es sind Schaltungen mit kreuzweiser Verknüpfung erforderlich, z. B. um trotz Ausfall mehrerer Komponenten einen Durchgang zu gewährleisten.

Die redundante Anordnung vermag aber nicht das Prinzip des sicheren Bestehens oder des beschränkten Versagens zu ersetzen: Die redundante Anordnung von Kraftstoffpumpen hat keinen sicherheitserhöhenden Effekt, wenn die Pumpe selbst zum Überhitzen neigt und dadurch den ganzen Wagen gefährdet.

Sicherheitserhöhung ist nur dann gegeben, wenn die redundanten Elemente einem der obigen Prinzipien des sicheren Bestehens oder des beschränkten Versagens genügen.

**Kerben Notch.** An Kerben treten Spannungskonzentrationen auf, die sich besonders bei dynamischer Belastung als Schwachstelle erweisen. Kerben können nicht immer entfernt werden, aber die Bauteilumgebung kann so gestaltet werden, dass die lebensdauerreduzierende Wirkung von Kerben herabgesetzt wird.

Für ausfallsichere Schraubverbindungen, die hoch und vor allem dynamisch beansprucht werden, müssen Kerbwirkungen und der Kraftfluss in den verspannten Teilen beachtet werden, Abb. B.20.

- Bei Stiftschrauben mit dem üblichen Verklemmen des Gewindeauslaufs im Sackloch besteht Dauerbruchgefahr (Pfeil). Diese kann durch die gezeigten Maßnahmen vermindert werden: Biegeweicher Dehnschaft (1), Sacklochgewinde überragt Schraubengewinde (2) und Verspannen der Schraube über Ansatzzapfen (3).
- Bei besonders kerbempfindlichen Schraubenwerkstoffen (z. B. Titan) reicht die gängige Mutterauflage auf einer flachen Scheibe nicht aus. Es treten häufig Brüche im Bereich der Kontaktfläche

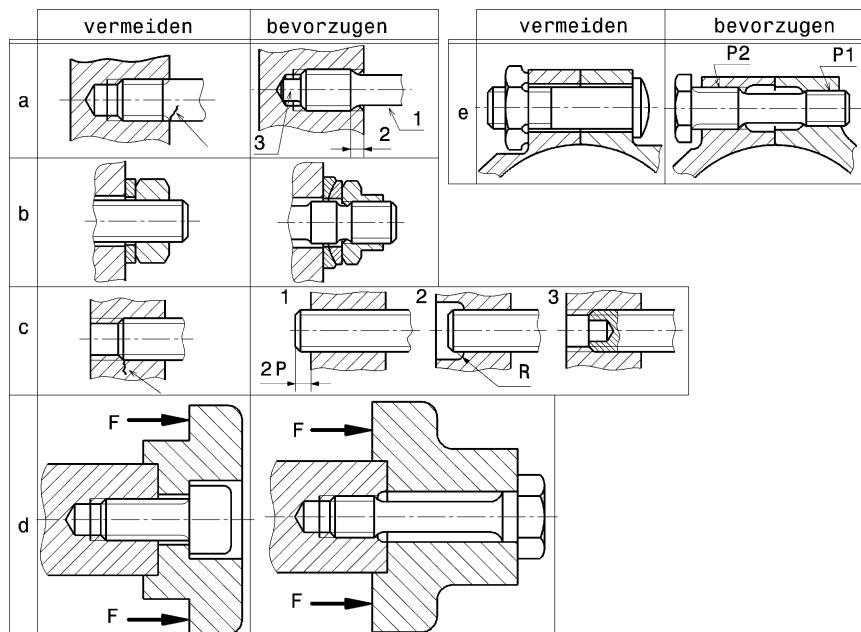


Abb. B.20 Gestaltung von hochbeanspruchten Schraubenverbindungen, nach [37]. Erläuterungen siehe Text

Mutter zu Scheibe auf. Abhilfe schafft eine Ausführung mit zwei kugeligen Scheiben und einer Mutter, die so gestaltet ist, dass das Schraubengewinde innerhalb der Mutter endet.

- c: In Sacklochverschraubungen tritt die höchste Beanspruchung am Ende des Schraubengewindes auf. In dem Bereich kann es zu Dauerbrüchen kommen (Pfeil). Der Spannungsverlauf im Muttergewinde kann durch verschiedene Maßnahmen ausgeglichen werden. Der Bolzen überragt das Muttergewinde (1) um ca. 2-fache Steigung P. Dies kann auch innerhalb des Teils erfolgen, indem das Gewinde mit einer Verrundung ausgesenkt wird (2) oder indem die Schraube ausgebohrt wird (3).
- d: Die Haltbarkeit von Schraubenverbindungen kann gesteigert werden durch eine größere elastische Nachgiebigkeit der Schraube (längere Schraube durch entsprechende Gestaltung der Bauteile oder mit einer Hülse und schlanker Schaft) und durch Verschieben des Angriffspunkts der Betriebskraft F zur Trennfuge hin.
- e: Eine elegante Methode um auf kleinstem Raum feste Vorspannung zu erreichen ist ein Differenzgewinde. Die beiden Gewinde haben dieselbe Gangrichtung aber unterschiedliche Steigungen ( $P_1 > P_2$ ). Je geringer der Unterschied ist, desto größere Vorspannkräfte können mit demselben Anzugsmoment erreicht werden. Der Kraftfluss ist in dem Fall auch wesentlich günstiger als bei der konventionellen Verschraubung. Die Spannkräfte werden an beiden Enden der Schraube über einen längeren Bereich über das Gewinde eingeleitet.

Das beste Mittel gegen Lösen von Schraubverbindungen sind hochfest vorgespannte Schrauben. Bei Offroadeneinsätzen (Raid, Eisspeedway, ...) lockern sich manche Schraubenverbindungen mit Re gelsteigung. Als Abhilfe greifen manche Teams zu drastischen Mitteln und Verpressen die Mutter (Kleben reicht im Allgemeinen nicht aus). Das Lösen einer solchen Verbindung erfolgt mit einem

Schlagschrauber. Das Gewinde ist allerdings danach unbrauchbar und die Schraube mitsamt Mutter muss getauscht werden.

Weil sich eine Schraube unter der Vorspannkraft längt, das Muttergewinde jedoch gedrückt wird, kommt es zu gegensätzlichen Dehnungen. Dadurch tragen im Prinzip bloß die letzten im Eingriff befindlichen Gewindegänge. Will man die Vorspannkraft gleichmäßiger auf die Einschraublänge der Schraube aufteilen, muss eine Zug-Druck-Mutter eingesetzt werden, die sich zum Teil ebenfalls längt. Das benötigt mehr Platz und ist schwerer als die Ausgangslösung. In der Formel 1 werden daher Schrauben mit an die Verformung angepasster also veränderlicher Gewindesteigung verwendet. Das ist zwar technisch elegant, aber aufwendig und teuer.

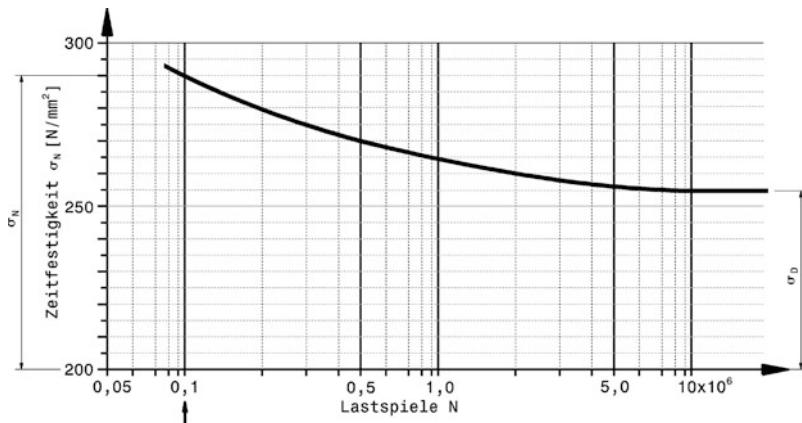
Wie bei Wellen und Achsen die Kerbwirkung durch zweckmäßige Gestaltung herabgesetzt wird, ist im Abschn. [M.3.1 Antriebstrang](#) dargestellt.

Es gibt auch den Fall, dass absichtlich eine Kerbe in einem Bauteil vorgesehen wird, nämlich an einer Sollbruchstelle. Diese Stelle entsteht durch Anbringen eines Querschnittsprungs bzw. einer Einschnürung und ihre Wirkung kann durch eine Wärmebehandlung zusätzlich gesteigert werden. Es kommt zu einer örtlichen Versprödung, die bei der vorgesehenen Überlast zum Bruch führt. Solche Stellen finden sich beispielsweise an Querlenkeranbindungen von Einsitzern. Bei einem Unfall brechen die Lenker weg und zerstören nicht den teuren Rahmen bzw. das Monocoque. Generell wird darauf geachtet, dass in einem durchgängigen Lastpfad stets das billigste Bauteil, welches den geringsten Schaden am Gesamtfahrzeug verursacht, als erstes bricht.

**Leichtbau *Lightweight Design*** Das Gewicht einer Konstruktion ist im Allgemeinen vom Werkstoff, von der Bauweise, von der Auslegungsart und vom Verbindungsaufwand abhängig. Um Gewicht zu sparen wird man Werkstoffe einsetzen, die eine hohe Festigkeit bei geringer Dichte aufweisen. Näheres dazu im nächsten Abschnitt. Als gewichtssparende Bauweise bietet sich die Integralbauweise an. Im Extremfall werden dabei gar keine Verbindungen benötigt. Verbindungen haben nämlich unter anderem den Nachteil, dass Überlappungen und zusätzliche Verbindungselemente benötigt werden, die einem Abspecken im Wege stehen. Die Auslegung, also die Dimensionierung von Bauteilen, kann von vorschreftsbestimmten Sicherheitsfaktoren geprägt sein oder aber für spezielle Belastungen so ausgereizt werden, dass das Bauteil diese nur eine bestimmte Zeit erträgt. Leichtbau ist gekennzeichnet durch Optimierung der Struktur und Optimierung bedeutet auch immer Spezialisierung, also Eingrenzung auf einen bestimmten Anwendungsbereich mit genau festgelegter Anwendungsdauer.

Leichtbau heißt also vor allem ein Bauteil genau auf seine Belastung(en) hin auszulegen. Dazu muss einerseits die Belastung genau bekannt sein und andererseits die Antwort eines Werkstoffes auf diese Belastung, also das Materialverhalten, genau bekannt sein. Beides ist im Allgemeinen nur innerhalb eines Streubereiches möglich. Belastungen werden durch Stöße usw. überlagert und Werkstoffe unterliegen den üblichen Qualitätsschwankungen einer Produktion (Abb. [B.18](#)). Ideal wäre ein Bauteil, in dem alle Bereiche gleichmäßig (und hoch) beansprucht sind. Das hieße nämlich, dass kein Material „verschenkt“ wurde. Ein weiterer Schritt die Masse von Bauteilen gering zu halten ergibt sich durch die Auslegungsart. Dauerfeste Teile sind naturgemäß wesentlich größer und schwerer als zeitfeste Teile.

Anders als in vielen Bereichen der Technik, wo dynamisch belastete Teile dauerfest ausgelegt werden, ist es im Fahrzeuggbau notwendig Teile leicht zu halten. Eine Möglichkeit dazu bietet das dynamische Werkstoffverhalten, Abb. [B.21](#). Bei einer Wechselbelastung tritt der (Ermüdungs-)Bruch nach einer bestimmten Anzahl von Lastwechseln ein. Die ertragbare Spannung nimmt dabei mit zunehmender Anzahl der Lastspiele (Schwingungen, Zyklen, ...) ab und erreicht bei vielen Werkstoffen nach einer gewissen Anzahl von Lastspielen (bei Stahl  $10 \cdot 10^6$ ) einen Wert, der sich kaum mehr verändert, die Dauerfestigkeit. Wenn die Wechselbeanspruchung unterhalb der Dauerfestigkeit bleibt, tritt auch bei höchsten Lastspielzahlen kein Bruch auf. Kennt man nun die Anzahl der Lastspiele, die ein betrachtetes Bauteil ertragen soll (z. B. Anzahl der Kurbelwellenumdrehungen während



**Abb. B.21** Prinzipielles Festigkeitsdiagramm von Werkstoffen. Grenzspannungslinie (Wöhlerlinie) von Stahl.  $\sigma_D$  Dauerfestigkeit,  $\sigma_N$  Zeitfestigkeit für  $N$  Lastspiele. Ein Teil aus diesem Werkstoff ist dauerfest, wenn seine Beanspruchung unter  $\sigma_D$  bleibt. Genügt beispielsweise eine Lebensdauer von  $10^5$  (Pfeil) Lastspielen, so kann die Beanspruchung höher, nämlich bei  $\sigma_N$ , liegen

der angestrebten Motorlebensdauer), so kann das Teil auf eine bestimmte höhere Beanspruchung (Zeitfestigkeit) ausgelegt werden, d. h. die Materialquerschnitte können bei gleicher Belastung kleiner ausgeführt werden

Je geringer die angestrebte Lebensdauer eines Bauteiles ist, desto leichtgewichtiger kann es gestaltet werden. Der Entwicklungsaufwand für solche Teile gestaltet sich allerdings beträchtlich aufwändig. Lastkollektive (s. Anhang) müssen aufgezeichnet werden, Werkstoffchargen müssen regelmäßig geprüft werden und bei Herstellung und Montage müssen die bewährten Bedingungen eingehalten werden. Bei schwingbeanspruchten Teilen führt beispielsweise eine falsche Schleifrichtung (Riefen quer zu Zugspannung) zu einer wesentlich geringeren Lastspielzahl bis zum Bruch. Für das Team bedeutet das, sämtliche Teile müssen individuell gekennzeichnet werden (Buchstaben/Zahlen-Kombination, Barcode oder sogar Computerchips) und ihr Einsatz (Betriebsstunden, Kilometer, ...) muss genauestens erfasst werden. Dazu müssen natürlich Kilometer- bzw. Betriebsstundenzähler an Bord sein. Vor Ablauf der Lebensdauer müssen die Teile rechtzeitig getauscht werden (*Lifing*, Laufzeitkontrolle), sollen diese nicht just während des Rennens ihr Lebenspensum erfüllen.

Wenn ein Bauteil auf seine Belastung hin dimensioniert werden soll, gilt es auch zu berücksichtigen, dass die Beanspruchung sich über die Bauteillänge ändern kann. Wird ein Teil nur auf seinen kritischen Querschnitt hin ausgelegt und ist die Belastung nicht konstant über der Bauteillänge, so sind alle übrigen Querschnitte überdimensioniert. Ein gewichtsgünstiges Bauteil wird demnach an jeder Stelle gleich und vor allem hoch beansprucht. Als Anschauungsbeispiel soll eine zylindrische Achse dienen. Das Biegemoment, das die Achse überträgt, ist nicht an jeder Stelle gleich, sondern wächst im Gegenteil mit dem Abstand zur Krafteinleitungsstelle. Eine optimierte Vollwelle mit Kreisquerschnitt hat dann an jeder Stelle  $x$  einen Durchmesser  $d_x$  (Körper gleicher Festigkeit), für den gilt:

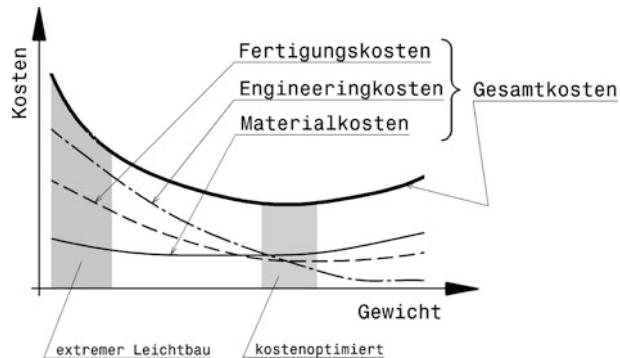
$$d_x \approx \sqrt[3]{\frac{10 M_{x,b}}{\sigma_{b,zul}}} \quad (B.14)$$

$d_x$  Wellendurchmesser an der Stelle  $x$ , mm

$M_{x,b}$  Biegemoment an der Stelle  $x$ , Nmm

$\sigma_{b,zul}$  zulässige Biegespannung des Werkstoffs, N/mm<sup>2</sup>

**Abb. B.22** Zusammenhang zwischen Gewicht und Kosten von Konstruktionen. Die Gesamtkosten (zusammengesetzt aus Fertigungs-, Engineering- und Materialkosten) hängen direkt vom Gewicht der Konstruktion ab. Der Ingenieraufwand steigt mit sinkendem Gewicht ebenso an wie die Fertigungskosten. Außerdem nehmen die Materialkosten bei leichteren Werkstoffen ebenso zu



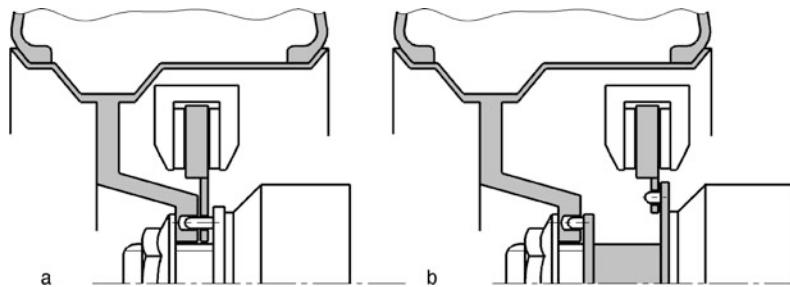
Wenn auch der rechnerische und versuchstechnische Aufwand bei extremen Leichtbau rasch groß wird (Abb. B.22), lassen sich doch einfache Regeln und Strategien angeben, mit denen auch ohne FEM-Analysen (computergestützte numerische Spannungsberechnung, die mit Rechnern durchgeführt wird, s. Anhang). Werkstoff und damit Bauteilmasse gespart werden kann. Serienfahrzeuge sollen zwar auch eine geringe Masse aufweisen, aus wirtschaftlichen Gründen wird jedoch kostenoptimaler Leichtbau betrieben. Bei Rennfahrzeugen stehen bei wesentlich geringeren Stückzahlen andere Ziele im Vordergrund, weshalb die Gewichtseinsparung wesentlich weiter getrieben wird (extremer Leichtbau).

Einige dieser Prinzipien sind:

- Direkte Lasteinleitung
- Realisierung hoher Flächenträgheitsmomente
- Integralbauweise
- Parallelschaltung von Wirkflächen
- Drehzahlerhöhung
- Überlastbegrenzung
- verbesserte Kühlung bei thermisch belasteten Konstruktionen
- Verringerung von Kerbwirkung durch günstigen Kraft- bzw. Spannungsfluss
- Einsatz von hochfesten Werkstoffen

**Abb. B.23** Gestaltung einer Turboladeraufhängung aus Zug- und Druckstreben. (Renault Formel-1-Motor von 1984, V6 1,5l Hubraum). Diese Konstruktion bestehend aus drei Streben ist wesentlich leichter als ein Auslegerarm, der auf Biegung beansprucht wird. Die Streben sind an einem Ende am Zylinderkopf befestigt und treffen mit dem anderen Ende in einem Punkt zusammen, an dem ein Halter über Zug den Abgasturbolader abstützt





**Abb. B.24** Schema der Lastleitung bei einer Scheibenbremse. **a** Radnabe mit einem Flansch, **b** Radnabe mit zwei Flanschen, Im Fall (a) erfolgt eine direkte Lastleitung zwischen Scheibe und Rad. Bei (b) wird auch ein Abschnitt der Radnabe beansprucht

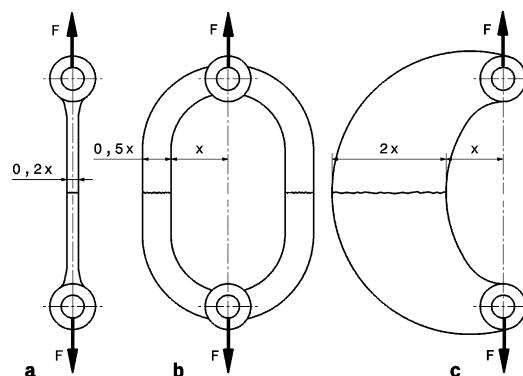
**Prinzip der direkten Lastleitung.** Ist eine Kraft oder ein Moment von einer Stelle zu einer anderen bei möglichst kleiner Verformung zu leiten, dann ist der direkte und kürzeste Lastleitungsweg der zweckmäßigste: Es werden nur wenige Zonen belastet und die Lastleitungswege, deren Querschnitte entsprechend ausgelegt werden müssen, werden hinsichtlich Werkstoffaufwand (Gewicht, Volumen) und resultierender Verformung minimiert. Das gilt besonders dann, wenn es gelingt, die Aufgabe nur unter Zug- oder Druckbeanspruchung zu lösen. Diese Beanspruchungsarten haben im Gegensatz zu Biegung und Torsion die geringeren Verformungen zur Folge. Abbildung B.23 zeigt wie durch entsprechende Gestaltung ein Biegeträger durch Zug- und Druckstäbe ersetzt werden kann. Dasselbe wird für einen Umlenkhebel in Abb. H.183 durchgeführt.

Ein weiteres Beispiel liefert die Bremsanlage. Die Weiterleitung des Bremsmoments von der Brems scheibe erfolgt über Bolzen im Rad zum Latsch, d. h. es werden keine Umwege über Flansche, Radnabe etc. genommen. Das würde bloß die Verformung im System vergrößern und die Radnabe mitsamt weiteren Teilen müsste kräftiger, also schwerer dimensioniert werden, Abb. B.24.

Für steife, leichte Konstruktionen sollen also Zug- und Druckbelastungen bevorzugt werden. Wobei Druck benachteiligt ist durch mögliche Instabilität bei schlanker Bauteilgestalt, nämlich durch die Versagensform Knicken (s. Anhang) bzw. Beulen. Wie augenfällig der Einfluss von zusätzlichen Biegebeanspruchungen in Bauteilen auf deren Masse ist, zeigt Abb. B.25 beispielhaft.

Geschlossene und symmetrische Profile bzw. Konstruktionen erweisen sich dabei als günstiger als offene oder asymmetrische Querschnitte.

**Abb. B.25** Auslegung von Bauteilen, die Zugkräfte übertragen, nach [30]. **a** reines Zugglied, **b** ringförmiges Glied, zusätzliches Biegemoment, **c** sichelförmiges Glied, einseitiges Biegemoment. Dieselbe Zugkraft  $F$  führt trotz gleicher Werkstofffestigkeit bei zusätzlicher Biegebeanspruchung zu deutlich größeren erforderlichen Querschnitten (Breite  $0,5x$  bzw.  $2x$  gegenüber  $0,2x$  beim reinen Zugglied) und damit zu deutlich schwereren Bauteilen



**Abb. B.26** Seil als Zugglied (Benetton Ford 189, 1989). Zur Reduzierung des Biegemoments durch Eigengewicht und Abtrieb des Frontflügels wird dieser mit einem Seil zur Oberseite der Nase hin abgespannt



Dieses Prinzip nur Zug/Druckspannungen zuzulassen führt zu Fachwerkkonstruktionen. Deren Nachteil ist, dass bei großen Lasten ein großes Bauvolumen erforderlich wird.

Doppelquerlenkerachse bestehen im Grunde auch aus Streben, die Zug und Druck übertragen.

Das ideale Element im Sinne dieses Prinzips ist das Seil. Tatsächlich findet es an vielen Stellen Verwendung, wenn es gilt mit geringer Masse Teile abzustützen oder zu verstauen, Abb. B.26.

**Realisierung hoher Flächenträgheitsmomente.** Damit die Biegeweichigkeit und -Festigkeit bei gegebenem Querschnitt (und damit Masse) möglichst groß ist, müssen tragende Flächen eines Querschnitts möglichst weit auseinander angeordnet sein (vgl. auch Abschn. O.2.1 Gitterrohrrahmen). Dies wird erreicht durch Rohrquerschnitte statt Vollprofile, Sandwichstrukturen (Abschn. O.2.3), räumliche Tragwerke, Sicken in Blechen, Verrippungen sowie Feingliederung von Strukturen, Schalenbildung bei Blechen (vgl. auch Abschn. O.2.2), Vorkrümmung von Strukturen gegen die Hauptbelastungsrichtung usw.

**Integralbauweise Integral Construction.** Darunter versteht man das Vereinigen mehrerer Einzelteile zu einem Werkstück. Typische Beispiele hierfür sind Gusskonstruktionen statt Schweißkonstruktionen, Strangpressprofile statt gefügter Normprofile, angeschmiedete Flansche statt gefügter Flansche. Es fallen so Fügestellen weg und es werden enge Toleranzen möglich, die beim Aufbau eines Gebildes aus mehreren Einzelteilen wegen der Aufsummierung von Einzeltoleranzen nicht machbar sind.

Bevorzugte Fertigungsverfahren sind: Gießen, besonders Feingießen und Spritzgießen, Sintern, Blechumformen, Tieffziehen, Schmieden, erosives bzw. elektrolytisches Abtragen, Laminieren von Faser Matten und Spanen aus dem Vollen.

Umgekehrt hat auch die Differenzialbauweise *differential construction*, also das Gliedern einer Komponente in mehrere Teile mit unterschiedlichen Aufgaben auch ihre Vorteile: Jedes Teil kann an seine Grenze beansprucht werden und die Werkstoffwahl kann kompromisslos auf die Teilaufgabe konzentriert erfolgen. Die Fertigung der Einzelteile kann parallel stattfinden, was vor allem bei zeitkritischen Komponenten bedeutend sein kann. Weiters lassen sich typische Austauschteile auf einzelne Verschleißstellen eingrenzen und es muss im Wartungsfall nicht das gesamte Bauteil entsorgt werden.

Bei der Verbundbauweise nimmt man eine Kombination von günstigen Werkstoffeigenschaften in einem Bauteil vor, indem ein Teil aus mehreren Werkstoffen aufgebaut wird, die untrennbar mit-

einander verbunden sind. Ein Beispiel dafür stellen CFK-Querlenker mit eingeklebten Gelenksaugen aus Metall dar.

**Parallelschaltung von Wirkflächen.** Eine Parallelschaltung von Wirkflächen ergibt eine Leistungsverteilung, wodurch das gesamte System bei gleicher Leistung kleiner ausgeführt werden kann. Ein Beispiel dafür liefern Planetenradgetriebe, wie sie auch in Differenzialen zu finden sind. Das zu übertragende Moment wird dabei auf mehrere Planetenräder aufgeteilt, so dass jedes einzelne theoretisch nur einen Bruchteil davon übertragen muss. Tatsächlich müssen die Räder auf ein etwas größeres Moment ausgelegt werden, weil durch Fertigungstoleranzen das Eingangsmoment nicht gleichmäßig auf alle Planetenräder verteilt wird. Ein weiteres Beispiel ist im Allradantrieb eines Fahrzeugs zu sehen. Die zu übertragende Leistung wird in einem bestimmten Verhältnis auf alle Räder aufgeteilt. Diese sind daher weiter von der Schlupfgrenze entfernt und können bei gleicher Gesamtleistung eine größere Seitenkraft übertragen (Kurvenfahrt).

**Drehzahlerhöhung.** Erhöht man die Drehzahl eines leistungsübertragenden Systems bei konstanter Leistung, so verringert sich dadurch das zu übertragende Moment (Leistung = Drehmoment mal Drehzahl). Es macht also Sinn, das Schaltgetriebe unmittelbar am Motor anzuflanschen. Durch die hohe Eingangsdrehzahl muss die Eingangswelle nur ein relativ kleines Moment übertragen und baut entsprechend klein, wie auch das gesamte Getriebe. Die für den Fahrzeugantrieb benötigte Vergrößerung des Moments erfolgt möglichst spät, in dem Fall im Hinterachsgetriebe, wobei der Leistungsfluss zu den Antriebsrädern aber auf zwei Seitenwellen aufgeteilt wird (Parallelschaltung von Wirkflächen).

**Überlastbegrenzung.** Die Masse von Bauteilen ergibt sich durch die Dimensionierung. Werden Bauteile auf eine Last ausgelegt, die äußerst selten auftritt, sind sie für alle anderen Belastungen überdimensioniert, also zu schwer. Als Folge davon müssen auch benachbarte Bauteile (Lager, Gehäuse, Flansche, ...) größer dimensioniert werden, wodurch das gesamte System schwerer wird. Abhilfe bietet eine Verringerung von Stoßwirkungen z. B. durch weicheren Antrieb oder Einbau elastischer Zwischenglieder. Eine andere Möglichkeit ist die, dass man die höchste äußere Belastung genau festsetzt und zwar durch eine definierte Begrenzung. Solch eine Möglichkeit bieten Rutschkupplungen, Flüssigkeitskupplungen, Sollbruchstellen, Überdruckventile, Trennschalter usw.

**Innovationen.** Wie überall, wo man sich von Wettbewerbern abheben möchte, ist auch oder besser gerade der Rennsport geprägt von der ewigen Suche nach Kniffs, Verbesserungen und Innovationen, mit denen die Konkurrenz sprichwörtlich abgehängt werden kann. Dabei gilt es das Potenzial neuer Lösungen mit dem Zeitaufwand für die Reifung der Neuerung abzuwegen. Nur allzu oft stellt man fest, dass das (unreife) Brandneue vom ausgereiften Alten geschlagen wird – zumindest anfangs. Hier spielen „Kinderkrankheiten“ und fehlende Erfahrung der Anwender (Fahrer, Renningenieur und Mechaniker) am Beginn der Entwicklung eine große Rolle. Und nicht selten erntet nicht derjenige, der ein neues System eingeführt hat, sondern der, der es übernommen und weiterentwickelt hat, die Früchte der Idee. Jede Neuerung muss also nicht gleichbedeutend mit einem Sieg beim ersten Einsatz sein, eher wird eine Durststrecke die Folge sein, in der das neue System entwickelt werden muss. In dem Zusammenhang ist die Zuverlässigkeit ein Thema. Mit der Einführung eines neuen Systems, eines neuen Konzepts oder einer neuen Lösung gibt man womöglich Bewährtes auf und risikiert Ausfälle. Auf der anderen Seite darf man auch nicht allzu konservativ denken, sonst fährt man eines Tages hinterher. Jedes Team, das eine größere Innovation plant, ist gut beraten, die Entwicklung parallel durchzuführen. Das heißt der neue Wagen wird mit bewährten Lösungen aufgebaut und unabhängig davon nimmt ein Teil des Teams die Entwicklung der neuen Lösung in Angriff. Erst wenn die einwandfreie Funktion der neuen Lösung abgesichert ist, kommt sie im Fahrzeug zum Einsatz. Natürlich setzt das eine entsprechende Teamgröße und ein abgestimmtes Budget voraus.

Einen typischen Innovationsverlauf beschreiben Reifekurven von zahlreichen technischen Systemen: Anfangs arbeiten sie rein mechanisch und mit fester, kompromissbehafteter Einstellung, darauf folgen elektrisch beeinflusste Lösungen mit Teilverstellbarkeit und den Letztstand stellen elektronische Systeme dar, die auch anpassungs- und lernfähig sind. Bei der Suche nach neuen Lösungen ist es von Vorteil, sich das technisches Ideal vor Augen halten, auch wenn es vordergründig unerreichbar scheint. Vielfach erweist sich die sprachliche Formulierung der eigentlichen Problemstellung als großer Schritt in die richtige Richtung.

Innovationen ergeben sich oft durch einen Werkstoffwechsel bzw. Wechsel des Fertigungsverfahrens. Ebenso wirksam kann ein Wechsel des Wirkprinzips sein (Gasfeder statt Metallfeder, Flüssigkeitsdämpfung statt Reibungsdämpfung, ...).

---

## 6 Werkstoffe Materials

Der Konstrukteur muss über Werkstoffe bescheid wissen, beeinflussen sie doch die Konstruktion nachhaltig. So ist beispielsweise die Formgebung vom Fertigungsverfahren und das wiederum vom Werkstoff abhängig. Naturgemäß sind die Eigenschaften der Stoffe unterschiedlich, wie etwa Festigkeit, Härte, spröde, nicht korrosionsbeständig, tribologisch ungünstig, leitend, Kriechneigung, warmformbeständig, schweißbar, Alterung, chemische Beständigkeit usw. Darüber hinaus kann die Verbindungstechnik nicht ohne Wissen über Werkstoffeigenschaften ausgewählt werden.

Deshalb folgt zunächst eine kurze Übersicht über die Konstruktionswerkstoffe, gefolgt von einem Vergleich und abschließend werden Hinweise zur Auswahl gegeben.

### 6.1 Übersicht gängiger Werkstoffe

Die Konstruktionswerkstoffe werden in vier Gruppen eingeteilt, die sich weiter unterteilen lassen:

- Metalle
  - Eisenmetalle
  - Nichteisenmetalle
- Pulver- und Sinterwerkstoffe
- Nichtmetallische Stoffe
  - Kunststoffe
  - Holz
- Verbundwerkstoffe

#### 6.1.1 Metalle Metals

##### Eisenmetalle Ferrous Metals

**Stahl Steel.** Stähle zählen nach wie vor zu den wichtigsten Werkstoffen des Fahrzeugbaus. Das schlägt sich auch in einem günstigen Kilopreis nieder. Auch bei einem modernen Pkw beträgt der Massenanteil von Stahl mehr als die Hälfte aller eingesetzten Werkstoffe. Es gibt zahlreiche unterschiedliche Sorten deren Eigenschaften gezielt durch Legieren und Wärmebehandeln verändert werden können. Stähle sind im Allgemeinen gut schmied- und schweißbar. Wellen, Zahnräder, Federn, Schrauben und Abgasanlagen werden unter anderem aus Stahl hergestellt.

**Stahlguss Cast Steel.** Ist eine durch das Herstellungsverfahren (Gießen mit anschließendem Glühen) gekennzeichnete Stahlform mit praktisch denselben Eigenschaften wie Stahl, also schmiedbar, schweißbar und legierbar.

**Gusseisen Cast Iron.** Gusseisen hat einen hohen Gehalt an Kohlenstoff, der zum größten Teil als Grafit (lamellar, kugel- oder würmchenförmig) im Gefüge vorliegt. Herausragend sind vor allem die Druckfestigkeit, günstige Laufeigenschaften und sein Dämpfungsvermögen. Viele Motorblöcke werden deshalb auch heute noch aus diesem Werkstoff gefertigt. So genanntes austenitisches Gusseisen ist für Leichtbaukonstruktionen besser geeignet, weil seine Festigkeitswerte annähernd doppelt so hoch, wie jene unlegierter Gusseisensorten liegen.

### Nichteisenmetalle Non Ferrous Metals

**Aluminium Aluminium.** Aluminium und vor allem seine Legierungen sind ein bedeutender Leichtbauwerkstoff. Ähnlich wie bei Stahl ist durch Legieren ein breites Spektrum an Eigenschaften darstellbar. So gibt es Guss- und Knetlegierungen (*cast alloy, wrought alloy*), die sich durch geringe Dichte bei hoher Festigkeit auszeichnen. Generell erweisen sich die Knetlegierungen als fester und zäher. Dies kann aber durch Sondergießverfahren (Vacurguss, Squeeze-Casting, Thixo-Forming) ausgeglichen werden.

Für den Leichtbau interessante Abwandlungen sind Sinteraluminium und Schaumaluminium. Aluminiumteile haben ein großes Einsatzfeld und finden sich im Motor- und Getriebebau ebenso wie im Rahmen- und Fahrwerksbereich: Gehäuse, Deckel, Hebel, Kolben, Schrauben, Radträger, Bremszangen und Halter.

**Magnesium Magnesium.** Magnesiumlegierungen zeichnen sich durch eine extrem geringe Dichte bei brauchbarer Festigkeit aus. Sie sind gut zu vergießen (äußerst gut im Druckgussverfahren) und leicht spanend zu bearbeiten. Es sind auch Knetlegierungen erhältlich. Einer nahe liegenden weiten Verbreitung stehen jedoch einige Nachteile im Weg. Einer dieser Negativpunkte ist die leichte Brennbarkeit: Aus dem Grund ist sein Einsatz von manchen Reglements an bestimmten Stellen, wie etwa im Cockpit, verboten. Außerdem sind die Bauteile sehr kerbempfindlich und je nach Legierungszusammensetzung auch anfällig für Korrosion. Die niedrige Bruchdehnung führt dazu, dass die Teile aus Magnesium stoß- und schlagempfindlich sind. Trotzdem zeigen sich einige Legierungen bei schwingernder Beanspruchung dauerfester als höherfeste Aluminium-Legierungen. Magnesiumlegierungen empfehlen sich so unter anderem für Getriebegehäuse und andere Teile die über große Zeiträume dynamisch belastet werden. Auch Räder werden aus diesem Metall hergestellt.

**Titan Titanium.** Titan hat einige Eigenschaften, die es für Rennfahrzeuge interessant macht. Bei etwa der halben Dichte von Stahl übertrifft es in der Festigkeit teilweise auch hochfeste Stähle. Es zeigt eine geringe Wärmedehnung und ist sehr korrosionsbeständig. Auch Titan und seine häufiger verwendeten Legierungen sind nicht frei von Nachteilen. Einmal von den extrem hohen Kosten abgesehen, erweist sich Titan als schlechter Laufpartner. An Pleuelaugen werden so Bundlagerschalen oder Beschichtungen erforderlich, damit die Stahl-Kurbelwangen keinen Verschleiß erfahren. Die Kerbempfindlichkeit verlangt besonders sorgfältige Gestaltung von Querschnittsübergängen und Krafteinleitungen (insbesondere Verschraubungen). Trotzdem hat Titan – hohe Oberflächengüte vorausgesetzt – eine hohe Dauerfestigkeit. Der Wert für Dauerfestigkeit bezogen auf Zugfestigkeit liegt mit etwa 0,7 bedeutend höher als bei anderen Werkstoffen [28]. Bei sehr hoch beanspruchten Bau teilen kann es allerdings auch zu Versagen ohne merkliche vorhergehender Deformation kommen. Titanlegierungen weisen teilweise unterschiedliche Verarbeitungseigenschaften auf. Einige sind gut schweißbar, andere zeigen eine hohe Warmfestigkeit. Die spanende Bearbeitung ist bei allen Legierungen schwierig. Bekannte Teile aus Titanlegierungen sind Schraubenfedern, Schrauben, Pleuel, Pilzventile, Radaufhängungssteile, Radnaben, Wellen, Gehäuse und Abgasanlagen.

**Tab. B.13** Vergleich der Eigenschaften von Fasern

	Glasfaser	Kohlenstofffaser	Synthesefaser
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>• günstige Fertigung</li> <li>• hohe Beständigkeit gegenüber Chemikalien</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• hohe Festigkeiten</li> <li>• hohe Steifigkeit bei Zug und Schub</li> <li>• hohes Potential zur Steigerung/Verbesserung</li> <li>• kostengünstige Produktion</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• extrem hohe Zugfestigkeit</li> <li>• hohe Zugsteifigkeit</li> <li>• nicht spröde</li> <li>• gute thermische Beständigkeit</li> <li>• hohe Glasübergangstemperatur</li> <li>• hohe Dimensionsstabilität</li> </ul>
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>• geringe Steifigkeit</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• spröde</li> <li>• anisotrope Wärmeausdehnung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Feuchtigkeitsaufnahme (hygrokopisch)</li> </ul>

### 6.1.2 Sinterwerkstoffe Powder-Metal Material

Sie werden nach pulvermetallurgischen Verfahren hergestellt. Die Dichte des Werkstoffs kann somit in weiten Grenzen von poröse bis dicht variiert werden. Mit diesem Verfahren können auch höchstschmelzende Metalle (Wolfram, Molybdän, ...) in eine gewünschte Form gebracht werden. Sinterteile sind meist kleine filigrane Teile, wie Zahnräder, Kettenräder, Geberräder usw. oder – in poröser Ausprägung – auch Lager- und Filtereinsätze.

### 6.1.3 Nichtmetallische Stoffe Nonmetallic Materials

**Kunststoffe Plastics.** Es gibt eine Vielzahl von Kunststoffen, die weiter in Thermoplaste und Duroplaste eingeteilt werden. Von Bedeutung für tragende Bauteile sind Harze und zwar als Matrixwerkstoff für Faser-Kunststoff-Verbunde.

### 6.1.4 Verbundwerkstoffe Composites

Ein Verbundwerkstoff besteht aus mindestens zwei Komponenten, die nebeneinander vorliegen, also nicht ineinander gelöst sind. Solche Verbundstoffe werden u. a. durch Sintern, spezielle Gussverfahren oder Tränken von porösem Halbzeug hergestellt. Durch geschickte Kombination von einzelnen Werkstoffen lassen sich so Verbundstoffe herstellen, die die positiven Eigenschaften der Bestandteile vereinen und dabei deren negativen Eigenschaften überdecken.

**Faserverbundwerkstoffe Fiber Composites.** Verbundwerkstoffe bestehen aus einer Kombination mehrerer Werkstofftypen (Name!). Ein „faserverstärkter Kunststoff“ besteht beispielsweise aus Kunststoff als Grundwerkstoff (die so genannte Matrix), in den Fasern zur Verstärkung eingebettet sind. Durch die Kombination der Faser mit dem Grundmaterial lassen sich somit Verbundwerkstoffe mit speziell für einen Einsatzbereich abgestimmten Eigenschaften schaffen. Die besten Eigenschaften weisen diese Werkstoffe in Faserrichtung auf. Deshalb werden auch Werkstoffe mit kombinierten Faserrichtungen hergestellt (bi- und multidirektional gerichtete Fasern) bzw. typische Bauteile werden als Schalenkörper durch ein Laminat mehrerer unidirektionaler Schichten dargestellt. Monocoques von Monopostis und Fahrerzellen von Le Mans-Prototypen sind klassische Vertreter solcher Teile.

Die am häufigsten eingesetzten Grundwerkstoffe sind dabei Duroplaste (Harze) und Thermoplaste. Aber auch Leichtmetalle und Keramiken können so verstärkt werden. Als Fasern kommen Glas-, Kohlenstoff- und Synthesefasern (Aramid, Kevlar) in Frage. Die Fasern haben gegenüber den massiven Werkstoffen wesentlich höhere Zugfestigkeiten und sind trotz ihrer hohen Härte biegsam. Vorteile und Nachteile gängiger Fasern sind in Tab. B.13 zusammengefasst.

Solche Faserverbundwerkstoffe haben zwar gute spezifische Eigenschaften, jedoch auch ein komplexeres Materialverhalten, was die Berechnung und Bauteilauslegung erschwert.

**CFK (kohlenstoff-faserverstärkter Kunststoff *carbon-fibre reinforced plastic*).** In dem Fall sind Kohlenstofffasern in einer Harzmatrix eingebettet. Sie haben eine hohe Steifigkeit und Zugfestigkeit bei geringem Gewicht. So ist es auch nicht verwunderlich, dass bei Formel-1-Fahrzeugen etwa 60 % aus CFK bestehen. Unter anderem Monocoque, Nase inkl. Crashelement, Außenhautteile, Flügel, Teile der Radaufhängung, Deckel sowie Gehäuse am Motor, Teile des Getriebes, Kupplungsscheiben und Luftführungsschächte bei Bremsen. Aber nicht nur die statische Festigkeit ist herausragend, auch die Dauerfestigkeit bezogen auf die Zugfestigkeit ist höher als einiger Stähle oder Aluminiumlegierungen.

Bisher war dieser Verbundwerkstoff für Großserienfahrzeuge in der Anschaffung und Verarbeitung schlichtweg zu teuer. In jüngster Zeit werden aber zunehmend Entwicklungen in diese Richtung durchgeführt. Leichtbau ist ja ein Kernthema, wenn es bei Fahrzeugen um die Senkung des Kraftstoffverbrauchs und damit um den CO<sub>2</sub>-Ausstoß geht. Zudem verfügen Komponenten aus CFK neben der geringen Ermüdungsneigung über gute Crash-Eigenschaften und eine hohe Korrosionsbeständigkeit.

**MMC (Metall-Matrix Verbunde, *metal matrix composites*).** Ebenso wie die Matrix bei CFK aus Kunststoff besteht, kann sie auch metallisch sein. Um Gewicht zu sparen wird bevorzugt Leichtmetall (Aluminium-, Magnesiumlegierungen) eingesetzt. Die Fasern oder Partikel bestehen etwa aus Stahl, Kohlenstoff oder Keramik. MMC sind kriechbeständiger als unverstärkte Leichtmetalllegierungen und ihre Festigkeit nimmt bei Temperaturerhöhung nur wenig ab. Bekannte Teile aus MMC mit Aluminium-Matrix sind Kolben, Kurbelgehäuse und Radträger. Kolben können auch mit einer Magnesiummatrix aufgebaut werden.

## 6.2 Werkstoffvergleich Material Comparison

Zum direkten Vergleich unterschiedlicher in Frage kommender Werkstoffe sind absolute Werte ungeeignet. Vielmehr müssen relative Werte herangezogen werden. Das fängt bei der Dichte an, also bei der Masse des Werkstoffs bezogen auf das eingenommene Volumen. Als Vergleichswert für die Werkstoffwahl allein reicht die Dichte jedoch nicht aus, sondern es müssen die erforderliche Masse und – je nach äußerer Belastung – die Festigkeit des Werkstoffes (zulässige Spannung; zulässige Formänderung, ...) in ein Verhältnis gesetzt werden.

Die spezifische Steifigkeit  $E/(g\rho)$  vergleicht das Längs-Verformungsverhalten ( $E = E$  – Modul, s. Anhang) bezogen auf das Gewicht. Die Reißlänge  $R_m/(g\rho)$  stellt anschaulich jene Länge dar, bei der ein aufgehängter Stab unter seinem Eigengewicht reißen würde ( $R_m$  = Zugfestigkeit, s. Anhang). Die Knicksteifigkeit von Stäben bezogen auf das Gewicht quantifiziert der Term  $\sqrt{E}/(g \cdot \rho)$ . Tabelle B.14 liefert einen Überblick über wichtige Eigenschaftsgrößen gängiger Werkstoffgruppen.

Beryllium weist nicht nur eine extrem hohe Steifigkeit auf, sondern stellt diese bei einem geringen spezifischen Gewicht zur Verfügung. Entsprechend groß ist seine Reißlänge. Unübertroffen in dieser Hinsicht ist allerdings unidirektionales AFK. Wie überhaupt alle Faserverbundwerkstoffe in dieser Tabelle bei der Reißlänge vorn liegen. Auch Holz kann als Konstruktionswerkstoff für den Leichtbau interessant sein – es hat dieselbe Reißlänge wie Titanlegierungen. Wenn es um Längssteifigkeit bei geringem Gewicht geht, ist unidirektionales CFK die erste Wahl. Es weist die größte spezifische Steifigkeit auf. Bei gewichtssparenden Druckstäben können Magnesium-Legierungen eine interessante Alternative sein. Sie haben eine höhere spezifische Knicksteifigkeit als beispielsweise Stahl sowie Titan- und Aluminiumlegierungen, obwohl sie einen wesentlich kleineren Elastizitätsmodul als diese haben.

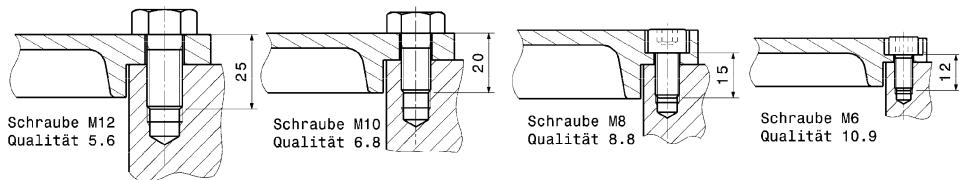
**Tab. B.14** Werkstoffvergleich, nach [28]

Werkstoff	$\rho$ [kg/dm <sup>3</sup> ]	E [N/mm <sup>2</sup> ]	$R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$E/(g\rho)$ [km]	$R_m/(g\rho)$ [km]	$\sqrt{E}/(g \cdot \rho)$ [m <sup>2</sup> /√N]
Stahl	7,85	210.000	500	2.675	6,37	5,95
Al-Legierung	2,70	70.000	350	2.593	12,95	9,99
Mg-Legierung	1,74	40.000	330	2.299	18,96	11,12
Ti-Legierung	4,50	102.000	900	2.267	20,00	7,23
PA 6 (trocken)	1,15	2.500	80	217	6,96	4,43
GFK-UD <sup>1)</sup> (50 %)	1,95	40.000	800	2.051	41,03	1,95
CFK-UD <sup>2)</sup> (50 %)	1,40	250.000	1.000	17.857	71,41	36,41
AFK-UD <sup>3)</sup> (50 %)	1,35	65.000	1.500	4.815	111,11	19,25
Beryllium	1,85	245.000	400	13.243	21,62	27,27
Holz	0,50	12.000	100	2.400	20	22,33

<sup>1)</sup> Glasfaser verstärkte Kunststoffe unidirektional

<sup>2)</sup> Kohlenstofffaser verstärkte Kunststoffe

<sup>3)</sup> Aramidfaser verstärkte Kunststoffe



**Abb. B.27** Einfluss der Werkstofffestigkeit auf das Gewicht, nach [36]. Die äußere Belastung ist für alle vier Verbindungen gleich. Die Schrauben weisen jedoch unterschiedliche Festigkeiten auf und deshalb müssen die Abmessungen der Schrauben unterschiedlich sein. Die resultierende Beanspruchung (Spannung) ist für alle gleich groß. Mit höherfestem Material lässt sich also auch Masse sparen

Die Auswirkung höherer Werkstofffestigkeit illustriert Abb. B.27 anschaulich. Die höherfeste Schraube kann bei gleicher Belastung kleiner ausgeführt werden. Damit kann auch die Umgebung der Schraube entsprechend kleiner gestaltet werden und damit wiederum wird die gesamte Konstruktion leichter. Innensechskantschrauben (DIN 912) sind in dem Zusammenhang besonders günstig.

### 6.3 Werkstoffwahl Material Selection

Zur Auswahl des Werkstoffes werden wirtschaftliche und technische Gesichtspunkte betrachtet. Welche überwiegen hängt von der Aufgabenstellung und vom Budget ab. Ein Kriterium muss auf alle Fälle sichergestellt sein: Die Festigkeit muss für die Erfüllung der Funktion ausreichend sein. Die Wahl von Werkstoff und Fertigungsverfahren ist darüber hinaus nicht immer unabhängig voneinander möglich. Bestimmte Werkstoffe können nur mit gewissen Fertigungsverfahren in die gewünschte Gestalt gebracht werden (Gussteile, Sinterteile, ...) und umgekehrt schränken manche Fertigungsverfahren die Werkstoffauswahl ein (Schweißteile, Erodierverfahren, Ziehteile, ...). Umformverfahren haben den Vorteil Materialfehler (Fehlstellen, Poren, ...) zu verschweißen und einen kraftflussgerechten Faserverlauf zu ermöglichen. Sie bieten sich dadurch für sicherheitsrelevante Teile, die einer Dauerschwingbeanspruchung ausgesetzt sind, an. Allerdings ist der Werkzeugaufwand für kleine

Stückzahlen zu groß und der Zeitaufwand für eventuelle konstruktive Änderungen sind im Vergleich zu Schweiß- oder Frästeilen ungleich größer. Aus dem Vollen spanend hergestellte Teile für solche Anwendungen durchlaufen zahlreiche Fertigungsphasen: Sie müssen unter anderem spannungsarm-geglüht, kugelgestrahlt, poliert und einzeln geprüft werden.

In den höchsten Klassen des Motorsports werden gerne Werkstoffe eingesetzt, die nicht genormt und am freien Markt schwer oder gar nicht erhältlich sind. Solche Werkstoffe sind naturgemäß teuer und haben lange Lieferzeiten.

Folgende Kriterien können allgemein zur Werkstoffbeurteilung und -auswahl herangezogen werden:

1. Zur Sicherstellung der Funktion: Festigkeit (Zeit, Temperatur, ...), Härte, Elastizitätsmodul, Bruchdehnung; Korrosion; Wärmedehnung, Wärmeleitung; elektrische Eigenschaften, tribologische Eigenschaften; Haptik (s. Anhang); Dämpfungseigenschaften, akustische Eigenschaften
2. Gewicht des fertigen Bauteils
3. Fertigungseigenschaften: gießbar, schmiedbar, schweißbar, tiefziehfähig usw.
4. Materialkosten

Bei größeren Stückzahlen kommen noch folgende Kriterien hinzu:

5. Erforderliche Investitionen zur Bearbeitung und Prüfung
6. Laufende Kosten in der Fertigung
7. Recyclingmöglichkeit

Einige Überlegungen zu einzelnen, oben angeführten Kriterien: Es genügt nicht eine höhere Festigkeit allein anzustreben. Die Zähigkeit, d. h. die plastische Verformbarkeit, ermöglicht bei ungleichmäßig verteilten Beanspruchungen den Abbau von Spannungsspitzen und ist eine der bedeutendsten Sicherheitsfaktoren, die ein Werkstoff bieten kann. Im Allgemeinen nimmt die Zähigkeit der Werkstoffe mit höherer Festigkeit ab. Es muss also auf eine Mindestzähigkeit geachtet werden, damit die Vorteile der plastischen Verformbarkeit gewährleistet sind. Gefährlich sind Fälle, in denen der Werkstoff mit der Zeit oder aus anderen Gründen versprödet (z. B. Strahlung, Korrosion, Temperatur oder durch Oberflächenschutz) und dadurch die Fähigkeit verliert, sich bei Überbeanspruchung plastisch zu verformen. Dieses Verhalten trifft besonders bei Kunststoffen zu.

Bei Serienkonstruktionen stehen die Kosten weit oben auf der Anforderungsliste. Hier wird ein wirtschaftlicher Ansatz bei der Werkstoffwahl bevorzugt werden. Das kostengünstigste Material, das gerade die Belastung erträgt, wird eingesetzt. Will man Gewicht durch leichteres Material sparen, werden die Kosten zunehmen, weil im Allgemeinen die Werkstoffpreise mit sinkender Dichte steigen.

Die Bearbeitbarkeit des Werkstoffes ist für die Fertigungskosten wesentlich. Das ist besonders wichtig bei großen Bauteilen und der Herstellung großer Stückzahlen. Je leichter ein Werkstoff zu zerspanen ist, desto günstiger ist er für die Fertigung. Werkstoffe sind im Allgemeinen umso leichter zerspanbar, je geringere Festigkeit (Härte) sie haben. Grauguss verhält sich ungefähr wie Stahl mittlerer Festigkeit. Kupferlegierungen, Kunststoffe, insbesondere aber Leichtmetalle sind im Allgemeinen leichter zerspanbar als Stahl. Hochfeste, austenitische Stähle oder Sonderstahlguss (nichtrostend und/oder hitzebeständig) sind schwer zerspanbar.

Darüber hinaus soll die Werkstoffwahl gerade bei „exotischen“ Werkstoffen schon in der Konzeptphase eines Projekts erfolgen. Nicht selten kann nämlich das Wunschmaterial nicht eingesetzt werden, weil es nicht kurzfristig verfügbar ist.

## 7 Kosten Costs

Dieser Abschnitt könnte hinfällig sein, wenn folgende Aussage stimmt: Rennfahrzeuge werden – abgesehen vom Reglement – streng nach rein technischen Gesichtspunkten ausgelegt und deshalb sind Kosten kein Thema. Wahr ist jedoch, das Kosten immer ein Thema sind. Die Frage ist nur, mit welcher Wichtigkeit, sie in die Überlegungen bei der Konzeption eines Fahrzeugs einbezogen werden. Bei Serienfahrzeugen sind die Kosten, insbesondere die Herstellkosten (und hierin die Materialkosten), an erster Stelle. Hier zahlt sich eine Optimierung der Herstell- und Montageverfahren im wahrsten Sinn des Wortes aus. Bei Rennfahrzeugen, von denen oftmals nur wenige Einzelstücke gebaut werden liegen die Dinge anders. Trotzdem hat auch ein Formel-1-Team ein (endliches) Budget, mit dem es auskommen muss und das in Einzelbereiche nach diversen Kriterien aufgeteilt werden muss, Abb. B.28. Bei der Konzeption müssen sich also alle Konstrukteure nach der Decke strecken, wobei diese natürlich nicht für alle gleich hoch – oder besser – niedrig hängt. Kosten sind also ein Thema und jeder Konstrukteur wird gut daran tun, sich zu überlegen, was ihm wie viel Wert ist. Bei diesen Überlegungen können die (für manchen rein theoretisch anmutenden) Erkenntnisse aus Abschn. B.3.2 *Konzeptvergleich*, Anteil einzelner Baugruppen an den Fahrleistungen hilfreich sein.

Abbildung B.28 zeigt (im doppelt logarithmischen Maßstab!), dass die Formel 1 bei Teamgröße und Budget herausragend ist und für Vergleichszwecke bei Kostenbetrachtungen ungeeignet ist, weil sie eine Welt für sich darstellt. Privatteams, die beim Langstreckenrennen in Le Mans teilnehmen, verzichten teilweise auf gewichtssparende Werkstoffe, weil bei einem reglementbedingten Mindestgewicht des Fahrzeugs die Mehrkosten nicht zu rechtfertigen sind. So werden im Motor Stahlpleuel anstelle von Titanpleuel eingesetzt. Auch die Ventile im Zylinderkopf werden aus Stahl hergestellt und

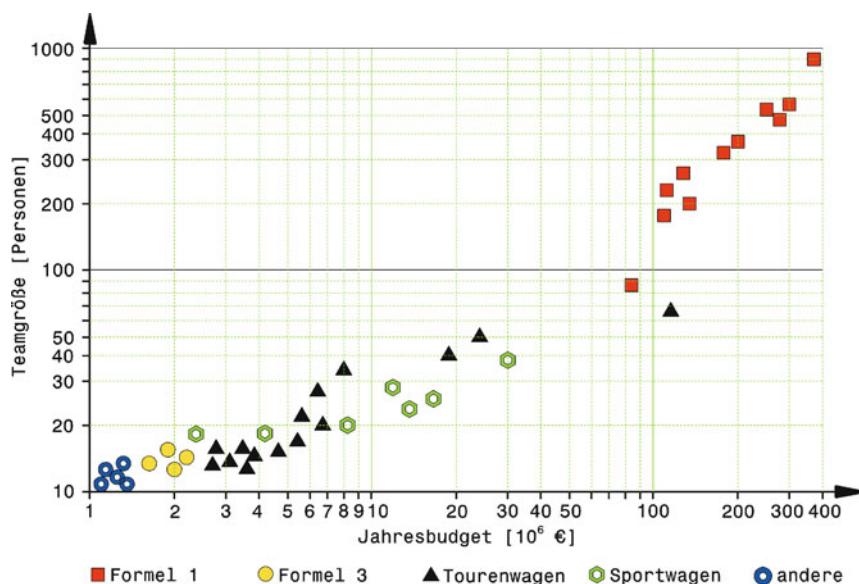
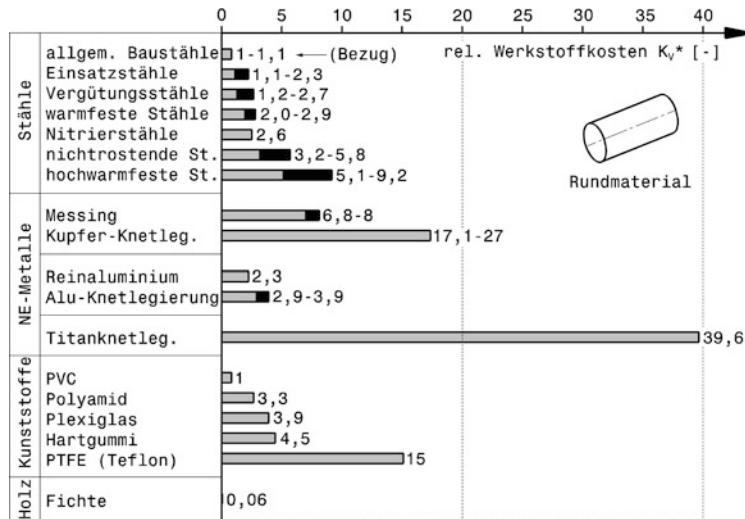


Abb. B.28 Übersicht Budgets und Teamgrößen im Motorsport, nach [31]. Für fünf typische Motorsportkategorien sind Jahresbudgets den Mitarbeiterzahlen gegenübergestellt. Mit Abstand die größten Teams und die höchsten Budgets finden sich in der Formel 1 (man beachte den doppelt logarithmischen Maßstab!). Am anderen Ende des Feldes schaffen Kleinstteams mit 10 bis 20 Mitgliedern mit einem Bruchteil des Aufwands eine Saison auf hohem Niveau



**Abb. B.29** Relativkosten ausgewählter Werkstoffe, nach [36]. Als Bezug für die relativen Werkstoffkosten dient Rundmaterial aus Baustahl. Streubereiche ergeben sich für Werkstoffe mit unterschiedlichen Sorten. Die Kosten sind auf das Volumen bezogene Bruttokosten. Beispielsweise kostet  $1 \text{ dm}^3$  Titanknetlegierung etwa das Vierzigfache von Baustahl desselben Volumens

nicht aus Titan. Natürlich hätten Titanventile wegen ihrer geringeren Masse Vorteile für den gesamten Ventiltrieb – eine mögliche schwächere Ventilfeder erzeugt weniger Reibung an der Nockenwelle und benötigt geringere Öffnungskräfte usw. – aber unter dem Strich sind die Vorteile eben nicht so groß, dass sich der teure Werkstoff auszahlt.

Teams sehen es auch gar nicht gerne, wenn ihre Fahrer übertrieben hart am Limit fahren. Das belastet nur das Budget. Ebenso wird in der Testphase versucht möglichst effizient zu arbeiten, indem etwa einzelne Testpunkte vorher geplant werden. Entwicklungsmethoden, mit denen das Testen auf der Strecke reduziert werden kann, sind inzwischen auch für Formel-1-Teams eine Überlegung wert. Kostet doch ein Test-Kilometer unter dem Strich rund 650 €.

**Werkstoffkosten Material Costs.** Wenn auch die Absolutpreise der Werkstoffe üblichen Markt Schwankungen unterworfen sind, so bleiben die Preisrelationen doch einigermaßen über Jahre konstant und verhalten sich etwa wie:

$$\text{Stahl : Aluminium : GFK : AFK : CFK} = 1 : 5 : 10 : 100 : 500 \quad [28].$$

Mit sinkendem spezifischen Gewicht werden die Werkstoffe also teurer.

Mit relativen Werkstoffkosten ergeben sich Vergleichsgrößen, die auch über längere Zeiträume – selbst bei Preisschwankungen – ihre Relation zueinander kaum verändern. Einige Beispiele für Relativkosten nach VDI 2225 sind in Abb. B.29 angeführt. Dabei werden die Kosten pro Volumen auf einen gängigen Werkstoff (Baustahl Rundmaterial) bezogen.

Beim Vergleich von Werkstoffkosten ist allerdings entscheidend die Menge zu vergleichen, die für dieselbe Belastung gebraucht wird. Höherfeste (und damit in der Regel teurere) Werkstoffe können unter dem Strich sogar kostengünstiger sein, weil für denselben Einsatzzweck weniger Material gebraucht wird, vgl. Abb. B.27.

**Tab. B.15** Relativkosten von Blechverbindungen [36]

Verbindung	Punkt-schweißen	Kleben (Araldit)	Nieten	Schweißen (Lichtbo- gen)	Schrauben	Hartlöten
Relativkostenzahl	1	1,7	2,6–3,5	2,9–4,4	3,6–4,4	3,7–6,9

(3 mm Stahl- bzw. Aluminiumbleche, Losgröße 200, Fertigungskosten ohne Werkstoffkosten)

Sollen Bleche miteinander verbunden werden, wie es beim Rahmenbau, bei Flügeln oder Außenhautteilen vorkommen kann, muss eine Verbindungstechnik ausgewählt werden. Neben funktionellen (Stöße, Überlappungen, ...) und Festigkeits-Überlegungen können auch die Kosten eine Rolle spielen, Tab. B.15.

Absolutpreise sind insofern problematisch, als sie marktüblichen Veränderungen unterworfen sind und Zahlenangaben daher rasch veralten. Nachfolgend stehen trotzdem einige Zahlenwerte, die zu einem Gefühl für die Größenordnung verhelfen sollen.

Carbon-Bremsscheibe Formel 1: 1300 bis 4000 €.

Formel-1-Rad, Magnesium geschmiedet: ca. 1500 € (2004).

Einrohr-Dämpfer Zug- und Druckstufe getrennt einstellbar: 2000 €, „nach oben keine Grenze“.

Formel-1-Kohlefaserkopplung mit Titankorb: 13.000 €.

Formel-1-Längsgetriebe mit integriertem Achsantrieb: 110.000 €.

Formel BMW Fahrzeug: 45.000 € (2002).

Formel 3 Fahrzeug (Dallara 2007): 88.000 €.

Produktionssportwagen (ohne Motor): ca. 100.000 €.

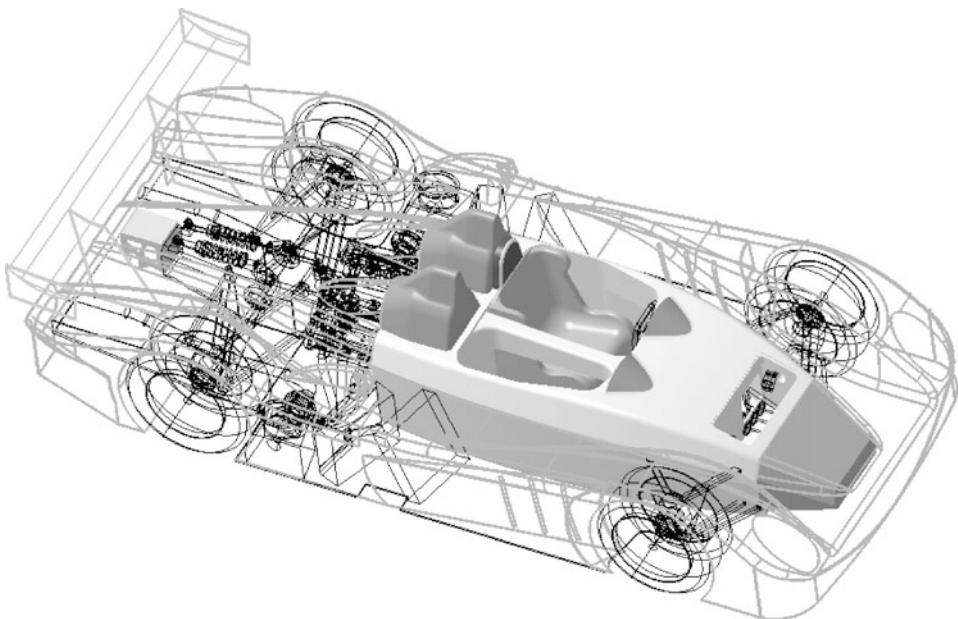
Wenn man vielleicht nicht viel daraus ableiten kann, eines erkennt man sofort daraus: Ohne Sponsoren läuft im Rennsport nichts!

---

## Literatur References

1. Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 1. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2000)
2. Fuhrmann, E.: Kraftfahrzeugkonstruktion. Skriptum zur Vorlesung. TU Wien (1983)
3. Hack, I.: Formel 1 Motoren, Leistung am Limit, 2. Aufl. Motorbuchverlag, Stuttgart (1997)
4. Tremayne, D.: Formel 1, Technik unter der Lupe. Motorbuch, Stuttgart (2001)
5. Berkefeld, V., Dworzak, U.: Sportliches Fahren auch in der Zukunft? ÖVK-Bericht (2002)
6. Desoyer, K.: Skriptum zur Vorlesung Fahrzeugdynamik. TU Wien (1984)
7. Voigt, T.: Tourenwagen Story '98. Sportverlag, Hamburg (1998)
8. Schögl, P.: Aktuelle Trends und Methoden in der Rennfahrzeugentwicklung. Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe. Graz, 22. Januar 2003
9. Bosch: Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch, 22. Aufl. (2001)
10. Henker, E.: Fahrwerktechnik. Vieweg, Wiesbaden (1993)
11. Piola, G.: Formula 1. technical analysis 2005/2006. Giorgio Nada Editore, Mailand (2006)
12. N., N.: Formula Renault 2000 Manual, Renault Sport Promotion Sportive (2001)
13. Ludvigsen, K.: Mercedes Benz Renn- und Sportwagen, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1999)
14. Indra, F.: Grande complication, der Opel Calibra der ITC-Saison 1996. Automobil Revue **50** (1996)
15. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)

16. Stulle, O.: Motor pur, Die Entwicklungsgeschichte der Formel 1 Motoren. Manuskript.
17. Staniforth, A.: Race and Rallycar Source Book, 4. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2001)
18. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
19. Ulrich, W.: Audi, der Sieger von Le Mans. Vortrag der ÖVK-Vortragsreihe, Wien, Mai 2004
20. Hölscher, M.: Carrera GT: Der neue Hochleistungssportwagen von Porsche. Vortrag der ÖVK-Vortragsreihe, Wien, Oktober 2003
21. Bamsey, I.: The Sound of Speed. *Race Tech* **56**, 32 (2004)
22. Bamsey, I.: Raising the Bar. *Race Tech* **56**, 22 (2004)
23. Appel, W.: Development of the Chassis for the R8. *AutoTechnology* **3**, 56–59 (2003)
24. Smith, C.: Tune to win. Aero Publishers, Fallbrook (1978)
25. Soltic, P., Guzzella, L.: Verbrauchsvergleich verschiedener Verbrennungsmotorkonzepte für Leichtfahrzeuge. *MTZ* **7/8**, 590 (2001)
26. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2001)
27. Tremayne, D.: The Science of Formula 1 Design, 1. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2004)
28. Klein, B.: Leichtbau-Konstruktion, 5. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2001)
29. Dubben, H.-H., Beck-Bornholdt, H.-P.: Der Hund, der Eier legt. Erkennen von Fehlinformationen durch Querdenken. Rowohlt, Hamburg (2006)
30. Hintzen, H., et al.: Konstruieren und Gestalten, 3. Aufl. Vieweg, Braunschweig (1989)
31. Müller, J.: Synergieeffekte und Mehrwert durch Automotive-Entwicklungsdiensleistung im Rennsport, Vortrag auf der RaceTech, München, November 2006
32. Betzler, J.: Fahrwerktechnik Grundlagen. In: Reimpel, J., Betzler J. (Hrsg.) *Fahrwerktechnik: Grundlagen*, 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
33. Staniforth, A.: Competition Car Suspension, 3. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
34. Formula One Technology 2006/2007: A Race Engine Technology Special Report. High Power Media, Somerset (2007)
35. Lechner, G., Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe, 1. Aufl. Springer, Berlin (1994)
36. Ehrlenspiel, K., Kiewert, A., Lindemann, U.: Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren. Kostenmanagement bei der integrierten Produktentwicklung, 3. Aufl. Springer, Berlin (2000)
37. Muhs, D., et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 17. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
38. Van Basshuysen, Schäfer (Hrsg.): Lexikon Motorentechnik, 1. Aufl. Vieweg/GWV Fachverlage, Wiesbaden (2004)
39. Mühlmeier, M.: Virtual Design of a World Rally Car, Vortrag Race.Tech, München, November 2006
40. Gandy et al.: Berücksichtigung von Ungenauigkeiten bei Zuverlässigkeitseanalysen in frühen Entwicklungsphasen. Konstruktion **{6}** (2006)
41. Heißing, B., Ersoy, M. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch, 2. Aufl. Vieweg+Teubner, Wiesbaden (2008)



Mit Rennfahrzeugen wird versucht möglichst schnell eine bestimmte Strecke zu durchfahren. Die Grenzen geben dabei in erster Linie die Motorleistung, die Haftung der Reifen und das Können des Fahrers vor. Das oft zitierte Fahren im Grenzbereich ist eine Gratwanderung, bei der die Grenzmarken nicht oder nicht immer sichtbar sind. Möglichst schnell fahren kann daher auch bedeuten die Grenzen zu überschreiten. Weil dies oft bei hoher Geschwindigkeit passiert, kommt dem Schutz des Fahrers eine hohe Bedeutung zu. In dem Zusammenhang gibt folgendes Zitat die Entwicklungsrichtung vor:

Speed does not kill, but a sudden lack of it does (Henry Labouchere).

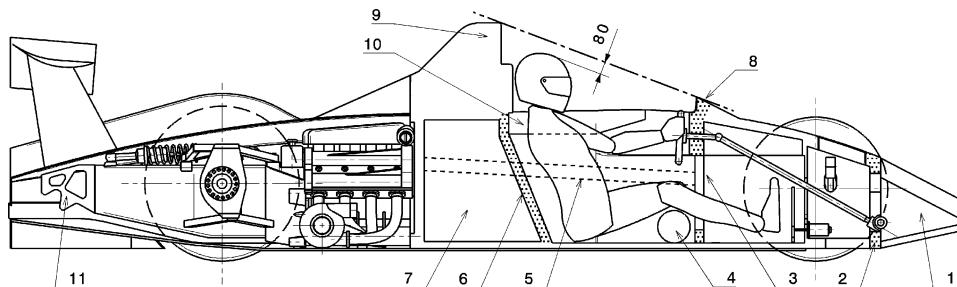
Nicht die Geschwindigkeit ist tödlich, sondern deren plötzlicher Verlust.

---

## 1 Fahrzeugaufbau Vehicle Construction

Bei einem offenen Cockpit müssen zum Schutz des Fahrers besondere Maßnahmen ergriffen werden. Der Aufbau solcher Fahrzeuge soll an dieser Stelle beispielhaft für alle zweispurigen Fahrzeuge betrachtet werden, Abb. C.1. Im Prinzip findet sich dieser Aufbau ja auch bei anderen Wettbewerbsfahrzeugen.

Der Fahrer wird so im Fahrzeug untergebracht, dass seine Füße hinter der Vorderachse liegen. Die Querspannen der Hauptstruktur werden von drei Schottwänden bzw. Überrollbügel gebildet. Der mittlere Überrollbügel muss mindestens die Höhe der Oberkante des Lenkradkranzes erreichen. Ein zweiter Überrollbügel schützt den Kopfbereich des Fahrers und ist hinter dem Fahrer angebracht.



**Abb. C.1** Fahrzeugaufbau Schema. 1 vordere Schutzzone *front protection area*, 2 vordere Schottwand *front bulkhead*, 3 mittlere Schottwand *middle bulkhead*, 4 Feuerlöscher *fire extinguisher*, 5 Seitenaufprallschutz *side impact protection*, 6 Flammenschutzwand *firewall*, 7 Knautschzone für Kraftstofftank *fuel tank deformable structures*, 8 Überrollbügel vorne *dash roll over hoop*, 9 Überrollbügel hinten *rear roll over hoop*, 10 Fahrerschulterschutz *driver's shoulder protection area*, 11 Heckaufprallelement *rear crash element*

**Abb. C.2** Beispiel einer vorderen Schutzzone an einem Monoposto (Formel BMW). Dieses Crash-Element besteht aus CFK-Laminat und ist an der vorderen Schottwand nur im Bereich der äußeren Spanten angeschraubt. Die Nasenverkleidung, die den Frontflügel trägt, wird darüber gestülpt

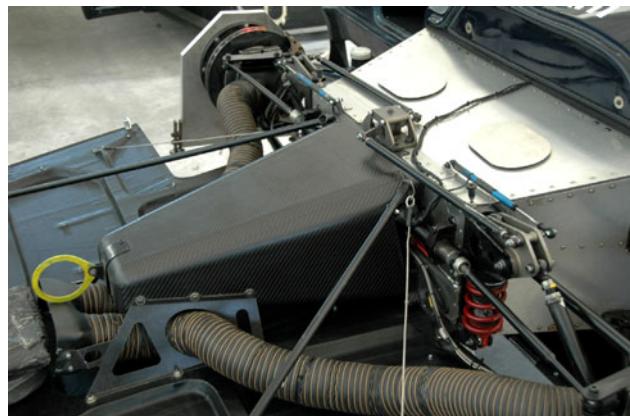


Seine Höhe ist so bemessen, dass eine gedachte Verbindungsgerade zwischen den höchsten Punkten der beiden Bügel so über dem Helm des Fahrers in Fahrstellung (Hände am Lenkrad) verläuft, dass noch ein Sicherheitsabstand (z. B. 80 mm nach FIA Anhang J Art. 258) bleibt. Der Gedanke hinter dieser Forderung ist die Vorstellung, dass der Wagen auf ebener Fahrbahn überrollt. Dann liegt das Fahrzeug auf diesen Stellen der Überrollbügel auf und der Fahrer benötigt einen Überlebensraum, auch wenn sich die Überrollstruktur deformiert.

Vor dem Fußhebelwerk angeordnet erstreckt sich ein stoßaufnehmender Bereich, der die Kräfte eines Frontalaufpralls in den Rahmen weiterleitet und selbst durch seine Deformation das Fahrzeug so verzögert, dass die Maximalwerte der Beschleunigung unter dem für den Menschen ertragbaren Limit bleiben. Bei Abnahmetests wird der Beschleunigungsverlauf über der Zeit erfasst. Die Beschleunigung darf dabei einen bestimmten Wert nur für wenige ms überschreiten. Ein Crashelement (Abb. C.2 und C.3) darf also nicht zu steif sein, damit es beim Aufprall einen gewissen Deformationsweg und damit eine Deformationszeit zulässt. Die kinetische Energie des Fahrzeugs wird bei einem Unfall in Verformungsenergie und Wärme umgewandelt.

Zum Schutz des Fahrers bei seitlichem Anprall werden seitliche Deformationselemente (Seitenaufprallschutz) vorgesehen.

**Abb. C.3** Crashelement vorne an einem Produktionssportwagen. Das Crashelement besteht aus CFK-Laminat und ist am vorderen Ende des Rahmens befestigt. Der Rahmen ist ein mit Aluminiumblech beplankter Stahlgitterrohrrahmen



**Abb. C.4** Heckaufprallelement eines Monoposto (Dallara Formel 3). Das Element wird an das hintere Ende des Getriebegehäuses geschraubt. Das Element besteht aus CFK-Laminat in Sandwichbauweise und ist topfförmig hohl. Es weist eine verhältnismäßig große Gesamtwandstärke von etwa 20 mm auf. Diese ist erforderlich damit das Element einen Heckaufprall trotz seiner geringen Länge ausreichend verzögern kann

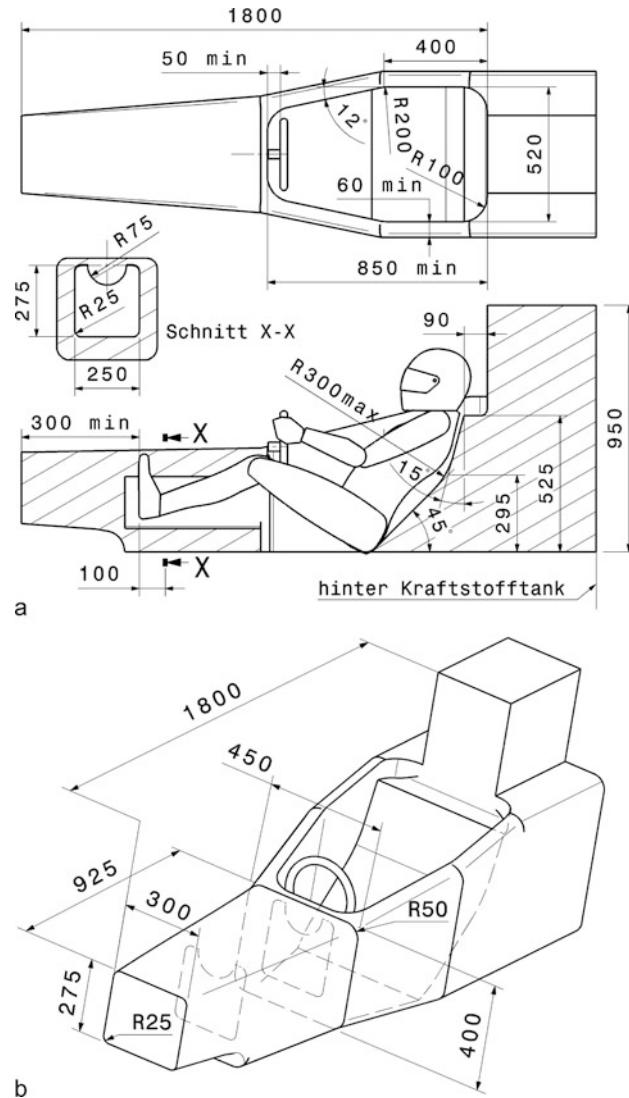


Der Bereich des Kraftstofftanks und des Motors wird bei allen Fahrzeugen durch eine Flammeschutzwand vom Fahrerbereich getrennt. Wird der Kraftstofftank im Fahrzeuginnenraum ohne Schottwand zum Fahrer hin eingebaut, muss der Tank in einem eigenen feuerfesten Sicherheitsbehälter untergebracht sein.

Weitere umschließende Behälter, z. B. aus GFK, sind vorgeschrieben, wenn die Batterie im Fahrzeuginnenraum untergebracht ist. Diese müssen elektrisch isolieren und mögliche aus der Batterie austretende Flüssigkeiten auffangen.

Das hintere Fahrzeugende weist ein Heckaufprallelement auf. Dieses wird am hinteren Ende des Getriebegehäuses oder am Rahmen befestigt, Abb. C.4.

**Abb. C.5** Überlebenszelle für einen Formel-1-Wagen. **a** Innenbereich, **b** Außenbereich. Die Zelle muss min. 300 vor den Füßen (bzw. den Pedalen im unbeätigten Zustand) beginnen und den Kraftstofftank einschließen. Der Minimalbereich zwischen Fahrerrücken und Tank ist festgelegt. Ebenso sind Mindestabmessungen für die Einstiegsöffnung vorgeschrieben. Die Mindestabmessungen des Innenbereichs sind ab 100 mm hinter der Fußsohle festgesetzt (Schnitt X-X)



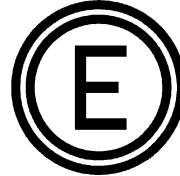
**Überlebenszelle Survival Cell.** In vielen Reglements wird mittlerweile ein Mindestbereich vorgeschrieben, der dem Fahrer bei einem Unfall das Überleben sichern soll. Beispielhaft zeigt Abb. C.5 die Außen- und Innenabmessungen einer solchen Zelle. Sie wird für Einsitzer herangezogen und kann somit gut für die Gestaltung eines ein- oder zweisitzigen Fahrzeugs als Grundlage bei der Festlegung der Hauptabmessungen verwendet werden.

Solche Zellen werden auch bei zweisitzigen Fahrzeugen vorgesehen. Fahrer und Beifahrer sitzen dann in je einem eigenen „Monocoque“, dass nicht tragende Struktur des Fahrzeugs ist, sondern im Gegenteil wie ein Sitz im Fahrzeug verankert ist.

## 2 Schalter Switches

Der Feuerlöscher soll von außen, z. B. von einem Streckenposten, betätigt werden können. Der Griff für den Auslösezug bzw. der Schalter muss mit einem Symbol (siehe Abb. C.6 und C.8) gekennzeichnet sein.

**Abb. C.6** Symbol zur Kennzeichnung des Feuerlöscherauslösers. Diese Kennzeichnung muss mindestens 10 cm Durchmesser aufweisen. Die Schrift ist rot auf weißem Grund



Der Stromkreis muss von außen unterbrochen werden können. Dieser Hauptschalter (*master switch*) muss mit einem Symbol (siehe Abb. C.7) gekennzeichnet sein. Er muss funkenfrei öffnen.

**Abb. C.7** Symbol zur Kennzeichnung des Hauptschalters für die Spannungsversorgung. Ein roter Blitz auf blauem Grund



**Abb. C.8** Sicherheitsschalter an einem Tourenwagen. Die beiden Betätigungen für Feuerlöscher und Stromunterbrechung können von außen erfolgen. Die Schalter sind daher auf der linken Seite der Fahrzeugfront vor der Windschutzscheibe angebracht. Die kennzeichnenden Symbole befinden sich auf der Motorhaube



Der Hauptschalter (Abb. C.9) ist von außen zugänglich angebracht, damit ihn Streckenposten einfach erreichen können. Es ist auch ersichtlich wie der Schalter betätigt werden muss und wo die Ausstellung ist.

Bei Rundstreckenrennfahrzeugen muss die Kraftstoffpumpe vom Fahrerplatz aus abgeschaltet werden können, z. B. mit einem Kippschalter.

**Abb. C.9** Anordnung des Hauptschalters. Bei diesem Hauptschalter ist vorbildlich die Betätigungsrichtung und die Aus-Stellung bezeichnet



### 3 Schutzeinrichtungen Protecting Device

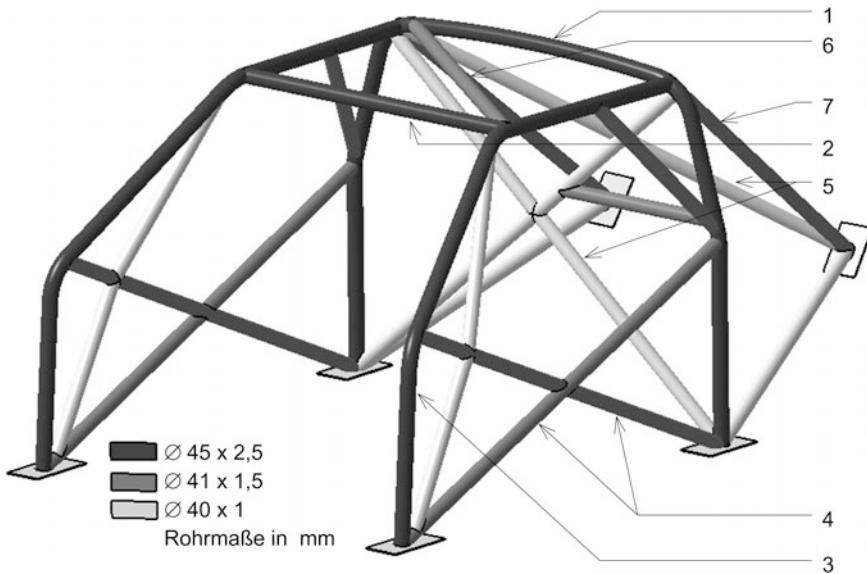
**Überrollvorrichtung Rollover Structure.** Überrollkäfige (*rollcage*) als Hauptbestandteil einer Überrollvorrichtung sind wesentlicher Bestandteil der Schutzvorrichtungen für Produktionssportwagen, Tourenwagen, GT-Fahrzeuge, Rallyefahrzeuge usw (Abb. C.10). Die Hauptbestandteile, Abb. C.11, sind in den FIA-Vorschriften [3] festgeschrieben, die die Basis für viele nationale Vorschriften bilden. Überrollkäfige, die nicht diesen Bauvorschriften entsprechen, können ebenfalls eingesetzt werden, müssen jedoch einen statischen Belastungstest bestehen, Abschn. C.4. Alternativ kann dieser Test durch eine FEM-Analyse<sup>1</sup> eines akkreditierten Instituts ersetzt werden.

Der Hauptbügel befindet sich hinter den Vordersitzen und überspannt in einem Stück die gesamte Fahrgastzelle. Der Biegeradius der Mittellinie muss mindestens das Dreifache des Rohrdurchmessers betragen. Daran angeschlossen bilden entweder zwei seitliche Bügel oder ein durchgehender vorderer Bügel die weitere Struktur. Diagonalstreben verstetigen diese Struktur zusätzlich. Den Flankenschutz übernehmen Diagonalstreben in den Türöffnungen. In Fahrtrichtung wird der Hauptbügel von den hinteren Abstützungen gehalten. Die gesamte Überrollvorrichtung muss in der Seitenansicht zwischen den Punkten des Fahrwerks untergebracht sein, die die Radkräfte aufnehmen, also zwischen

**Abb. C.10** Rennunfall. Das Fahrzeug hatte kurz zuvor in einem leichten Rechtsknick einen Reifenstapel touchiert, fuhr auf zwei Rädern weiter und überrollte schließlich nach links in den Straßengraben, wodurch es sich noch mehrmals überschlug. Der Fahrer blieb unverletzt und konnte selbst aussteigen



<sup>1</sup> Siehe Anhang.



**Abb. C.11** Hauptelemente eines Überrollkäfigs, nach FIA Anhang J Art. 253 [3]. 1 Hauptbügel *main rollbar*, 2 vor- derer Bügel *front rollbar*, 3 seitlicher Bügel *lateral half-rollbar*, 4 Türstreben *door cross-struts*, 5 Diagonalstreben *diagonal members*, 6 Dachdiagonale *roof diagonal member*, 7 hintere Abstützung *backstay*

den Befestigungen von Aufbaufedern und Dämpfer. Zusätzliche Streben dürfen als Verstärkung eingearbeitet werden. Diese können auch demontierbar, etwa durch Verschraubung, befestigt sein.

Die prinzipiell erlaubten Möglichkeiten Überrollkäfige aus Bügeln aufzubauen zeigt Abb. C.12. Diese Bügel müssen alle aus einem Stück ohne Verbindungen hergestellt sein. Sämtliche Rohre des Käfigs dürfen keine Flüssigkeiten leiten.

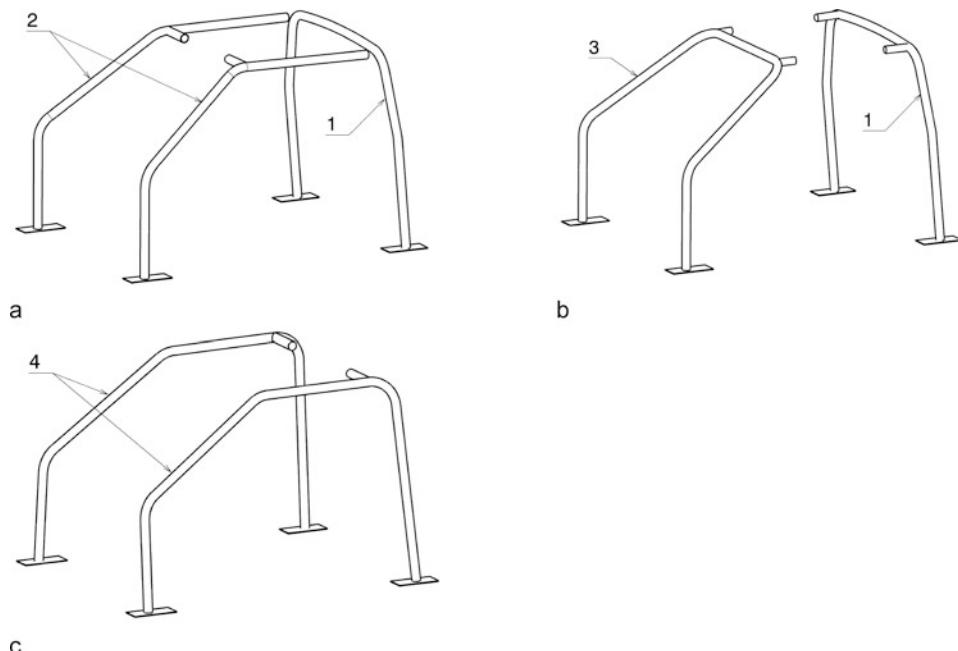
Der Überrollkäfig muss über Befestigungsfüße am Rahmen bzw. Fahrgestell befestigt sein. Jedes Bügelende und jede Abstützung muss einen Fuß aufweisen, d. h. jeder Käfig muss mit mindestens sechs Füßen versehen sein. Diese Füße müssen mit mindestens drei M8-Schrauben mit einer Qualität 8.8 am Rahmen über Verstärkungsplatten verschraubt sein, Abb. C.13.

Verbindungsstellen und Kreuzungen von Streben können verstärkt werden. Erlaubt sind kurze Streben oder Knotenbleche, Abb. C.14. Die Mindestwandstärke dieser Verstärkungen muss über 1 mm liegen.

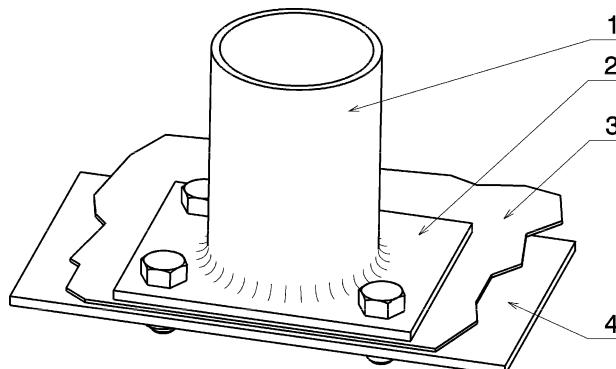
Die Befestigung von lösabaren Streben an Bügel und Befestigungen zwischen seitlichen Halbbügeln und dem Hauptbügel dürfen nur von der FIA anerkannte Typen sein, Abb. C.15.

Für Produktionssportwagen und Rallye-Fahrzeuge muss das Erscheinungsbild des Überrollkäfigs in der Türöffnung ein bestimmtes Aussehen haben, Abb. C.16.

Im Cockpitbereich müssen die Teile der Überrollvorrichtung mit einer schwer entflammhbaren Polsterung (FIA Standard 8857-2001 Typ A oder B, SFI-Spezifikation 45.1) versehen sein, die Kontakt mit dem Fahrer bzw. Beifahrer haben könnten, Abb. C.17. Bemerkenswert bei den zulässigen Polsterungen ist ihre – zumindest auf den ersten Blick – unerwartet hohe Härte. Sie wirken auch nur im Zusammenspiel mit einem Helm wunschgemäß energieabsorbierend. Eine vielleicht nahe liegende Polsterung mit einem weichen Schaumstoff ist für diesen Zweck gänzlich ungeeignet.



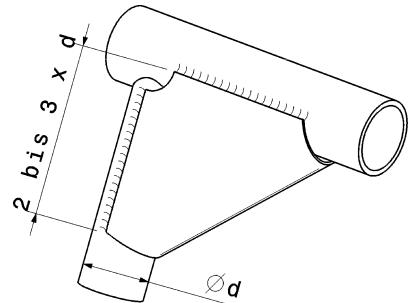
**Abb. C.12** Aufbaumöglichkeiten von Überrollkäfigen. **a** Hauptbügel (1) mit zwei seitlichen Halbbügeln (2), **b** Hauptbügel (1) und vorderer Bügel (3), **c** zwei seitliche Bügel (4) mit Verbindung hinter Vordersitzen



**Abb. C.13** Befestigung von Überrollkäfigen am Rahmen. **1** Bügel- bzw. Verstrebungsende, **2** Befestigungsfuß. Mindestens 3 mm dick und nicht dünner als das Rohr, an das die Platte angeschweißt ist, **3** Blech des Fahrgestells bzw. der Karosserie, **4** Verstärkungsplatte. Mindestens 3 mm dick und mindestens  $120 \text{ cm}^2$  Fläche. Bei den Füßen der hinteren Abstützung reichen  $60 \text{ cm}^2$ . Diese Platte kann auch direkt mit dem Befestigungsfuß verbunden sein. In dem Fall muss sie allerdings mit der Karosserie verschweißt werden

**Werkstoff.** Empfohlen werden nicht hochfeste Stähle, sondern im Gegenteil niedriglegierte, kohlenstoffarme Stähle. Diese sind besser schweißbar (C-Gehalt unter 0,3 Massen-%) und weisen vor allem ein großes Verformungsvermögen auf. Die große Dehnbarkeit ist beim eigentlichen Einsatz

**Abb. C.14** Verstärkung einer Verbindung mit Knotenblech



**Tab. C.1** Vorschriften für Rohre von Überrollvorrichtungen nach FIA Anhang J Art. 253

Mindestqualität	$R_m$ , N/mm <sup>2</sup>	Mindestmaße, mm	Einsatzstelle
Nahtlos, kaltverformt.	350	45 × 2,5 oder 50 × 2,0	Hauptbügel, seitliche Bügel und deren hintere Verbindungen
Unlegierter Kohlenstoffstahl		38 × 2,5 oder 40 × 2,0	seitliche Halbbügel, Streben

der Überrollvorrichtung, also bei einem (Mehrfach-)Überschlag, entscheidend für die lebensrettende Wirkung.

**Überrollstrukturen Rollover Structure.** Bei zweisitzigen Produktionssportwagen mit offenem oder geschlossenem Cockpit werden von der FIA zwei Überrollstrukturen verlangt, Abb. C.18. Die vorderen und hinteren Teile der Hauptstruktur müssen eine bestimmte horizontale Entfernung aufweisen und symmetrisch zur Fahrzeuglängsebene verlaufen. Der Helm des Fahrers in Fahrstellung muss einen Sicherheitsabstand zu einer gedachten Verbindung über die beiden Überrollelemente aufweisen. Zusätzlich muss sich hinter dem Fahrer eine zweite Überrollstruktur befinden, die bei Versagen der Hauptstruktur den Fahrer schützt. Sie muss von vorne gesehen den Helm überragen und über einen Mindestdurchmesser von 280 mm verfügen.

Die hintere Überrollvorrichtung kann auch zum Bergen des Fahrzeugs nach einem Unfall herangezogen werden, Abb. C.19. Dafür muss der Hersteller allerdings der Rennleitung seine schriftliche Einwilligung geben.

**Feuerlöscher Fire Extinguisher.** Bei Rallyefahrzeuge müssen sowohl eine eingebaute Löschanlage als auch ein Handfeuerlöscher mitgeführt werden. Für Rundstreckenrennen, Slaloms und Bergrennen genügt eines von beidem.

Die Anzahl und Größe der Feuerlöscher hängt von den einzelnen Reglements und vom Löschmittel ab. Als Füllung kommen nur bestimmte Löschmittel in Frage, nämlich AFFF, FX G-TEC, Viro 3 und Pulver.

In der Formel 1 werden nach FIA Bestimmungen zwei Löscher mit 2,5 und 5 kg Füllung mitgeführt [4]. In den meisten Fällen wird jedoch ein 2,25 l Löscher den Bestimmungen genügen [5].

Alle Löschsysteme müssen sowohl vom Fahrerplatz (Abb. C.21) als auch von außen betätigbar sein. Die Betätigung von außen muss in der Nähe des Hauptschalters sein. Zur Kennzeichnung der Auslöseschalter siehe Abschn. C.2. Bei zweisitzigen Fahrzeugen müssen auch Beifahrer leicht den Feuerlöscher erreichen können.

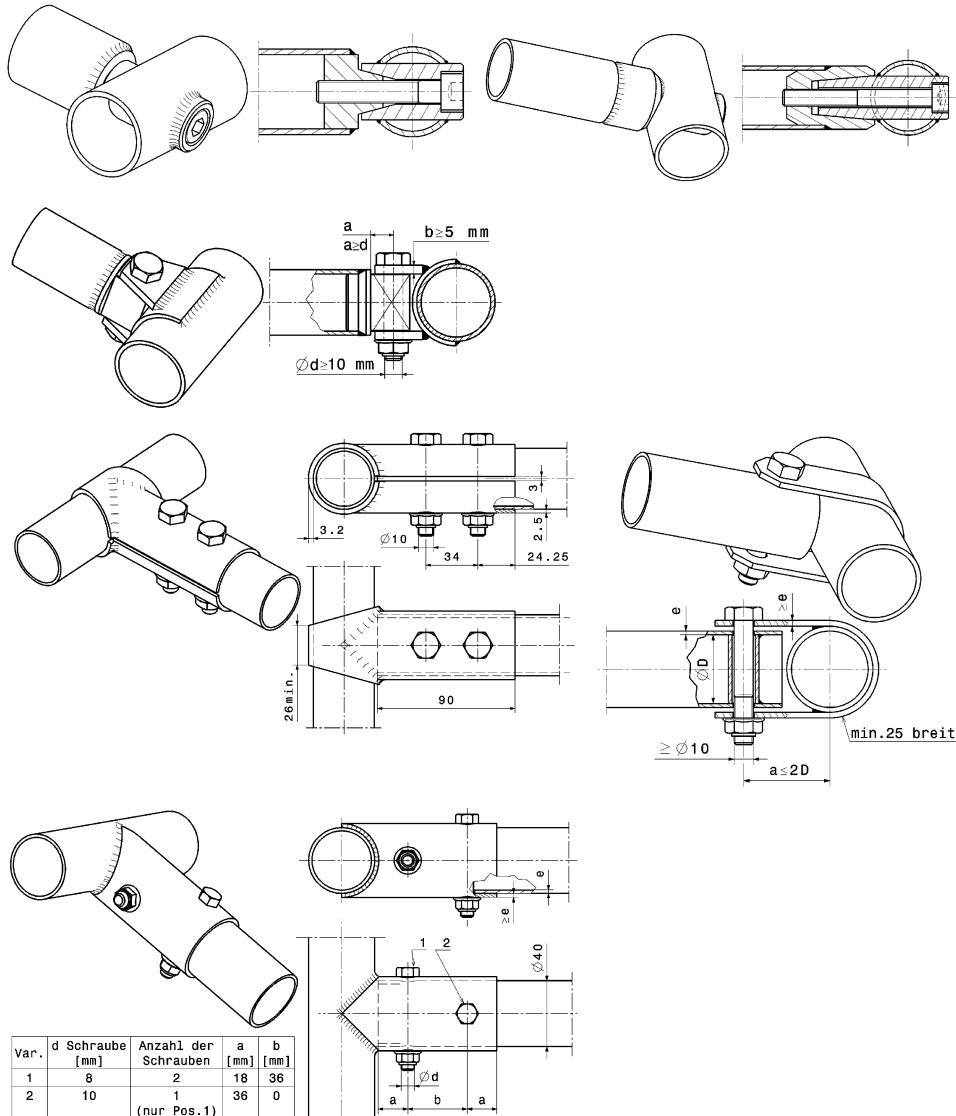
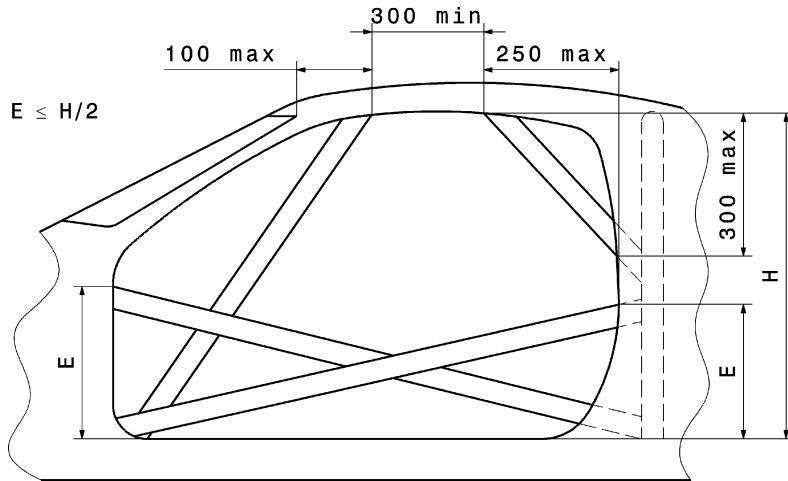


Abb. C.15 Auswahl von Verbindungen, die von der FIA anerkannt sind

Elektrisch betätigtes Löscher mit einer eigenen Batterie und einer separaten Verkabelung werden bevorzugt. Es gibt daneben auch über Seilzug ausgelöste Systeme.

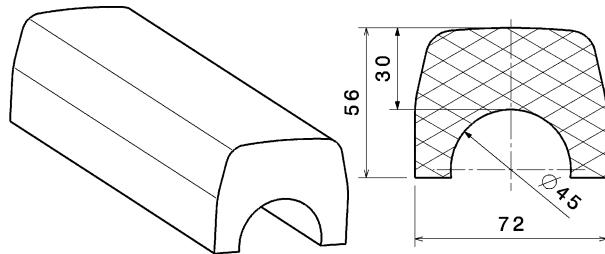
Die Löscheinrichtungen müssen Feuer im Motorraum und Fahrgastrauum bekämpfen können bzw. es können auch zwei getrennte Löschsysteme installiert werden.

Der Feuerlöscher selbst muss so im Fahrzeug befestigt sein, dass er den Beschleunigungskräften eines Rennlaufes standhält. Konkret verlangt die FIA, dass die Behälterbefestigungen einer Verzöge-



**Abb. C.16** Türöffnung mit Überrollkäfig, vorgeschriebene Maße [3]. Teile des Überrollkäfigs müssen bestimmte Maße im Verhältnis zur Türöffnung einhalten

**Abb. C.17** Beispiel einer Schutzpolsterung *rollcage padding*. Abgebildet sind die Ansicht und der typische Querschnitt einer Verkleidung für Rohre mit 45 mm Durchmesser



rung von 25 g standhalten müssen. Weiters müssen die Befestigungen aus Metall sein und mit einem Schnellentriegelungssystem versehen sein. Zwei Metallbänder sind so die Mindestanforderung.

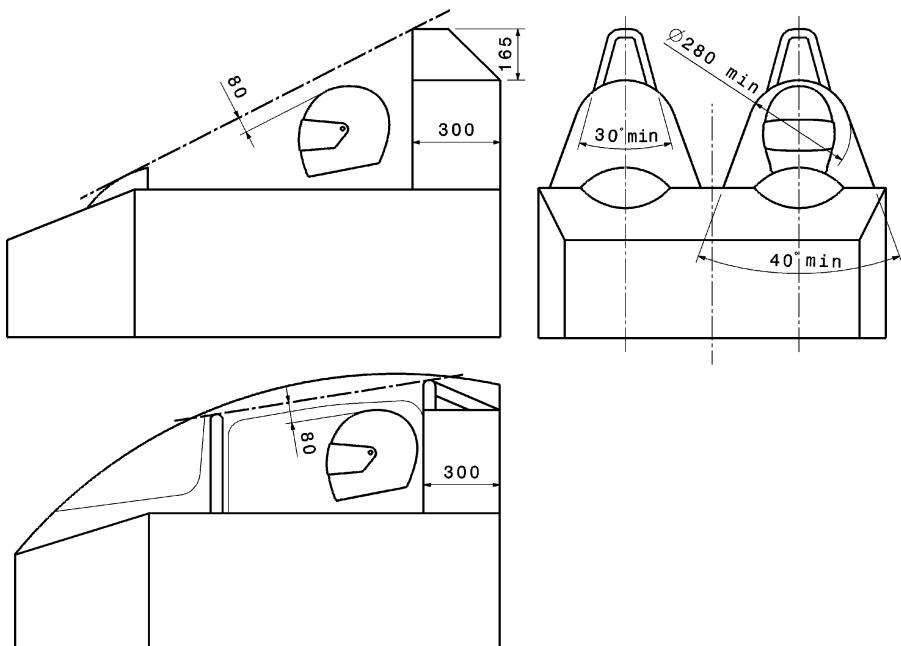
Feuerlöscher müssen im Cockpit untergebracht werden. Bei Einsitzern sind sie meist unterhalb der Fahrerknie oder im Wagenbug angeordnet, bei zweisitzigen Sportprototypen am Platz des „Beifahrers“ (Abb. C.22).

**Rettungsluftbehälter *Life Bottle*.** In vielen Rennfahrzeugen ist ein Rettungssystem eingebaut, dass den Fahrer im Notfall über eine feuerfeste Schlauchleitung zum Helm mit Atemluft versorgt. Der Luftbehälter kann den Fahrer ca. 30 s mit Luft versorgen.

Dieser Behälter wird bei Einsitzern meist unterhalb der Fahrerknie oder im Wagenbug angeordnet.

**Sicherheitsgurte *Safety Belts*.** Sicherheitsgurte werden von den einzelnen Reglements vorgeschrieben. Durch die extremen Fahrzustände sind sie aber auch bei „Normalfahrt“ erforderlich. Genaueres zu Ausführung und Befestigung siehe Abschn. D.8 *Rückhaltesysteme*.

**Lenkadschnellverschluss *Steering Wheel Quick Release*.** Ein leicht entfernbares Lenkrad erlaubt dem Fahrer eines Einsitzers das eng geschnittene Cockpit schnell zu verlassen. Aber auch bei Sport-



**Abb. C.18** Überrollstrukturen bei Produktionssportwagen, nach FIA Anhang J Art. 258A. Die Überrollstrukturen für offene und geschlossene Fahrzeuge sind zum Schutz des Fahrers vorgeschrieben. Vordere und hintere Struktur werden mit einer gedachten Linie verbunden. Der Fahrerhelm muss einen Sicherheitsabstand von dieser Linie aufweisen

**Abb. C.19** Überrollbügel an einem Monoposto (Formel 3). Der Bügel ist hinter dem Fahrer angebracht. Der Motor erhält seine Luft über eine Airbox, die seitlich am Motor angebracht ist. Daher umfasst dieser Bügel nicht die Luftsaugung des Motors. Eine Lösung, die sonst an vielen Einsitzern angewandt wird



prototypen und anderen Fahrzeugen mit breiten Fahrgasträumen sind Schnellverschlüsse Pflicht. Der Schnellverschluss ist in der Lenkradnabe integriert. Diese ist in Abschn. [J.3 Lenkwelle](#) beschrieben.

**Abb. C.20** Vordere Überrollstruktur an einem Monoposto (Dallara Formel 3). Oberhalb des Lenkwellenlagers befindet sich eine kleine nasenförmige Erhebung. Diese nimmt beim Überrollen des Fahrzeugs die vordere Kontaktkraft mit der Fahrbahn auf. Die gedachte Linie zwischen der Nase und dem hinteren Überrollbügel verläuft über dem Helm des Fahrers (vgl. Abb. C.1)



**Seitennetz (Fensternetz) Window Net.** Seitennetze werden bei Tourenwagen im Bereich neben dem Fahrer zur Wagenaußenseite hin im Kopf-Schulterbereich eingesetzt, Abb. C.23. Sie können so an der Fahrertür oder direkt am Überrollkäfig montiert werden. Die Türmontage hat zwar den Vorteil, dass der Fahrer leicht ein- und aussteigen kann, aber sobald die Tür offen steht, ist der Schutz nicht mehr gegeben [1]. Es gibt auch Seitennetzhalterungen, die mit einem Schnellverschlussystem ausgerüstet sind und so ein Lösen auf Knopfdruck ermöglichen.



**Abb. C.21** Schalter für elektrisch ausgelöstes Feuerlöschesystem. Der Schalter befindet sich in einem Produktionswagen an der seitlichen Cockpitwand



**Abb. C.22** Feuerlöscher im Cockpit eines Rennfahrzeugs. Dieser Feuerlöscher ist links neben dem Fahrersitz platziert, was bei einem zweisitzigen Sportprototyp möglich ist. Der Behälter ist mit zwei Metallbändern befestigt

**Abb. C.23** Seitennetz bei einem Tourenwagen



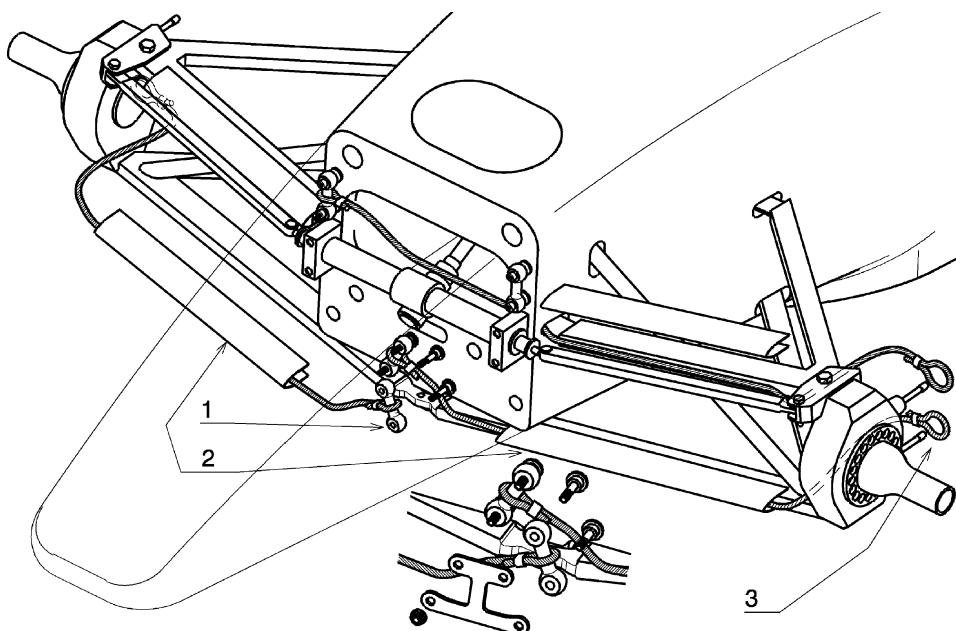
Das Netz weist Abmessungen Breite × Höhe von 400 × 405 mm (4-türiges Cockpit) oder 525 × 467 mm (2-türiges Fahrzeug) auf.

**Rücklicht Red Light.** Ein rotes 15W-Rücklicht im Heckbereich des Fahrzeuges wird bei Schlechtwetter und in der Boxengasse vom Fahrer eingeschaltet, Abb. C.24.

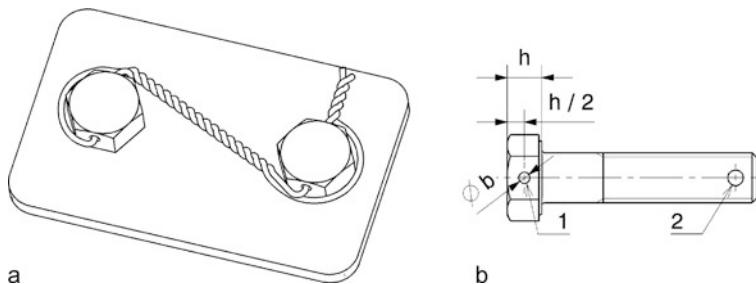
**Halteseile Tether Ropes.** Die Querlenker der Radaufhängung weisen an den Anlenkpunkten zum Fahrzeug Sollbruchstellen auf. Bei einer Kollision eines Rades mit einem Hindernis deformieren sich die Lenker und brechen weg. Damit die freigewordenen Lenkerenden nicht die Cockpitwand



**Abb. C.24** Rücklicht an einem Monoposto (Ferrari F1). Das Rücklicht ist in der Symmetrieebene des Fahrzeugs oberhalb des Diffusoraustritts angebracht



**Abb. C.25** Halteseile für eine Vorderachse (Dallara F306). Das Bild zeigt eine Gesamtansicht und eine Detailvergrößerung. Es sind aus Gründen der Übersicht nicht alle Seile dargestellt



**Abb. C.26** Drahtsicherung von Schrauben. **a** Der Draht verbindet die beiden Schraubenköpfe so, dass ein Losdrehen der Schrauben (mit Rechtsgewinde) verhindert wird, **b** Sechskantschraube mit Bohrungen für Sicherungsdrähte (1) und Splint (2)

durchbrechen und die Fahrerbeine verletzen können, sind diese hinter der Sollbruchstelle mit einer Längsstrebe verbunden.

An Formel-1 und Formel-3-Fahrzeugen werden die Radträger zusätzlich mit Seilen am Rahmen befestigt, damit diese bei einem Unfall den Fahrer nicht treffen können, Abb. C.25. Das Beispiel zeigt eine Vorderachse. Jeder Radträger wird mit zwei Halteseilen gesichert. Die Befestigung erfolgt über die Schraubbutzen für die Bremszange (3) und über eigene Haltebügel (1) chassiseitig. Die Seile werden dabei über Kreuz geführt, d. h. die Seile des linken Radträgers werden an der rechten Bugseite verschraubt. Die Seile werden den Querlenkern entlang geführt und unter Abdeckungen (2) gehalten.

Die Seile in der Formel 1 müssen min. 8 mm Durchmesser aufweisen und eine Mindestzugkraft von 50 kN ertragen.

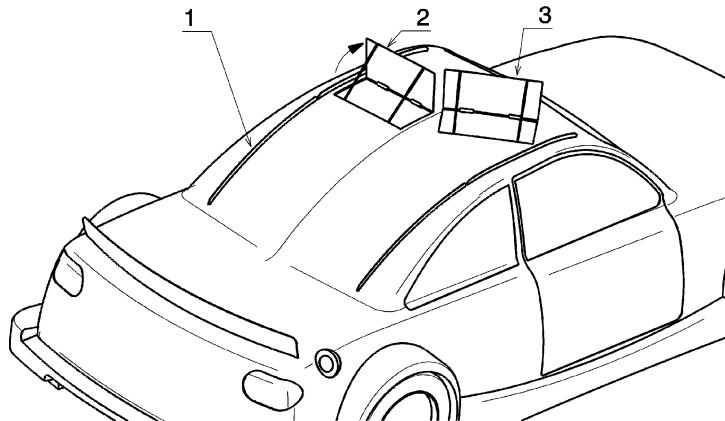
**Schraubensicherung Screw Lock.** Bei vielen Rennklassen müssen Fahrwerksverschraubungen formschlüssig gesichert sein, z. B. durch Kronenmutter mit Splint (*castellated nut and cotter pin*) oder Drahtsicherung (*safety wire*).

Bei der Drahtsicherung werden Schraubenköpfe, die eine Querbohrung aufweisen müssen, miteinander oder mit einem anderen Bauteil so verbunden, dass sich die Schrauben nicht aufdrehen können, Abb. C.26.

Üblicher Draht für diesen Einsatz besteht aus Edelstahl mit einer Stärke von 0,8 mm. Es werden aber auch 0,5 und 1 mm herangezogen. Die Bohrung im Schraubenkopf hat einen Durchmesser  $b$  um 2 mm (bis M6-Gewinde ist  $b$  1,2 mm, ab M8 ist  $b$  1,8 mm).

Selbstsichernde Muttern mit einem Kunststoffeinsatz (*elastic stop nut with nylon collar*) sind nicht temperaturbeständig und können daher nicht in der Umgebung heißer Teile (Bremse, Abgasanlage, Motor, Wärmetauscher, ...) verbaut werden. Die maximale Einsatztemperatur liegt bei 120 °C.

**Sicherheitsklappen bei NASCAR-Fahrzeugen Roof Flaps.** Eine wohl einzigartige Sicherheitseinrichtung findet sich an den nordamerikanischen Fahrzeugen des Stock Car Winston Cups. Die seriennahe Außenform der Fahrzeuge und die hohen Geschwindigkeiten führten in dieser Rennserie oftmals zu einem gefährlichen Phänomen. Wenn die Fahrzeuge einen Dreher hatten und dabei rückwärts oder annähernd rückwärts weiterrollten, entstand durch die nun „verkehrte“ Anströmung ein Auftrieb, der ab 260 km/h so stark sein konnte, dass der Wagen trotz seiner 1590 kg Masse von der Fahrbahn abhob. Die Abhilfemaßnahmen (s. Abb. C.27) bestehen aus 12,5 mm hohen seitlichen Blechstreifen, die an beiden Seiten des Dachlaufes angebracht sind und erstens eine gewisse Stabilisierung bei Geradeausfahrt bringen und vor allem zweitens bei großer Schräganströmung die Strömung ablösen lassen. Zusätzlich sind im Dachbereich zwei 510 × 205 mm große Klappen so angeordnet, dass sie bei Anströmung von hinten oder schräg rechts (die Fahrzeuge fahren im Oval immer links herum)



**Abb. C.27** Sicherheitsklappen an NASCAR-Wagen. 1 Dachleisten, 2 Klappe entgegen Fahrtrichtung, 3 Klappe 140° gegen Fahrtrichtung. Die Klappen sind im geöffneten Zustand dargestellt. Bei Normalfahrt sind sie geschlossen und überragen die Dachkontur kaum

durch den Staudruck öffnen und als Luftbremse wirken. Eine Klappe ist dazu genau rechtwinklig zur Fahrtrichtung, die andere rechtwinklig zu 140° Fahrzeug-Gierwinkel angebracht.

**Abreißventile Breakaway Valves.** Abreißventile bei Leitungen zum und vom Tank verhindern ein Auslaufen von Kraftstoff, wenn diese Leitungen brechen.

**Vertikale Luftleiteinrichtung Vertical Aerodynamic Device.** Seit 2011 wird für Fahrzeuge der Kategorie LM P1 und P2 (Le Mans Prototype) eine vertikale Luftleiteinrichtung über der Motorabdeckung als Teil des Sicherheitspakets vorgeschrieben. Eine solche Heckflosse (*shark's fin*) stabilisiert das Fahrzeug bei hohen Geschwindigkeiten, wenn der Druckpunkt (Luftangriffsmittelpunkt) hin-

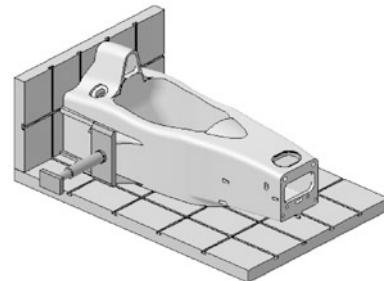


**Abb. C.28** Audi R18 TDI in Le Mans [Audi Motorsport 2011]. Der Siegerwagen des berühmten Langstreckenklassikers 2011 in Le Mans weist eine Heckflosse auf, die vom Lufteinlass über dem Cockpit bis zum Heckflügel reicht

ter dem Fahrzeugschwerpunkt liegt und so die Luft ein rückdrehendes Moment sicherstellt, falls der Schwimmwinkel zu groß wird, vgl. auch Abschn. E.7, Abb. E.86. Abbildung C.28 zeigt die Ausführung einer solchen Heckflosse bei einem LM-P1-Fahrzeug.

**Reifendruckkontrollsysteem** *tyre pressure monitoring system (TPMS)*. Bei einem solchen System werden Reifentemperatur und -druck radindividuell aus Sicherheitsgründen permanent überwacht. Abgesehen davon, dass ein falscher Reifendruck den Reifenlatsch negativ beeinflusst, erhöht sich bei zu geringem Reifendruck dessen Temperatur im Betrieb derart, dass ein Reifenplatzer die Folge sein kann, vgl. Abschn. G.2.3 *Rollwiderstand*. Der plötzliche Verlust von Seitenführung und Aufstands-kraft lässt das Fahrzeug instabil werden. Der Wagen bricht aus, sitzt auf und bekommt – wenn ein Hinterreifen zerstört wird – Unterluft (Auftrieb!), was vor allem bei hohen Geschwindigkeiten zu schweren Unfällen führen kann. Einige Teams verbauen daher solche Systeme und überwachen den Zustand der Reifen im Training sowie im Rennen über Telemetrie. Wird ein Druckverlust festgestellt, wird das Fahrzeug unverzüglich in die Box geholt. In den USA sind Reifendruckkontrollsysteme für Pkw gesetzlich vorgeschrieben, die EU hat vor kurzem eine ähnliche Vorschrift für Neufahrzeuge in Kraft gebracht.

## 4 Prüfungen Tests



Die einzelnen Motorsportbehörden schreiben unterschiedliche Prüfungen von Baugruppen und Komponenten vor. Diese Tests sind für den Konstrukteur insofern interessant, dass sie Größenwerte für Belastungen und Verformungen liefern und diese Komponenten nur bei bestandener Prüfung freigegeben werden.

Überrollkäfige für Tourenwagen und ähnliche Fahrzeuge müssen für ihre Freigabe einen statischen Belastungstest ertragen [3], der aus zwei Teilprüfungen besteht. Der grundsätzliche Aufbau ist in Abb. C.29 dargestellt. Der Hauptbügel wird mit einer vertikalen Kraft  $F_Z$  und der vordere Bügel mit einer schräg wirkenden Kraft  $F$  belastet, die einem Mehrfachen des Eigengewichts inkl. zweier Personen zu 75 kg entsprechen:

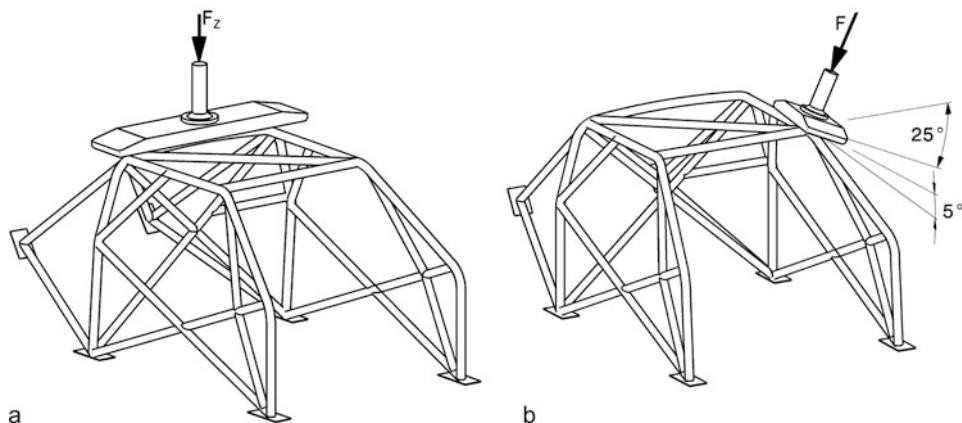
$$F_Z = 7,5 \cdot (m_V + 150) \cdot g$$

$$F = 3,5 \cdot (m_V + 150) \cdot g$$

$F_Z, F$  Prüfkräfte lt. Abb. C.29, N

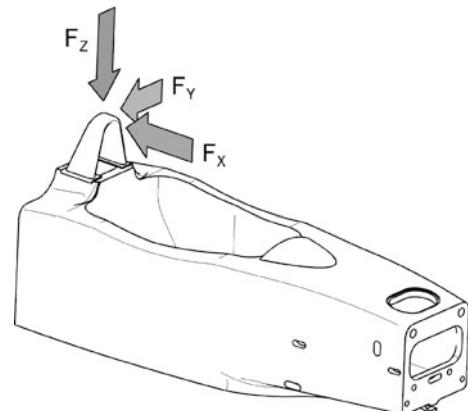
$m_V$  Eigengewicht des Fahrzeugs, kg

$g$  Erdbeschleunigung,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

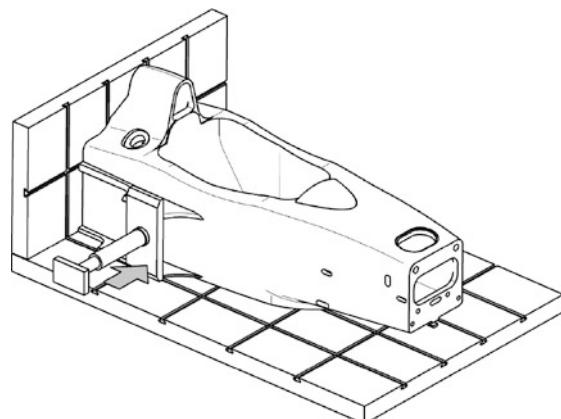


**Abb. C.29** FIA-Belastungstest für Überrollbügel. **a** Test des Hauptbügels, **b** Test des vorderen Bügels. Eingetragen sind die Winkel der Stempellängs- und -querachse zur Horizontalen

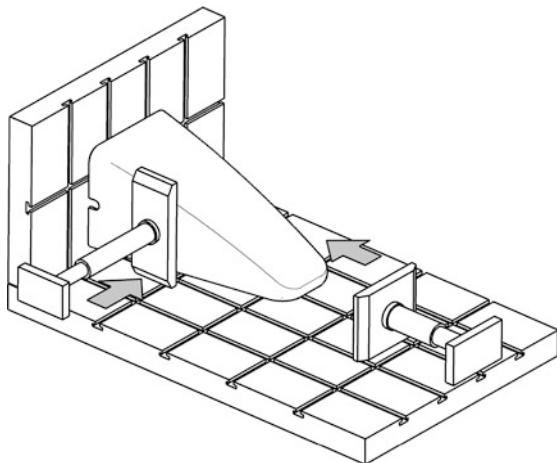
**Abb. C.30** Überrollbügel-Prüfung. Der Bügel wird am Rahmen montiert in Vertikal- ( $Z$ ), Längs- ( $X$ ) und Querrichtung ( $Y$ ) mit drei Kräften entsprechend 7,5-, 5,5- und 1,5-fachem Eigengewicht des Fahrzeugs inkl. Fahrer belastet



**Abb. C.31** Prüfung des Chassis. Der Fahrzeuggrumpf wird unterschiedlichen Tests unterzogen mit Querkräften zwischen 10 und 20 kN



**Abb. C.32** Prüfung der Bugnase. Die Nasenbefestigung wird einer seitlichen Last von 20 kN ausgesetzt. Ein Frontalaufprallversuch mit Nase an Rumpf montiert wird mit 10 m/s durchgeführt

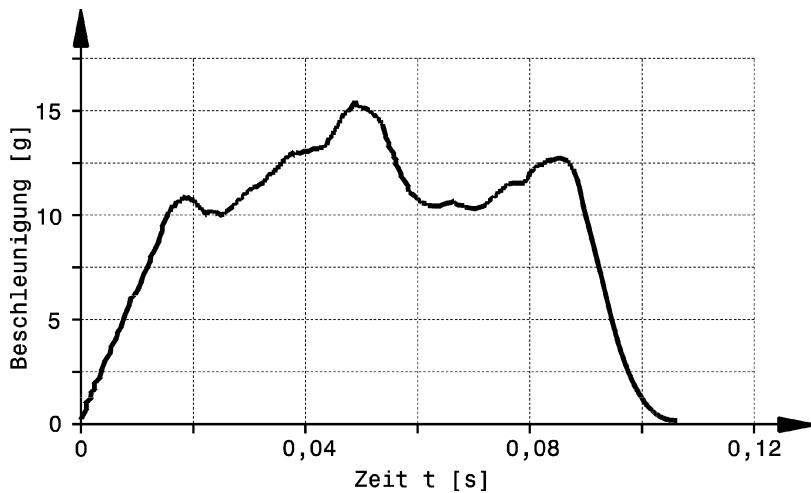


Dabei darf die gesamte Überrollvorrichtung keinen Bruch oder eine bestimmte plastische Verformung in Krafrichtung aufweisen. Die Maximalwerte der plastischen Verformung sind für den Hauptbügel mit 50 mm und für den vorderen Bügel mit 100 mm festgelegt.

Nach FIA-Standards werden beispielsweise folgende Prüfungen an Fahrzeugrumpf und -bug durchgeführt. Die hintere Überrollstruktur bei Sportprototypen und Monoposti wird mit einer räumlichen Kraft mit einem flachen Stempel von 200 mm Durchmesser statisch belastet. Die drei Kraftkomponenten entsprechen dabei  $F_x = 1,5G$ ,  $F_y = 5,5G$  und  $F_z = 7,5G$ , wobei G das Fahrzeuggewicht inkl. Fahrer mit 75 kg ist, Abb. C.30. Dabei darf die Deformation in Krafrichtung 50 mm nicht überschreiten und jegliches Versagen der tragenden Struktur darf in vertikaler Richtung höchstens



**Abb. C.33** Chassis eines Monoposto nach dem Crashversuch (Ferrari F1)

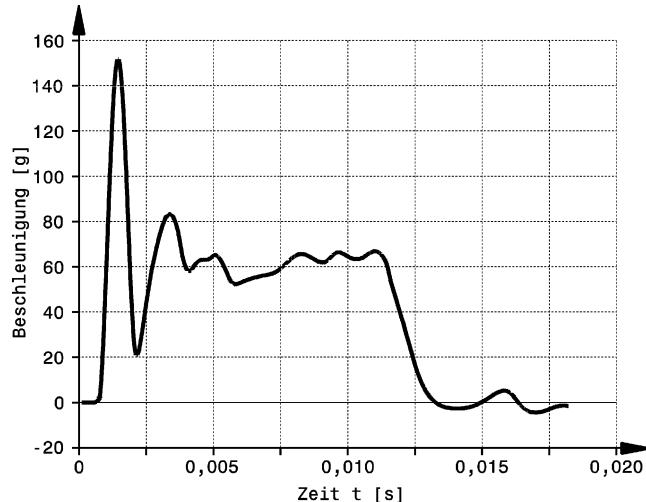


**Abb. C.34** Auswertung eines Crashversuchs nach Anordnung wie in Abb. C.32 [2]. Die Nase ist am Chassis montiert. Ein Schlagkörper wirkt frontal auf die Bugspitze ein. Masse des Schlagkörpers 560 kg, Aufschlagsgeschwindigkeit 10,56 m/s, mittlere Beschleunigung 10,7g, max. Beschleunigung 15,26g, max. Verformung 448 mm

100 mm vom Scheitel des Überrollbügels gemessen betragen. Weitere Prüfungen von Chassis-Teilen zeigen die Abbildungen C.31 bis C.32. Eine Auswertung eines Tests nach Abb. C.32 ist in Abb. C.34 zu sehen. Darüber hinaus werden auch vollständige Monocoques auf einem Schlitten gegen massive Barrieren gefahren, Abb. C.33.

Diese Abnahme-Prüfungen wurden erst nach einigen tragischen Unfällen eingeführt und erhöhen die passive Sicherheit der Fahrzeuge enorm. Sie schlagen sich auch in der Konstruktion eines Monocoque nieder. Hatte ein typisches Formel-1-Monocoque 1994 (also in der Zeit ohne Prüfungen) ca. 35 kg, so weist ein heutiges etwa 65 kg Masse auf.

**Abb. C.35** Aufprallversuch an einem Lenkrad eines Rennfahrzeugs (Formel Renault 2000) [2]. Das Schlaggewicht mit 8 kg wird mit 7 m/s auf das Lenkrad bewegt. Die Beschleunigung darf dabei 80g für höchstens 3 ms überschreiten. Im dargestellten Versuch beträgt diese Zeitspanne 1,12 ms. Die Lenkwelle weist zwei Beugegelenke in Z-Anordnung auf (vgl. Abb. J.24). Dies ermöglicht das axiale Ausweichen des Lenkrades

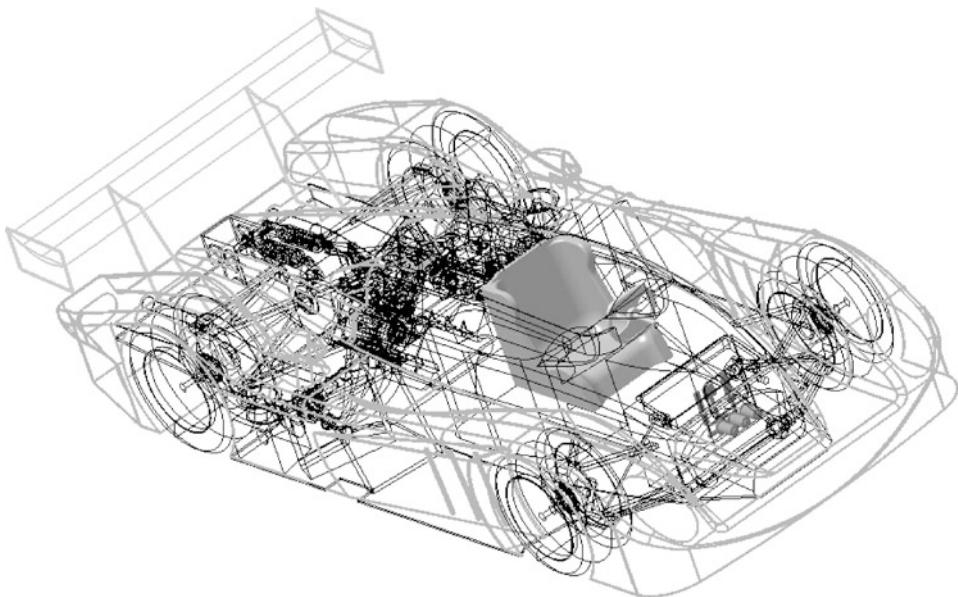


Das Lenkrad und seine Aufnahme werden ebenfalls einem Test unterzogen, Abb. C.35. Nach FIA Anhang J Art. 258A und 259 sieht solch ein Test grob wie folgt aus. Es wird eine 8-kg-Halbkugel mit 165 mm Durchmesser auf die Lenkradmitte mit einer Geschwindigkeit von 7 m/s in Achsrichtung der Lenkwelle geschlagen. Der Höchstwert der Beschleunigung darf 80g nur für eine Zeitspanne von 3 ms überschreiten. Der Schnellverschluss des Lenkrads muss auch nach dem Test einwandfrei funktionieren.

---

## Literatur References

1. Murri, R., Schläppi, M.: Realitätsbezogene Abstimmung passiver Sicherheitssysteme mittels Schlittentest für Tourenwagen Race.Tech, München. (2004)
2. N., N.: Formula Renault 2000 Manual, Renault Sport Promotion Sportive (2001)
3. [www.fia.com/sport/Regulations/appregs.html](http://www.fia.com/sport/Regulations/appregs.html). Zugegriffen: 7. Februar 2007
4. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
5. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)



Das Cockpit ist der Arbeitsplatz des Fahrers. In dem Bereich kommt neben der Technik ein menschlicher Einfluss ins Spiel. Ergonomie ist entscheidend, dass der Fahrer die möglichen Fahrleistungen eines Fahrzeugs auch tatsächlich umzusetzen vermag.

## 1 Konzept Layout

Der Fahrer eines mehrspurigen Fahrzeugs hat während der Fahrt prinzipiell nur wenige Stellglieder um auf das Verhalten seines Fahrzeugs Einfluss zu nehmen:

- das Lenkrad
- die Fußbremse
- das Fahrpedal
- die Schaltung
- die Kupplung
- die Feststellbremse.

Wobei Kupplung und Feststellbremse nicht bei allen Fahrzeugtypen anzutreffen sind. Dagegen gibt es bei manchen Wagen weitere Einflussmöglichkeiten, z. B.:

- verstellbare Bremskraftaufteilung Vorderachse/Hinterachse
- verstellbarer Stabilisator
- verstellbares Sperrdifferenzial
- verstellbare Kennung zwischen Fahrpedal und Motorantwort, also Drehmoment

Rückmeldungen, wie es um den Fahrzustand bestellt ist, erhält der Fahrer hauptsächlich direkt über seine Sinnesorgane und in wenigen Fällen über ein Anzeigegerät, wie etwa Drehzahlmesser oder Geschwindigkeitsmesser. Beschleunigungen und Kräfte des Fahrzeugs spürt der Fahrer über den Sitz, die Kräfteverhältnisse an den Vorderrädern nimmt er am Lenkmoment wahr. Im Cockpit finden sich also die wichtigsten Schnittstellen zwischen Fahrer und Fahrzeug, die es dem Fahrer ermöglichen den Rennwagen im physikalischen Grenzbereich zu bewegen. Außerdem stellt das Cockpit die klimatischen Bedingungen her, die dem Fahrer längeres konzentriertes Fahren erleichtern sollen.

Prinzipielle Überlegungen zum Gestalten eines Cockpits betreffen folgende Punkte:

- Reglementvorgaben
- offenes oder geschlossenes Cockpit
- Fahrergröße(n)
- Ergonomie: Sicht, Betätigungskräfte, Klimatisierung, Ermüdung, Ein- und Ausstieg.

**Offenes Cockpit Open Cockpit.** Ein offenes Cockpit, Abb. D.1, erleichtert den Zugang zum Fahrerplatz, was für zeitlich relevante Fahrerwechsel beispielsweise eines Langstreckenrennens von Vorteil ist, wo etwa alle zwei Stunden die Fahrer einander ablösen. Die geforderten Cockpitweiten sind in manchen Reglements unterschiedlich. Einer der Gründe für die Wahl Audis für einen offenen Sportprototypen bei der Konzeptionierung des R8 war der Vorteil des schmäleren Cockpits gegenüber der geschlossenen Variante (1100 mm statt 900 mm vorgeschrieben). Bei festgelegter Fahrzeuggbreite bleibt so mehr Platz für die seitlichen Wärmetauscher und breitere Reifen können zum Einsatz kommen. Damit werden weichere Reifen oder größere Wechselintervalle möglich.

Außerdem entfällt die Blendwirkung einer verschmutzen Scheibe bei Nacht. Auch die Klimatisierung des offenen Cockpits fällt wesentlich leichter, was bei hohen Außentemperaturen, aber auch bei feuchten, kühlen Bedingungen (Anlaufen der Scheibe innen) vorteilhaft ist. Vor allem bei großer Hitze mit gleichzeitig hoher Feuchtigkeit leidet die Leistungsfähigkeit der Fahrer in einem geschlossenen Wagen spürbar. Die zuverlässige Funktion der Scheibenwischer wird bei den hohen Geschwindigkeiten ebenfalls zu einem Problem. Der Luftwiderstand ist bei einem offenen Cockpit kein Abgrenzungskriterium zur geschlossenen Variante. Das, was der Hauptverursacher von Luftwiderstand ist, ist bei beiden Fahrzeugtypen annähernd gleich, nämlich der Abtrieb. So haben bis 2008 beim 24-Stunden-Rennen von Le Mans in 10 Jahren lediglich zweimal Fahrzeuge mit geschlossenem Cockpit gewonnen, obwohl das Reglement diesen Fahrzeugen mehr Motorleistung zugestand.

**Geschlossenes Cockpit Closed Cockpit.** Ein geschlossenes Cockpit, Abb. D.2, erleichtert die Darstellung eines biegesteifen Fahrzeugaufbaus durch Einbeziehen des Daches in die tragende Struktur. Dafür müssen Türen vorgesehen werden, was den konstruktiven Aufwand im Vergleich zu einem offenen Cockpit in die Höhe treibt, Abb. D.3. Die Aerodynamik einer geschlossenen Kontur ist prinzipiell günstiger und die Anströmbedingungen für den Heckflügel sind zumindest theoretisch besser als bei einem offenen Wagen mit Überrollbügel. Praktisch sind die Verhältnisse komplizierter, weil der Heckflügel z. B. bei Le Mans Fahrzeugen nicht höher als das Dach sein darf. Bei offenen Fahrzeu-

**Abb. D.1** Fahrzeug mit offenem Cockpit (Lola). Das Fahrzeug ist zweisitzig, zumindest für das Reglement. Tatsächlich sitzt eine Person im offenen Cockpit



gen ist eine bestimmte Höhe vom Boden weg reglementiert, wodurch die Flügel ausgeführter Wagen höher montiert sind und dadurch wiederum günstige Strömungsverhältnisse vorfinden.

**Ergonomie Ergonomics.** Erst ein ergonomisch gestaltetes Cockpit ermöglicht das volle Ausschöpfen des Potentials eines Fahrzeugs über längere Zeit hinweg. Großer Kraftaufwand beim Betätigen von Stellgliedern, starke Schwingungen, erheblicher Lärmpegel, hohe Temperaturen und Luftfeuchtigkeit lassen einen Menschen rascher ermüden und die Konzentration lässt ebenfalls schneller nach. Elastische Entkopplungselemente sind bei Serienfahrzeugen zur Komfortsteigerung Standard. Sie finden sich unter anderem beim Fahrwerk und bei der Motor- und Antriebstranglagerung. Bei Rennfahrzeugen finden sich kaum schwingungsdämpfende Elemente, weil diese zu Energieverlusten und zu



**Abb. D.2** Geschlossenes Cockpit (Pro Sport 3000). Die Tür reicht bis über den Kopf des Fahrers und den seitlichen Schweller. Das Dach wird dadurch auf einen schmalen Verbindungssteg zwischen vorderen und hinteren Überrollbügel reduziert



**Abb. D.3** Geschlossenes Cockpit (Bentley EXP Speed 8). Blick durch die linke Türöffnung. Die Tür ist weit außen angeschlagen und deckt die seitliche Luftzufuhr zu den Wärmetauschern, die um das Cockpit führt, mit ab (im Vordergrund zu erkennen). Es entsteht ein breites Dach, das die Fahrzeugsteifigkeit positiv beeinflusst. Als Nachteil steht dem ein beschränkter Zugang zum Cockpit entgegen

Indirektheit föhren. So bleibt praktisch nur noch der Sitz um eine starke Schwingbeanspruchung vom Fahrer fernzuhalten.

Einige Reglements verlangen es ohnehin, es soll aber trotzdem erwähnt sein, dass für eine gezielte Frischluftzufuhr und auch für eine Luftabfuhr im Cockpit gesorgt sein sollte.

## 2 Fahrerposition Driver's Posture

Ziel ist es, dem Fahrer die Kontrolle über das Fahrzeug zu erleichtern und dennoch den Schwerpunkt möglichst tief zu halten. Die Masse des Fahrers macht bei leichten Fahrzeugen einen nicht unbeträchtlichen Teil der Gesamtmasse aus. Formel Renault 2000 Fahrzeuge weisen beispielsweise eine Gesamtmasse von 485 kg auf [13]. Ein 80 kg schwerer Fahrer entspricht somit immerhin einem Sechstel.

Cockpits von Rennfahrzeugen höchster Kategorien werden meist für einen bestimmten Fahrer gebaut. Seine Abmessungen und Vorlieben (Körperhaltung, Lenkraddurchmesser, Betätigungskräfte, Schalterpositionen ...) können in dem Fall direkt erfasst werden. Bei Rennfahrzeugen, die in Kleinserie hergestellt werden, ist das nicht mehr möglich. Auch bei Fahrzeugen für Langstreckenrennen muss das Cockpit für mehrere Fahrer geeignet sein, die es sich im „fliegenden“ Wechsel teilen. Hier bietet sich die Erfahrung aus dem Großserien-Pkw-Bau an. Statistische Untersuchungen liefern Abmessungen von Menschen in so genannte Perzentile eingeteilt, siehe Abb. D.4. Zieht man beispielsweise die Abmessungen der Spalte für den 95 %-Mann bei der Gestaltung eines Cockpits heran, so passen 95 % der männlichen Bevölkerung hinein und nur 5 % der männlichen Bevölkerung sind groß.

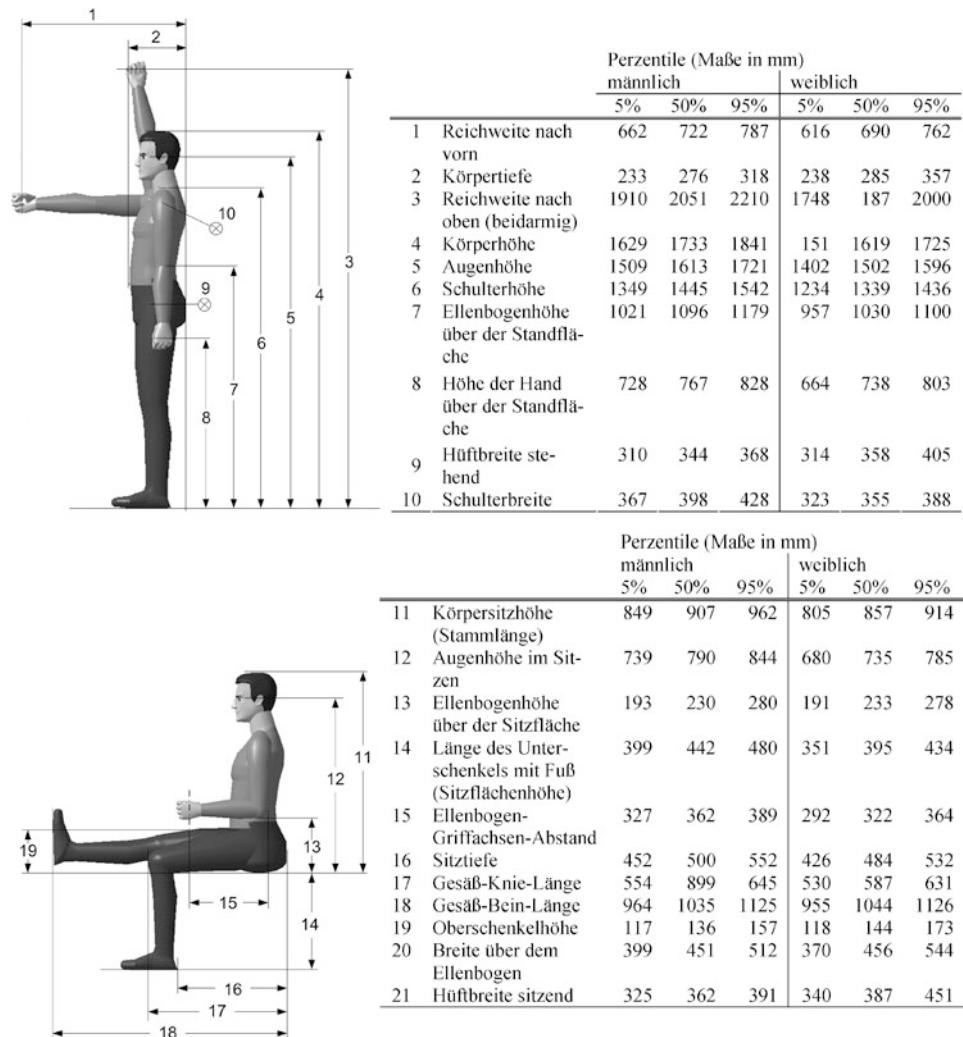


Abb. D.4 Körperformmaße, Statistik nach DIN 33 402 [12]

Für das Packaging und hier besonders die Beeinflussung der Lage des Gesamtschwerpunkts sind neben den Abmessungen des menschlichen Körpers auch die Massen von einzelnen Körperteilen interessant, Tab. D.1.

Mit der Fahrerposition lässt sich die Lage des Fahrzeugschwerpunktes in horizontaler und vertikaler Lage beeinflussen. Die günstigste Anordnung aus technischer Sicht ist dabei eine liegende Sitzhaltung (Wiegenhaltung) des Fahrers. Diese wird allerdings nicht von allen Fahrern gleichermaßen angenommen. Beim Sportprototypen für Le Mans Audi R8 wurde von den Fahrern eine Oberkörperneigung bis 45° gebilligt [10]. Eine ähnliche Sitzhaltung findet sich auch bei Formelwagen mit einer hochgezogenen Nase, Abb. D.5.

**Tab. D.1** Massen von Teilen des menschlichen Körpers [3]

Körperteil	Masse [kg]	Toleranz
Kopf	5,08	$\pm 0,05$
Schulter – Brustkorb	18,82	$\pm 0,73$
Unterleib – Becken – oberer Teil der Schenkel	16,28	$\pm 0,68$
Bein – Oberschenkel (jeder)	8,35	$\pm 0,32$
Bein – Schienbein (jedes)	3,13	$\pm 0,14$
Fuß (jeder)	1,27	$\pm 0,05$
Arm (jeder)	2,18	$\pm 0,09$
Unterarm (jeder)	1,54	$\pm 0,05$
Hand (jede)	0,64	$\pm 0,05$
Gesamtmasse	74,4	$\pm 1,4$

Abbildung D.6 gibt Anhaltswerte für eine Sitzposition, wie sie etwa in einem Tourenwagen geplant werden kann.

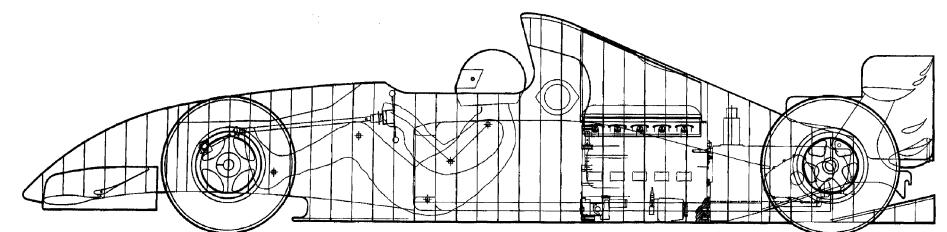
Manche Fahrer wünschen bei Bergrennwagen eine ziemlich aufrechte Sitzposition für eine bessere Übersicht in Haarnadelkehren [9].

Seit die Aerodynamik eine dominierende Rolle im Rennfahrzeugbau erlangt hat (Mitte der 1980er Jahre), hat dieselbe Philosophie wie bei Serienfahrzeugen in der Konstruktion Einzug gehalten: Die Gestaltung von außen nach innen, d. h. die äußere Form wird zuerst nach aerodynamischen Gesichtspunkten sowie Windkanalvoruntersuchungen festgelegt und sämtliche Teile müssen danach innerhalb dieser möglichst geschickt untergebracht werden. Dabei darf allerdings ein gewisses Maß an Ergonomie bei der Fahrerplatzgestaltung nicht fehlen. Viele fahrdynamische Vorteile eines Fahrzeugs können nicht ausgespielt werden, wenn der Fahrer nicht über eine volle Renndistanz krampffrei sitzen kann [1].

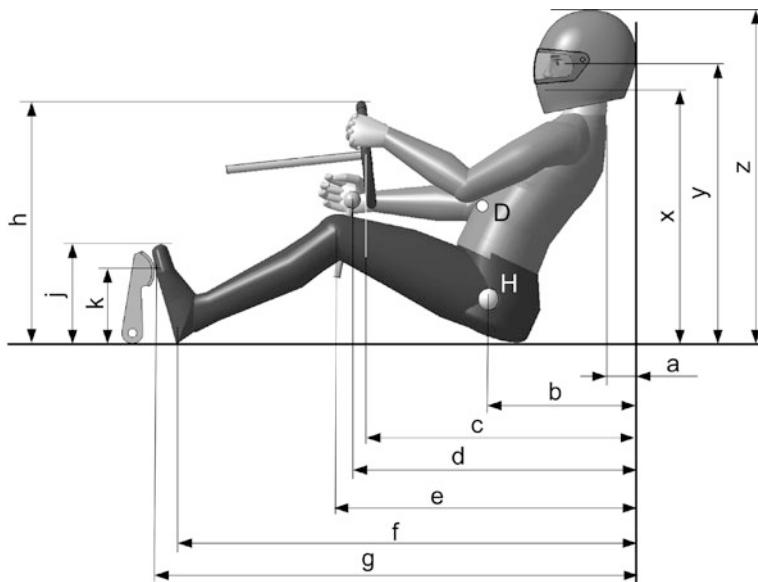
Der Fußraum soll bei drei Pedalen als Untergrenze etwa 305 mm lichte Weite aufweisen [15].

Die Entwicklung beginnt mit dem Bau einer Sitzattrappe, in die der Fahrer sich hineinsetzt um die Platzverhältnisse zu prüfen. Dabei wird vielfach festgestellt, dass die Fahrer zunächst mit ihrer Sitzposition zufrieden sind und erst beim Fahren im echten Fahrzeug Probleme auftreten [1].

Bei der Gestaltung des Cockpits von Einsitzern (Abb. D.7 und D.8) ist zu bedenken, dass der Fahrer bei den meisten Formeln das Fahrzeug aus der Fahrposition (angegurtet, Hände am Lenkrad) ohne Hilfe innerhalb von 5 s verlassen können muss (5-Sekunden-Regel). Bei Sportprototypen ist das zwar



**Abb. D.5** Längsschnitt durch ein Formel-1-Fahrzeug [1]. Der Fahrer ist möglichst tief angeordnet. Seine Füße befinden sich hinter der Vorderachse und erheblich oberhalb des Gesäßes. Das Lenkrad befindet sich nah am Oberkörper des Fahrers. Große Lenkraddrehungen sind nur eingeschränkt möglich



**Abb. D.6** Fahrerposition, nach [4]. Die Maße gelten für einen Fahrer mit 1727 mm Körpergröße. D Schwerpunkt des Fahrers, H Hüftgelenkpunkt. Von herausragender Bedeutung sind: Maß  $h$  darf nicht höher als  $x$  sein, sonst ist die Sicht über das Lenkrad behindert, Position des Schalthebelknaufs in jedem Gang und die Ellbogenfreiheit nach hinten, Maß  $k$  und der Bewegungsradius der Pedale. Empfehlungen für die angeführten Maße, mm:  $a$  Rückenfreigang: 76,  $b$  Hütpunkt: 533,  $c$  Lenkradmitte: 750,  $d$  Schaltknauf: 787,5,  $e$  Kniestiebe: 876,  $f$  Fersenkontakt: 1257,  $g$  Schuhsohle: 1372,  $h$  Oberkante Lenkrad: 533,  $j$  Oberkante Schuhsohle: 279,5,  $k$  Pedalflächemitte: 203,  $x$  Mundhöhe: 559,  $y$  Augenhöhe: 635,  $z$  Helmoberkante: 762



**Abb. D.7** Ansicht eines Fahrerplatzes von oben (Formel 1 Ferrari)

nicht vorgeschrieben, bei Langstreckenrennen kommt es jedoch auf kurze Stillstandszeiten in der Box an und damit auch auf rasche Fahrerwechsel. Die „24 Stunden von Le Mans“ werden sozusagen zumeist an der Box verloren – oder dadurch gewonnen, dort die geringste Zeit zu verschenken [7].

**Abb. D.8** Oberer Cockpitabschluss eines Formel-1-Wagens (Williams FW 18, 1997). Der Lufteinlass für den Motor sitzt oberhalb des Fahrerhelms. Die Kontur darunter schmiegt sich an den Helm an. Der Cockpitrand steigt nach hinten an und folgt so dem Verlauf des Viserausschnitts



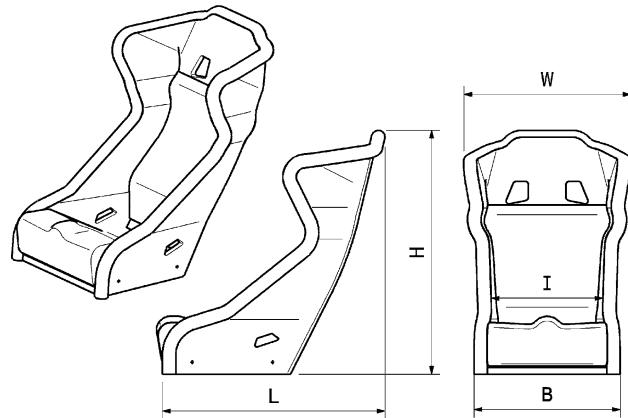
**Abb. D.9** Cockpit in einem Le Mans Rennfahrzeug (Audi R8S). Das offene Cockpit ist durch eine Mittelstrebe unterteilt, sodass der Fahrer wie in einem Monoposto den nötigen seitlichen Halt findet. Auch das zur Fahrzeugmitte hinweisende rechte Bein wird abgestützt. Die Oberschenkelauflage ist so ausgeprägt, dass ein Großteil der Quer- aber auch der Längskräfte von ihr aufgenommen werden kann

Bedingt durch die hohen Querkräfte ist ein eingeengter Beinraum für den Fahrer sogar vorteilhaft. Besonders im Bereich der Oberschenkel und Knie ist ein ausreichender Seitenhalt erforderlich, Abb. D.9.

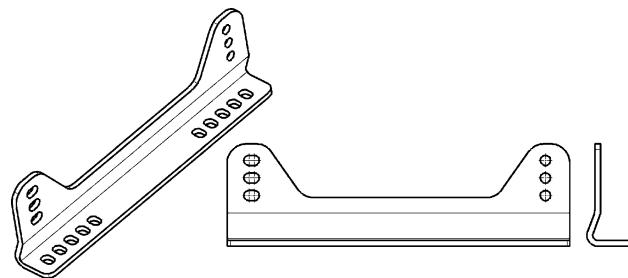
### 3 Sitz Seat

Eine steife Befestigung des Sitzes zum Rahmen ist wichtig, damit der Fahrer vor allem beim Bremsen gefühlvoll dosieren kann und die maximale Betätigungs Kraft erzeugen kann [14]. Aufgrund der extremen Beschleunigungen in einem Rennfahrzeug braucht der Fahrer einen individuell angepassten Sitz, damit er das Fahrzeug trotzdem entsprechend kontrollieren kann.

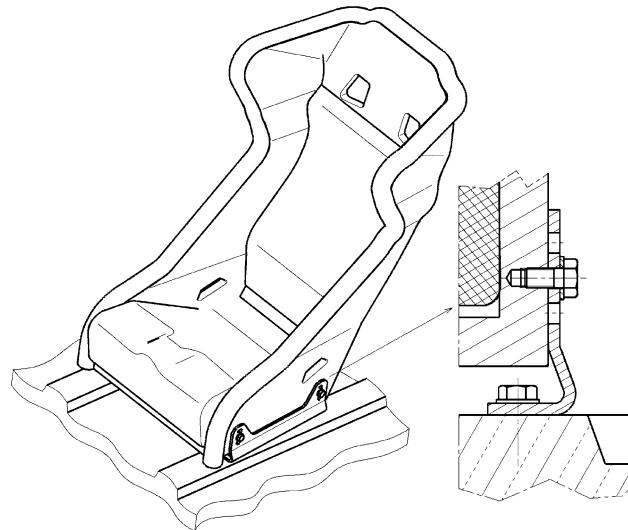
**Abb. D.10** Typische Sitzmaße, mm.  $W = 550$  bis  $600$ ,  $B = 450$  bis  $550$ ,  $L = 610$  bis  $700$ ,  $H = 550$  bis  $890$ ,  $I = 350$  bis  $400$



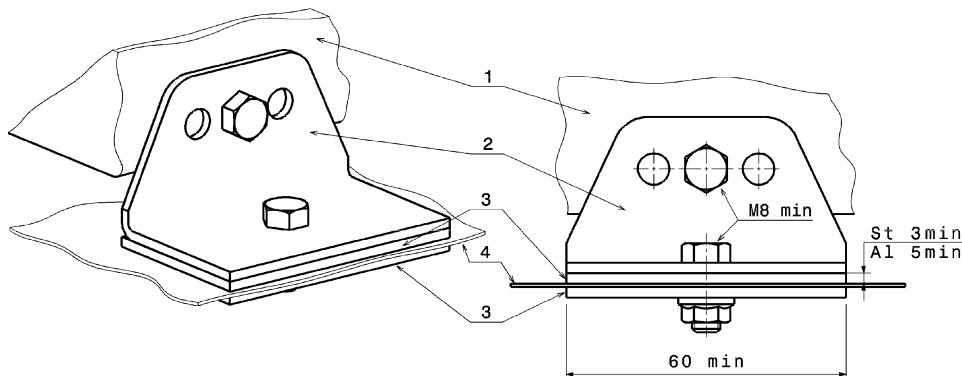
**Abb. D.11** Befestigungsschiene für Sitze. Die Schiene weist an einer Seite Langlöcher zum Sitz hin auf. Damit können Toleranzen ausgeglichen werden. Ebenso sind die Schraublöcher zum Rahmen hin als Langlöcher ausgeführt, damit die Breitentoleranz der Sitze aufgenommen wird



**Abb. D.12** Befestigung eines Sitzes. Zwei Schienen nehmen den Sitz auf. Die Schienen selbst sind am Rahmen bzw. am Boden verschraubt. Die Schienen weisen an den Verschraubungsstellen mehrere Bohrungen auf und ermöglichen so eine gestufte Verstellung des Sitzes in der Höhe und in Fahrtrichtung



Typische Sitzmaße zeigt Abb. D.10. Die Masse eines solchen Sitzes liegt im Bereich um 9 kg. Der Sitz wird üblicherweise über zwei Schienen am Rahmen oder an der Bodengruppe der Karosserie verschraubt, Abb. D.11 und D.12.



**Abb. D.13** Sitzbefestigung nach FIA Anhang J Art. 252. 1 Sitz seat, 2 Halterung mounting, 3 Gegenplatte counterplate, 4 Karosserie/Rahmen chassis/frame

Von der FIA wird für Touren-, GT- und Produktionswagen ein Mindeststandard für die Befestigung eines Sitzes vorgeschrieben, Abb. D.13. Der Sitz muss an mindestens vier Stellen – zwei vorne und zwei hinten – mit Schrauben M8 oder größer befestigt sein. Die Kontaktfläche zwischen Halterung und Gegenplatte, die mindestens 60 mm lang sein muss, muss mindestens  $40 \text{ cm}^2$  pro Befestigungspunkt betragen. Jeder Befestigungspunkt muss eine Kraft von 15.000 N ertragen können, egal in welcher Richtung diese wirkt. Die Wandstärken der Halterungen und der Gegenplatten sind werkstoffabhängig für Stahl mit 3 und für Leichtmetall mit 5 mm festgelegt.

Es gibt auch Sitzbefestigungen, die zwischen der Schiene und dem Sitz elastische Elemente aufweisen, damit Stöße in abgeschwächter Form an den Sitz weitergeleitet werden.

Bei Raid-Fahrzeugen kann die Belastung bei der Landung nach Sprüngen so groß werden, dass gesundheitliche Schäden von Fahrer und Beifahrer die Folge sind. Die Sitzverankerung muss deshalb Sollbruchstellen aufweisen, die bei Überbeanspruchung brechen und so einen Teil der Energie aufnehmen.

Im wannenartigen Cockpit eines Monoposto wird selten ein in sich stabiler Sitz gebraucht. Eher findet man eine Art Auskleidung, die den Bereich zwischen Fahrer und Cockpitwand ausgleicht. Diese Auskleidung wird wie folgt hergestellt. In eine Sitzschale (*seat bucket*), die mit dem Fahrzeug verbunden ist, setzt sich der Fahrer auf einen 80-l-Kunststoffbeutel, der mit PU-Schaum gefüllt ist. Der ausgehärtete Sitz wird zurechtgeschnitten und auf der Rennstrecke erprobt, z. B. ob Druckstellen vorliegen. Teams mit geringem Budget kleben diesen Sitz mit Klebeband und benutzen ihn im Rennen. Eine erheblich teurere Lösung ist das Abformen dieses PU-Schaumsitzes mit Kohlefaserlaminat. Ein solcher Sitz ist steifer und leichter als die PU-Variante, aber auch härter. Was bedeutet, dass bei einer Druckstelle ein völlig neuer Sitz hergestellt werden muss. Die Karbonsitzschale hat eine Masse von knapp einem Kilogramm.

Jüngste Vorschriften verlangen bei Formel-1-Fahrzeugen, dass der Fahrer mitsamt dem Sitz aus dem Wagen gehoben werden kann, damit bei Unfallbergungen Wirbelverletzungen des Fahrers vermieden werden können. Die Sitzschale weist dazu fünf Stellen auf, an denen Hebegurte befestigt werden können.

Manche Sitze beinhalten einen Kopfschutz, der bei einem Unfall ein Überdehnen der Halswirbel nach hinten verhindert. Endet die Rückenlehne unterhalb des Helmkontaktebereichs, der etwa auf Höhe der Ohren liegt, wird eine Fläche mit einer energieabsorbierenden Auflage benötigt, Abb. D.14. Die Auflage soll aus einem dichten Schaummaterial bestehen, das beim Komprimieren keine elastischen

**Abb. D.14** Kopfschutz bei einem Produktionssportwagen (Osella PA 20 S). Über dem eigentlichen Sitz ist ein Kopfschutz rahmenseitig angebracht. Auf der Abbildung lässt sich auch gut die Sitzschale erkennen. Diese ist geschäumt und mit Klebeband abgedeckt



Kräfte freisetzt, sondern im Gegenteil sich quasi plastisch deformiert und so ein Zurückprallen des Kopfes verhindert. Dieses Verhalten reduziert die Gefahr von Wirbelsäulenverletzungen bei einem Unfall.

## 4 Lenkrad Steering Wheel



### 4.1 Lage des Lenkrades Position of Steering Wheel

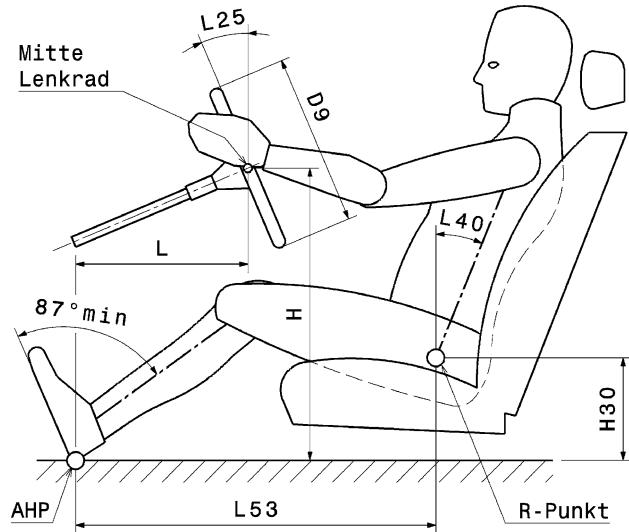
Das Lenkrad ist eines der wichtigsten Stellglieder im Fahrzeug und muss vom Fahrer gut bedient werden können. In dem Zusammenhang ist vor allem die Lage des Lenkrades bezogen auf den Sitz von Bedeutung. Für Pkw führt Abb. D.15 die wichtigsten genormten Maße an. Die Normalhaltung der Hand ist dabei so, dass die Unterkante der Hand auf Mitte Lenkrad zu liegen kommt.

Sämtliche Maße beziehen sich auf den R-Punkt. Der R-Punkt (Sitzreferenzpunkt, *seating reference point*) ist fahrzeugfest und entspricht dem H-Punkt (Hüftgelenkpunkt) der Passagiere im hinteren Drittel des Verstellbereichs des Sitzes.

Zur Lage des Lenkrades bei Rennfahrzeugen siehe Abb. D.6. Das Lenkrad kann auch zur Anpassung an unterschiedliche Fahrer axial verschieblich ausgeführt sein, der Sitz ist den meisten Fällen ja nicht zu verstehen, siehe Kap. J Lenkung.

Für Pkw und Rallyefahrzeuge gilt: Das Lenkrad soll vom Fahrer an der 12-Uhr-Position mit einer Hand ohne Vorbeugen umfasst werden können.

**Abb. D.15** Lenkradlage Pkw, nach [3] u. DIN 70 020. R-Punkt: Sitzreferenzpunkt, AHP: Fersenpunkt (*Accelerator Heel Point*), L53 = 130 min, H30 = 130 bis 520, Lenkraddurchmesser D9 = 330 bis 600, Lenkradwinkel L25 = 10° bis 70°, L = 152 bis 660, H = 530 bis 838, L40 = 9° bis 30°, Maße in mm

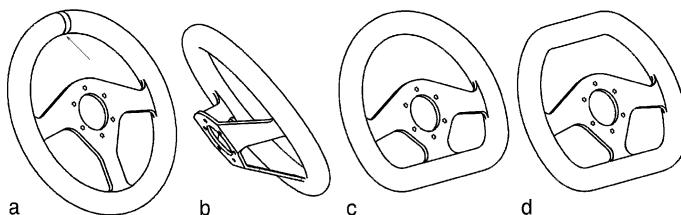


## 4.2 Lenkradabmessungen und Ausführungen Steering Wheel, Dimensions and Types

Lenkräder weisen verschiedene Formen auf, die sich von der ursprünglichen Kreisform ableiten, Abb. D.16. So finden sich z. B. D- und U-förmige Lenkräder in den verschiedensten Cockpits. D-förmige Lenkräder stellen entweder Platz für die Fahrerbeine zur Verfügung (Flachstelle unten) oder geben Sichtraum über das Lenkrad hinweg frei (Flachstelle oben). Ein geschlossener Lenkradkranz wird bei Fahrzeugen, die mit großen Lenkeinschlägen gefahren werden (Rallye, Raid ...), unumgänglich.

Lenkräder, bei denen die Nabenebefestigung tiefer liegt als der Kranz (getopfte Ausführung), haben sicherheitstechnisch Vorteile. Bei einem Frontalaufprall kann der Kopf bzw. Helm nicht auf der Nabe aufschlägen [6]. An manchen Lenkrädern findet sich eine Markierung an der 12-Uhr-Position. Dies ist unter anderem bei Rallyefahrzeugen nützlich, damit der Fahrer im Training dem Beifahrer, der den Streckenschrieb aufzeichnet, einen Wert für den Lenkwinkel ansagen kann.

Folgende Abmessungen sind anzutreffen: Formel Fahrzeuge: Durchmesser etwa von 250 bis 285 mm.



**Abb. D.16** Lenkradgrundgestalt. **a** runde Form, flache Speichen, **b** getopfte Ausführung, **c** unten abgeflacht, **d** beidseits abgeflacht. Zur raschen Orientierung über die Lenkradstellung weisen manche Lenkräder eine Markierung am Lenkradkranz auf (Pfeil bei Variante a)



**Abb. D.17** Lenkrad mit Schnellverschluss (Formel BMW). Das Prinzip ist dasselbe wie es z. B. bei Schnellkuppelungen an Druckluftleitungen zu finden ist. Die Betätigung erfolgt über den Kragen (2) der Schiebemuffe, die die Sperrkugeln (1) entlastet. Das Lenkmoment wird über ein Zahnpfprofil (3) übertragen

Tourenwagen, Rally: Durchmesser etwa von 310 bis 350 mm. Pkw: Durchmesser 330 bis 600 mm (siehe auch Abb. D.15)

Kranzabmessungen: Bei rundem Querschnitt beträgt der Durchmesser 28 bis 35 mm; ovale Querschnitte passen in ein Rechteck von 35 × 27 mm.

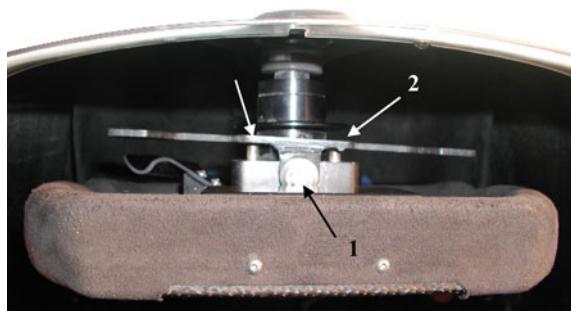
Das Lenkrad wird direkt oder über ein Defo-Element auf die Nabe mit drei (Formelfahrzeuge) oder sechs (Tourenwagen, Rallye, ...) Schrauben (meist M5 bei Lochkreisdurchmesser um 70 mm) aufgeschraubt.

Die Nabe selbst ist über einen Schnellverschluss von der Lenkwelle zu lösen, Abb. D.17. Genaueres zur Verbindung des Lenkrads mit der Lenkwelle siehe Abschn. J.3 Lenkwelle.

**Abb. D.18** Formel 1 Lenkrad (Ferrari, 2003). Vom Fahrerplatz aus kann nicht nur die Zündung abgeschaltet werden, sondern unter anderem auch die Differenzialeinstellung (Sperrwirkung), die Gemischzusammensetzung des Motors und die Traktionskontrolle beeinflusst werden. Siehe auch Abb. D.22



**Abb. D.19** Formel-1 Lenkrad mit Schaltwippe, Ansicht von oben (BMW Williams, 2001). Diese Ausführung ist etwas älter und daher ist die Arbeitsweise gut zu erkennen. Die Schaltwippe ist mit zwei Schrauben (1) an der Lenkradnabe drehbar befestigt. Sie betätigt die beiden Schaltstifte (2)



**Abb. D.20** Lenkradschaltung (Formel 1, Ferrari). In der Ansicht von unten sind die Schalter für die Kupplung im Vordergrund zu sehen. Dahinter liegt die Wippe für die Schaltung (vgl. auch Abb. D.19)



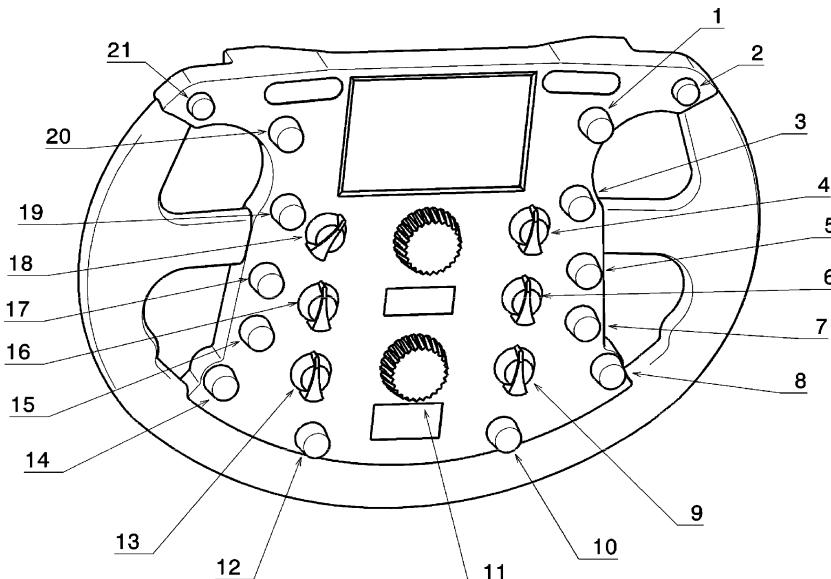
**Abb. D.21** Lenkradschaltung (Formel 1, Ferrari). In der Ansicht von oben in das Cockpit ist der Lösering des Schnellverschlusses zu sehen. Oberhalb der Lenkwelle ist die Schaltwippe angebracht. Die Schalter für die Kupplung sind unter der Lenkradmitte angeordnet, aber noch gut zu sehen (vgl. auch Abb. D.20)



**Werkstoffe.** Der Stern und die Speichen bestehen aus Aluminium oder CFK-Laminat.

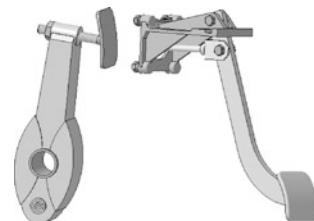
Der Stahlrohrkranz wird PU-geschäumt und mit Rauleder ummantelt.

In den im Laufe der Jahre immer enger gewordenen Cockpits von Formelfahrzeugen, war eine Lösung die Verlegung von Anzeigen weg vom Armaturenbrett direkt in das Lenkrad hinein, Abb. D.18. Eine weitere Verbesserung war das Schalten ohne die Hände vom Lenkrad nehmen zu müssen, Abb. D.19 bis D.21.



**Abb. D.22** Funktionen eines Formel-1-Lenkrads. 1 Geschwindigkeitsbegrenzer für Boxengasse, 2 Anfahrhilfe, 3 Sprechfunk, 4 Differenzial Kurvenausgang, 5 Anzeigensteuerung Aufwärts-Scrollen, 6 Motorbremse unterer Drehzahlbereich, 7 Kupplungseingriff, 8 Strategie Sicherheitsfahrzeug, 9 Motordrehzahleingriff, 10 Telemetrieschalter, 11 Multifunktionsschalter, 12 Motor Aus, 13 Traktionskontrolle, 14 Zusatzölpumpe, 15 Tankstutzenklappe, 16 Differenzial Kurveneingang, 17 Anzeigensteuerung Abwärts-Scrollen, 18 Differenzialsperre, 19 Automatischer Start (launch control), 20 Leerlaufaktivierung, 21 Mehrachsschalter

## 5 Fußhebelwerk und Pedale Bracketry and Pedals



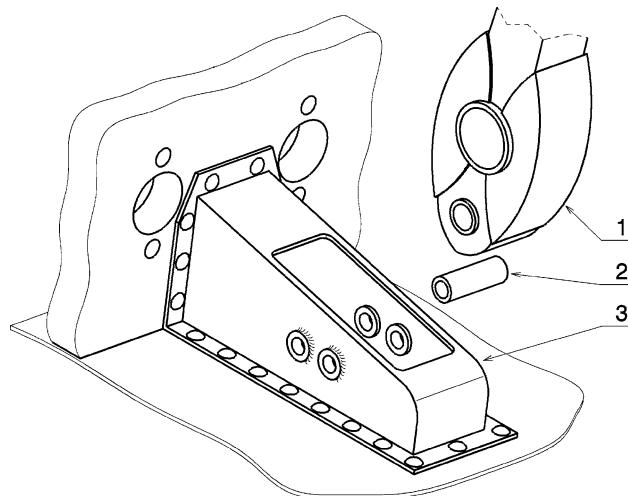
Fußhebelwerke werden hängend (z. B. Abb. D.24) oder stehend angebracht. Bei Formel-Fahrzeugen wird die stehende Ausführung bevorzugt. Diese gewährleistet durch tiefliegende Geberzylinder samt Vorratsgefäßen einen tiefen Schwerpunkt. Auch die Befestigung der Pedale bleibt so möglichst tief.

Die Aufnahme des Pedalwerks von Rennfahrzeugen muss Kräfte von 4000 N ertragen können [15].

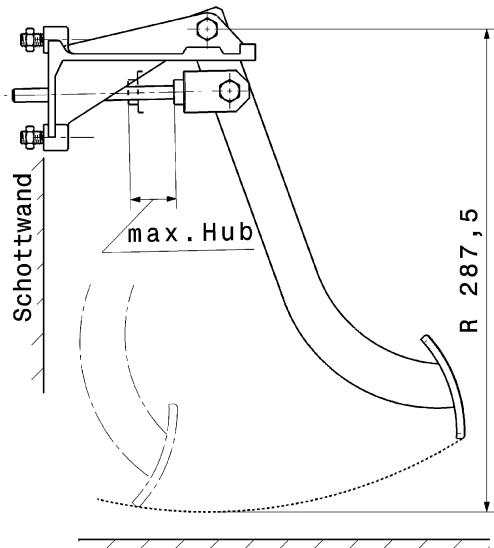
Die Pedalaufhängung muss steif ausgeführt sein, ebenso wie die Sitzbefestigung, damit sich für den Fahrer vor allem beim Bremsen ein gut dosierbares Verhalten ergibt. Die Verschraubung erfolgt mit M8 Schrauben.

Die Pedale können in einzelnen Konsolen gelagert werden. Diese sollen aus min. 2 mm Stahlblech gefertigt sein und am Boden und an der Stirnschottwand befestigt sein, Abb. D.23. Die Konsolen kön-

**Abb. D.23** Konsole für Bremspedal, nach [2]. 1 Bremspedal, 2 Hülse, 3 Konsole in Kastenbauweise. Die Konsole wird an den Boden und die Schottwand angeietet. Das Pedal läuft auf einer Büchse (2), die um 0,25 mm länger ist als die Aufnahme im Pedal. Dadurch bleibt dieses seitliche Spiel erhalten, wenn die Schraube, die diese Hülse mit der Konsole verbindet, vorgespannt wird



**Abb. D.24** Beispiel eines hängenden Pedals. Das Pedal wird mit einer Konsole an die Schottwand geschraubt. Der maximale Hub ergibt sich bei diesem Pedal zu 28 mm



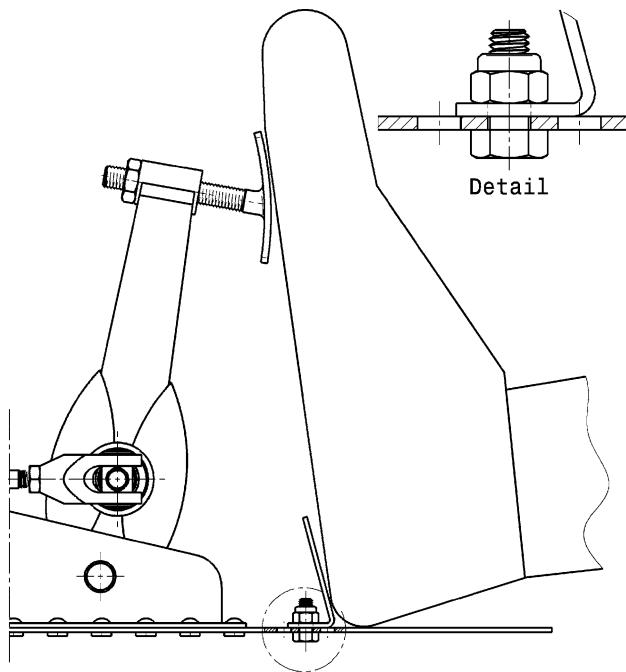
nen in Kastenbauweise oder aus zwei seitlichen Lagerwänden mit abgekanteten Rändern aufgebaut sein.

Die Pedale müssen an den Fahrer anzupassen sein. Dies ermöglichen z. B. unterschiedliche Lagerstellen oder verstellbare Fußplatten, Abb. D.23.

Fußhebelwerke, die in einer Einheit montiert sind, ermöglichen eine einfache Anpassung an unterschiedliche Fahrergrößen, indem nur das Hebelwerk nach vor oder zurück geschoben wird, Abb. D.33.

Bei stehenden Pedalen empfiehlt sich ein Anschlag für die Fersen. Auch dieser muss in der Längsposition verstellbar sein. Abbildung D.25 zeigt eine einfache und leichte Lösung.

**Abb. D.25** Fersenanschlag. Ein abgekantetes Blech wird an den Boden geschraubt. Mehrere Bohrungen (siehe Detail) ermöglichen ein Verstellen der Fersenposition



Die eigentliche Fußauflagefläche der Pedale soll rau ausgeführt sein, damit ein Abrutschen verhindert wird. An festen Seiten können Pedale auch eine Stützplatte aufweisen, die den Fuß seitlich stützen. Dies ist in jedem Fall beim Fahrpedal auf der rechten Seite möglich. Sind nur zwei Pedale vorhanden (Brems- und Fahrpedal), so können beide Pedale links und rechts Stützplatten haben.

**Platzbedarf.** Vor allem bei der Gestaltung des Bugs eines Einsitzers, aber auch bei Sportprototypen mit Frontdiffusor, steht am Beginn die Frage, wie schmal der Fußraum ausgeführt werden kann. Je weniger Platz das Hebelwerk und die Fahrerfüße beanspruchen, desto mehr Freiheit bleibt für das Monocoque bzw. Einbauten in der Fahrzeugfront. Abbildung D.26 zeigt deshalb die Hauptabmessungen eines Fußhebelwerks.

Eine Abstüzmöglichkeit für den linken Fuß im Fußraum ist vorteilhaft.

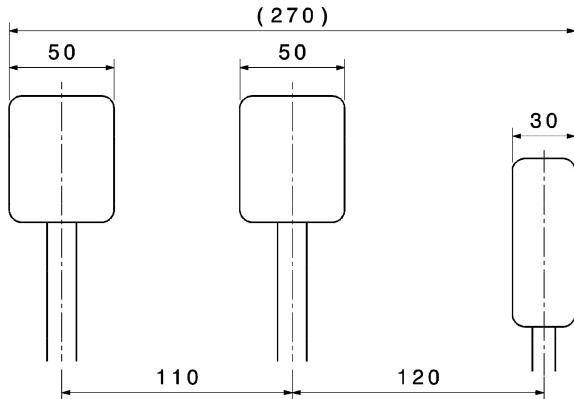
**Relative Stellung der Pedale.** Die Stellung des betätigten Kupplungspedals (*clutch pedal*) diktiert die Position der übrigen Pedale, weil dieses Pedal den größten Weg aufweist. Das betätigtes Bremspedal (beim Druckpunkt) soll etwa gleichauf mit dem unbetätigten Fahrpedal liegen. Das ermöglicht das Zwischengasgeben mit dem Außenrast oder der Ferse (Hacke-Spitze-Technik) während des Bremsens mit den Fußballen.

Der seitliche Abstand zwischen Pedalen hängt davon ab, ob der Fahrer mit dem linken oder rechten Fuß bremst. Die Wege des wechselnden Fußes sollen jedenfalls klein sein.

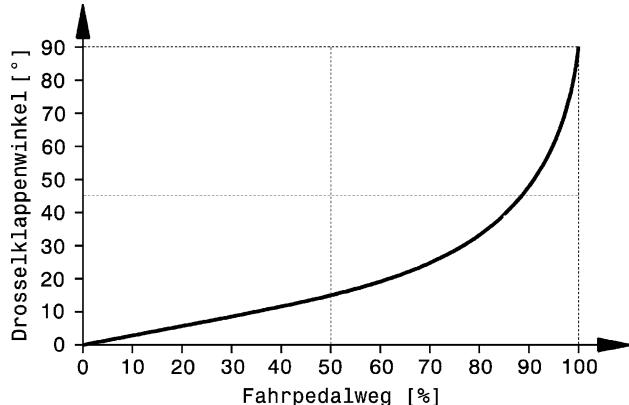
Wird die Kupplung mit der Hand oder automatisch betätigt, sind bloß zwei Pedale erforderlich.

**Fahrpedal Accelerator Pedal.** Die Drosselklappe muss reglementbedingt bei Versagen des Seilzuges oder Gestänges selbsttätig schließen (Fail-Safe-System), z. B. durch eine externe Feder. Darüber hinaus soll die Betätigungsseinrichtung die Drosselklappe auch nicht am Schließen hindern. Dop-

**Abb. D.26** Beispiel von Abmessungen eines Fußhebelwerks eines Pkw-Kleinwagens. Dieses Beispiel kann als erste Abschätzung herangezogen werden, wenn es um die Auslegung des Fußraumes geht



**Abb. D.27** Verlauf der Drosselklappenstellung über dem Fahrpedalweg. Ein progressiver Verlauf der Kennung ist vor allem bei starker Motorisierung für ein gefühlvolles Betätigen der Drosselklappe hilfreich

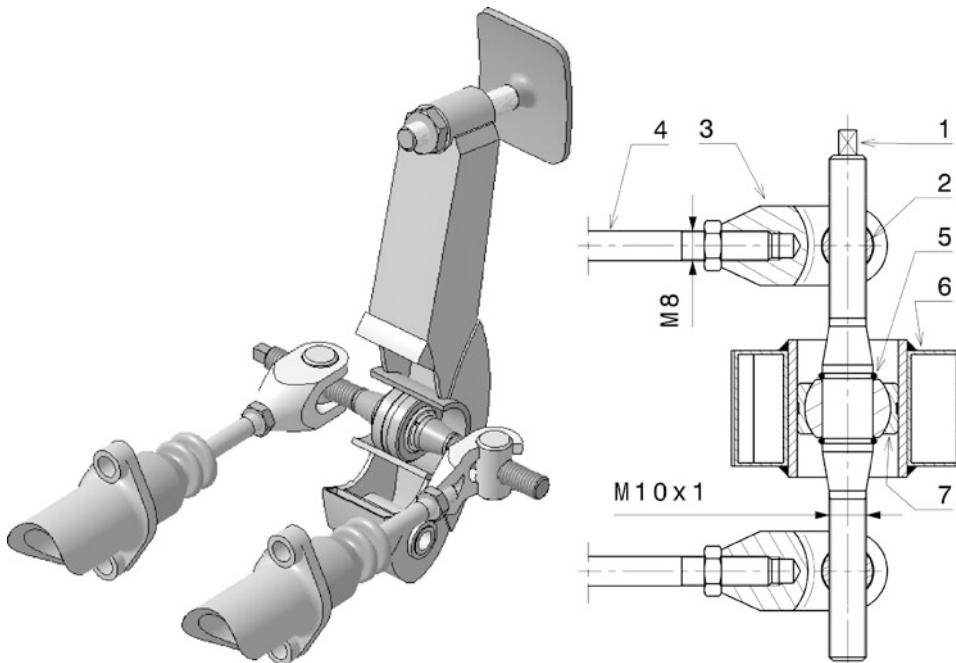


peiltwirkende Betätigungsstysteme erlauben dem Fahrer aktives Schließen der Drosselklappe, was die Sicherheit steigert.

Das betätigte Bremspedal soll gleichauf mit dem Fahrpedal liegen, dass erleichtert das Herunterschalten mit „Fersen-Zwischengas“ (Hacke-Spitze-Technik). Die Höhe der Rückstellkraft von Federn hängt von persönlichen Vorlieben der Fahrer ab. Der prinzipielle Verlauf der Drosselklappenstellung über dem Pedalweg ist dagegen am besten, wie in Abb. D.27. Bei 50 % Fahrpedalweg soll erst eine Drosselklappenöffnung von etwa 15° erreicht werden. Je kräftiger der Motor, desto hilfreicher ist so eine progressive Übersetzung für den Fahrer. Zur Konstruktion des dafür erforderlichen Hebelmechanismus bzw. der Kontur der Seilscheibe muss der Zusammenhang zwischen Motor-Vollastmoment und Drosselklappenwinkel (bzw. Schieberstellung) bekannt sein. Entscheidend ist letztlich das Ziel: Das effektive Motormoment soll linear vom Fahrpedalweg abhängig sein. Somit entspricht die Antwort des Motors auf die Wunschkennung des Fahrers seinen Erwartungen.

Das Fahrpedal soll einen End-Anschlag aufweisen, der nicht von der Übertragungseinrichtung zur Drosselklappe übernommen wird. Ein Druckanschlag auf Höhe des Fußballens vermeidet ein Biegemoment im Pedal.

**Bremspedal Brake Pedal.** Das Bremspedal hat nicht nur die größten Kräfte zu ertragen, meist übernimmt es auch noch die Aufteilung der Bremskraft zwischen Vorder- und Hinterachse. Dies geschieht



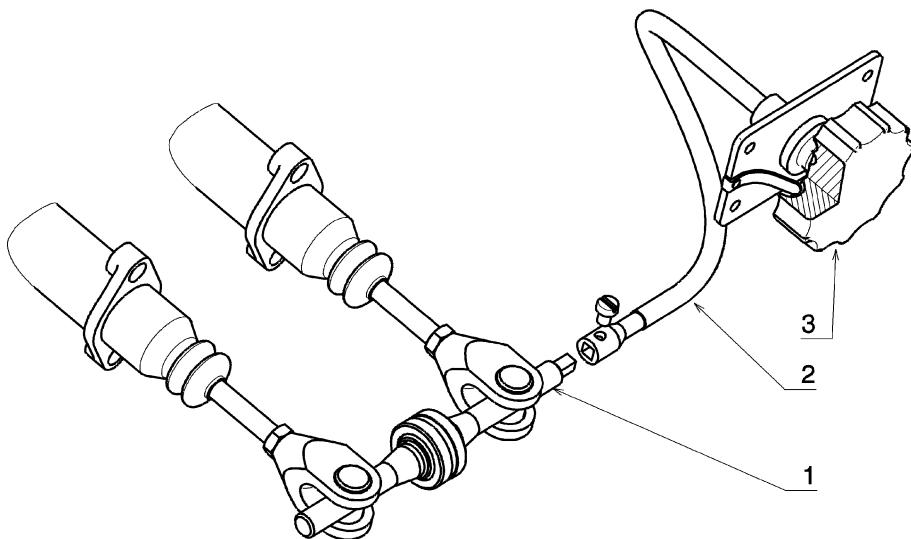
**Abb. D.28** Bremspedal mit Waagebalken. Das Pedal ist im linken Bildteil teilweise aufgeschnitten dargestellt.  
 1 Spindel als Waagebalken mit Vierkant als Antrieb für Cockpitverstellung *threaded bar with square for adjustment*,  
 2 Rundmutter *threaded pivot*, 3 Gabel clevis, 4 Kolbenstange *push rod*, 5 Rundsprengring *circlips*, 6 Bremspedal  
*brake pedal*, 7 Gelenklager *spherical bearing*

üblicherweise über einen Waagebalken (*brake bias bar*), Abb. D.28. Im Bremspedal (6) gleitet ein Gelenklager (7) in einem Rohrstück. Das Gelenklager ist mit zwei Rundsprengringen auf einer Spindel (1) axial gesichert. Die Spindel trägt beidseits Gabeln (3), die mit Rundmuttern (2) gelenkig verbunden sind. Die Gabeln wirken direkt auf die beiden Kolbenstangen (4) der Hauptbremszylinder. Wird die Spindel gedreht, wandern beide Rundmuttern entlang des Spindelgewindes in dieselbe Richtung. Dadurch ändern sich die Hebelverhältnisse zwischen den beiden Kolbenstangen und dem Bremspedal und somit die einzelnen Bremsdrücke bei gleicher Fußkraft.

Abbildung D.29 zeigt eine einfache Ausführung, wie der Waagebalken während der Fahrt vom Fahrerplatz aus verstellt werden kann.

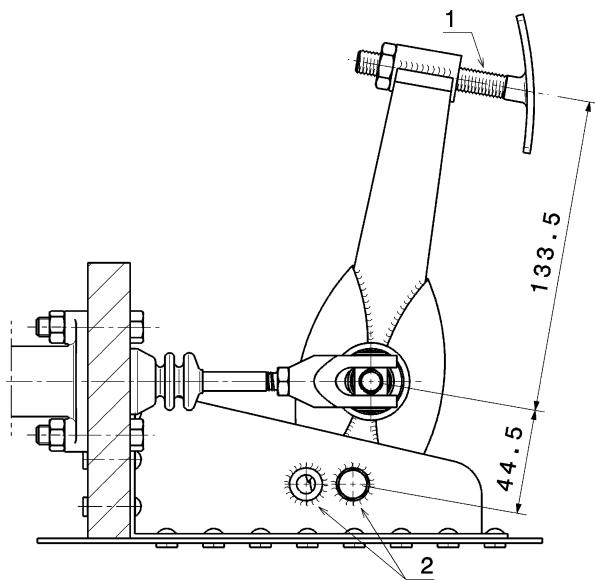
Die Kolbenstangen zu den Bremszylindern werden auf Knickung beansprucht und müssen entsprechend dimensioniert sein. Lange, schlanke Kolbenstangen müssen unbedingt vermieden werden. Bei den üblichen Abmessungen (ca. Ø 8 mm) führen Längen über 150 mm zwangsläufig zu Problemen.

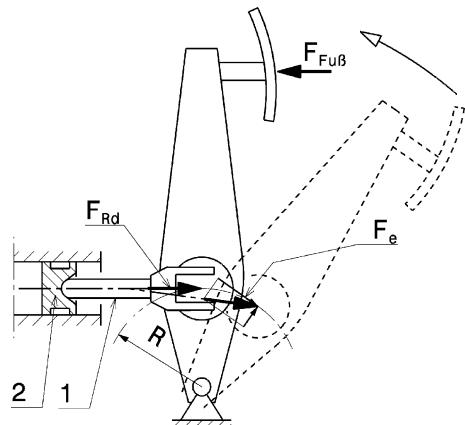
**Pedalübersetzung Leverage Ratio.** Die Pedalübersetzungen liegen bei Kupplungs- und Bremspedal etwa bei 5,0 bis 6,25 : 1 (Wertebereich etwa 3 : 1 bis 6,5 : 1). Der Pedalweg (gemessen Mitte Fußauflage) beim Betätigen eines Bremspedals beträgt bei üblichen Übersetzungen ca. 20 bis 100 mm. Zur Begrenzung des maximalen Pedalweges werden bei Kupplungs- und Fahrpedal einstellbare Anschlüsse vorgesehen, die die größte Fußkraft des Fahrers (siehe Abschn. I.5 Kräfte) aufnehmen können. Dies



**Abb. D.29** Manuelles Verstellsystem eines Waagebalkens. 1 Waagebalken mit Anschluss *bias bar with coupling*, 2 flexible Welle *flexible cable*, 3 Verstellrad am Armaturenbrett im Cockpit *adjusting knurl at the cockpit end*. Durch Drehen des Verstellrads (3) wird der Waagebalken (1) über die flexible Welle (2) verdreht. Durch die Drehung ändern die beiden Rundmuttern, die über den Waagebalken die Bremszylinder betätigen, ihre Stellung zum Bremspedal und damit die Kraftaufteilung des Waagebalkens. Das Verstellrad weist eine gestufte Arretierung auf, damit die Einstellung erhalten bleibt

**Abb. D.30** Stehendes Bremspedal, nach [2]. Das Pedal weist ein Hebelverhältnis von 1 : 3 auf. Die Fußplatte (1) ist über ein Gewinde auf den Fahrerfuß einstellbar. Ebenso kann das Pedal in unterschiedlichen Lagerstellen (2) in der Konsole eingebaut werden. Dazu müssen natürlich die Kolbenstangen für die Bremszylinder in der Länge ebenso angepasst werden



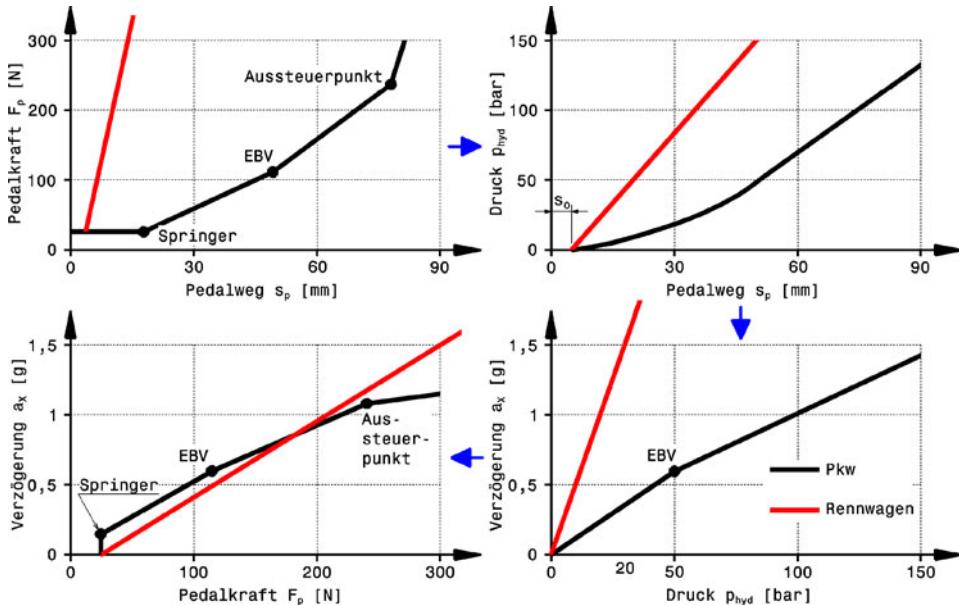


**Abb. D.31** Pedalübersetzung. Das Pedal betätigt über eine Kolbenstange (1) einen Hydraulikkolben (2), der im Zylinder geradlinig geführt ist. Der Anlenkpunkt der Kolbenstange am Pedal dreht sich um das Pedallager mit dem Radius  $R$ . Bei gleich bleibender Stangenkraft  $F_{Rd}$  ist die wirksame Pedalkraft  $F_e$  zunächst in der Ausgangslage (gestrichelt) kleiner als  $F_{Rd}$  und nimmt bis zur Maximalstellung zu. In der Maximalstellung steht die Kolbenstange normal auf dem Pedal und beide Kräfte sind gleich groß. Wird das Pedal weitergedreht, nimmt die wirksame Pedalkraft wieder ab. Dieser Fall muss durch entsprechendes Einstellen des Pedals vermieden werden, weil es für den Fahrer ein irritierendes Gefühl bewirkt

sind z. B. Schrauben, die bei stehenden Pedalen am oberen Ende des Hebels die Fußkraft des Fahrers abstützen.

Die Pedalübersetzung ist nicht konstant, wenn das Pedal sich um sein Lager dreht und dabei das Betätigungsselement (Hydraulikkolben, Gestänge) geradlinig bewegt. Wichtig für das menschliche Empfinden ist, dass sich die Verhältnisse beim Betätigen nicht umkehren. Abbildung D.31 zeigt ein Pedal in der Stellung der maximalen Betätigungsleistung. Über diese Stellung darf das Pedal im Betrieb nicht getreten werden, sonst ergibt sich ein störendes degressives Verhalten. Je mehr der Fahrer auf das Pedal tritt, desto weicher fühlt sich der Widerstand an.

Die Pedalkennung (auch „Pedalgefühl“) ist beim Pkw eine wichtige Eigenschaft, die markenspezifische Ausprägungen unterstützt. Sie wird bei Einsatz eines Bremskraftverstärkers unter anderem charakterisiert durch Ansprechkraft, Leerweg, Springer, Verstärkung sowie Pedalweg und Pedalkraft im Aussteuerpunkt. Abbildung D.32 zeigt schematisch die grundsätzlichen Verhältnisse für einen Pkw mit Unterdruckbremskraftverstärker und für ein Rennfahrzeug. Die vom Fahrer wahrgenommene Pedalcharakteristik wird durch die Kraft-Weg-Kennlinie beschrieben (links oben). Zunächst müssen Leerwege im System – hervorgerufen durch Lüftspiele und Schließwege im Hauptbremszylinder – überfahren werden. Die Fußkraft ändert sich nicht, aber der Pedalweg nimmt zu. Beim Pkw wird dabei der Druck vom Bremskraftverstärker überproportional erhöht und es kommt bereits zu einer spürbaren Verzögerung. Dieses Einspringen lässt den Fahrer das Ansprechverhalten subjektiv besser wahrnehmen. Bei weiterem Treten des Pedals baut sich die Pedalkraft über dem Weg auf. Ab dem Eingriff der elektronischen Bremskraftverteilung (EBV) nimmt die Steigung der Kurve zu. Bei Erreichen des Aussteuerpunkts ist die maximale Unterstützung des Bremskraftverstärkers erreicht: Ab da liefert er keine Hilfskraft mehr und der Fahrer empfindet dies wie einen mechanischen Anschlag. Der Aussteuerpunkt wird allgemein so gewählt, dass er auch bei einer Vollverzögerung nicht übertreten werden muss. Durch die Kombination Bremspedalhebel und Bremszylinderdurchmes-



**Abb. D.32** Pedalkennungen für Pkw und Rennfahrzeug, tw. nach [16]. Aus der Kennung Pedalkraft über -weg folgt der Druck über Pedalweg. Weiter die Verzögerung über Druck und letztlich die Verzögerung über Pedalkraft.  $s_0$  Leerweg, Springer Druckerhöhung bei Betätigungsbeginn, EBV elektronische Bremskraftverteilung, Aussteuerpunkt Ende der Bremskraftunterstützung

ser ergibt sich durch die Fußkraft ein hydraulischer Leistungsdruck (rechts oben). Je nach Masse des Fahrzeugs und Dimensionierung der Bremsanlage folgt für einen Bremsdruck eine bestimmte Verzögerung (rechts unten). Der Fahrer nimmt schließlich die eigentliche Kennung als Verzögerung über Pedalkraft wahr (links unten). Die Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse wird über die ABS-Ventile durch Druckabbau an den hinteren Bremsen so verändert, dass sie nahe der idealen bleibt (Funktion der EBV).

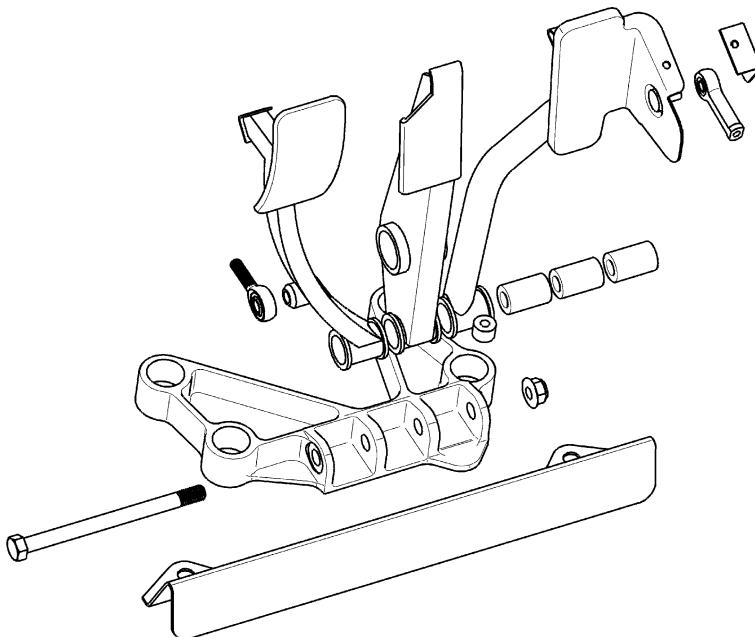
Beim Rennfahrzeug kommt kein Bremskraftverstärker zum Einsatz. Nach einem kurzen systembedingten Leerweg steigt die Fußkraft linear steil an und führt zu einem ebensolchen Druckanstieg. Der Fahrer empfindet diese Kennung als subjektiv vertrauenserweckend: Das Pedal bewegt sich kaum und es wird eine annähernd linear abhängige Verzögerung aufgebaut, was die Modulation der Bremskraft erleichtert. Im Gegensatz dazu wirkt sich ein schwammiges, nachgiebiges Pedal störend auf ein Bremsmanöver am Limit der Reifenumfangskraft aus.

Sämtliche Pedale können auch in einer Einheit vormontiert an den Boden angeschraubt werden. Abbildung D.33 zeigt ein Hebelwerk, das in einer gemeinsamen Konsole gelagert ist. Die betätigten Hydraulikzylinder und Seilzüge sind am Chassis befestigt. Die Hebeleinheit in Abb. D.34 nimmt zusätzlich zu den Pedalen auch sämtliche Hydraulikzylinder auf. Die Abb. D.35 bis D.37 zeigen Beispiele von ausgeführten Pedalen samt Fußraum.

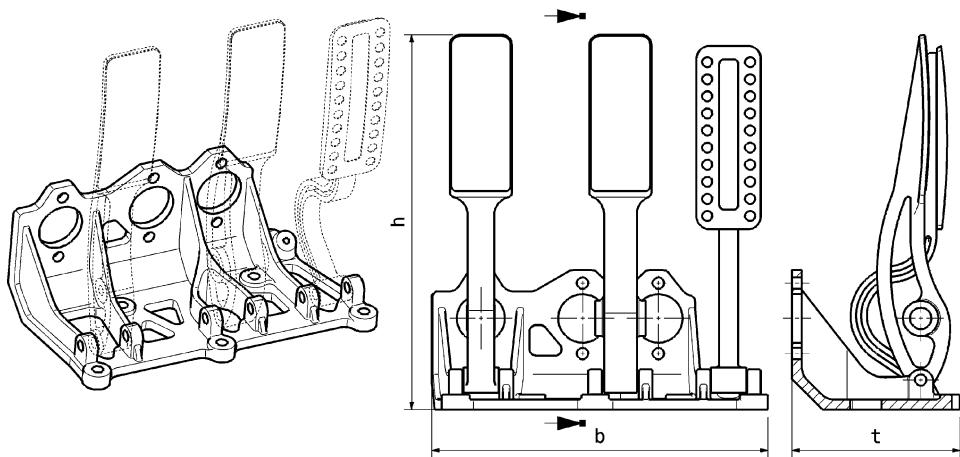
**Werkstoffe.** Pedale bestehen aus Stahl und Aluminium- sowie Magnesiumlegierungen. Es existieren auch Pedale aus CFK.

Metall-Pedale werden als Blechbiege- oder Stanzteile gebaut oder aus dem Vollen gefräst.

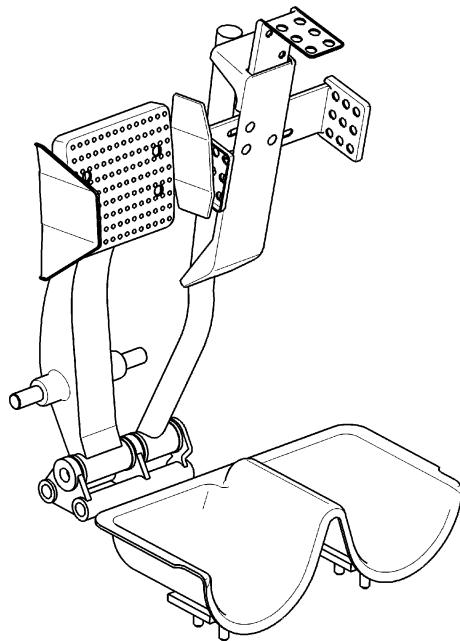
Werkstoffe für Konsolen: Stahl, Titanlegierungen, Aluminium- und Magnesiumgusslegierungen.



**Abb. D.33** Vollständiges Fußhebelwerk eines Monoposto in Explosionsdarstellung (Dallara F306). Die Pedale werden in einer gemeinsamen Konsole aufgenommen und laufen auf Büchsen, die mit einer M8-Schraube verschraubt werden. Das Fahrpedal und das Kupplungspedal werden mit Gelenkköpfen an die Betätigungsselemente angeschlossen. Das Bremspedal nimmt einen Waagebalken auf. Das Fahrpedal weist eine seitliche Stützplatte auf, damit der Fahrer nicht vom Pedal abgleiten kann. Vor die Pedalkonsole wird eine Fersenstütze geschraubt



**Abb. D.34** Beispiel eines stehenden Hebelwerks als vormontierte Einheit. Das Fahrpedal ist geschwungen gestaltet, damit die flexible Verstellwelle vom Waagebalken des Bremspedals vorbeigeführt werden kann. Maße:  $h = 294 \text{ mm}$ ,  $b = 278,5$  ( $214,5$  bei 2 Pedalen),  $t = 133 \text{ mm}$ . Pedalübersetzung:  $4,85 : 1$ . Das Bremspedal ist in Bremsstellung, das Kupplungspedal in Mittelstellung dargestellt. Die Fahrpedalstellung wird individuell angepasst



**Abb. D.35** Pedale eines Formel-1-Cockpits (Ferrari F1-2002). Das Kupplungspedal ist nicht erforderlich, weil über einen Schalter am Lenkrad gekuppelt wird. Die beiden Pedale sind also Brems- und Fahrpedal. Die Pedale sind individuell auf die Wünsche des Fahrers eingestellt. Die seitlichen Platten verhindern, dass die Füße vom Pedal abgleiten. Die Fersen des Fahrers sind zusätzlich in wattenartigen Vertiefungen geführt. Es gibt auch Fahrer, die beide Pedale wahlweise mit einem Fuß betätigen möchten. Für diese werden die beiden innen liegenden seitlichen Platten zwischen den Pedalen entfernt. Die Aufteilung der Bremskraft erfolgt bei diesem Fahrzeug über einen Waagebalken, der sich an der feststehenden Seite der Bremszylinder befindet und über einen Hydraulikzylinder bewegt wird. Auf der Pedalseite genügen deshalb starre Aufnahmen der beiden Gelenkköpfe

**Abb. D.36** Beinraum eines Formel-BMW-Fahrzeuges. Gut zu erkennen ist der Waagebalken zur Bremskraftaufteilung vorne/hinten am Bremspedal (die flexible Welle zur Verstellung ist links daran angebracht) sowie der Abstützpunkt für die Fersen des Fahrers. Durch die Öffnung in der vorderen Schottwand sind die Vorratsbehälter der Hauptbremszylinder zu sehen. Oben in der Mitte verläuft die Lenkwelle. Ein Querrohr verbindet die Anlenkpunkte der oberen Querlenker und trägt so zur direkten Kraftübertragung bei



**Abb. D.37** Beinraum eines Formel-1-Fahrzeugs (Toyota 2007). Die beiden Pedale sind Bremse und Fahrpedal. Das Lenkgetriebe sitzt relativ tief. Die Lenkwelle läuft zwischen den Pedalen hindurch, was aber kein Problem darstellt, weil die Füße die Pedale nicht wechseln



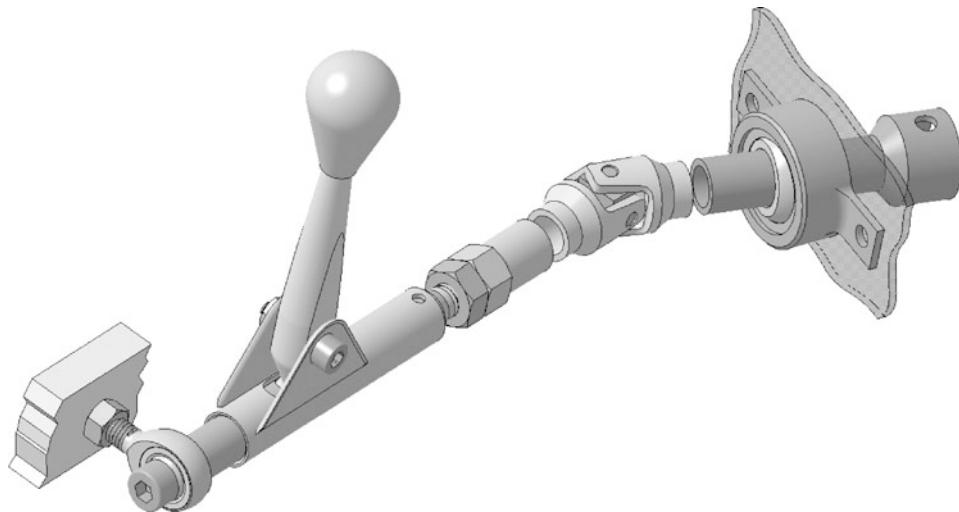
## 6 Schaltung Gear Linkage

Eine exakte Übertragung der Fahrereingaben bei allen Fahrzuständen ist wichtig. Schlecht oder falsche eingelegte Gänge und zu lange Schaltwege kosten Zeit. Die Bauelemente der äußeren Schaltung, also das Gestänge bzw. die Seilzüge, müssen mit genügend Bewegungsfreiheit verlegt werden, damit sie nur die gewollten Bewegungen und diese auch unter Einwirkung großer Beschleunigungs Kräfte und Verformungen des Fahrzeugs übertragen [14]. Dass Gestänge auch Relativbewegungen zwischen Getriebe und Rahmen/Chassis ausgleichen müssen, wie das bei Serien-Pkw der Fall ist, kommt bei Rennfahrzeugen selten vor. Der Motor-Getriebe-Verband ist ja meist mittragendes Glied in der Strukturkette des Wagens und dadurch sind solche Bewegungen ausgeschlossen.

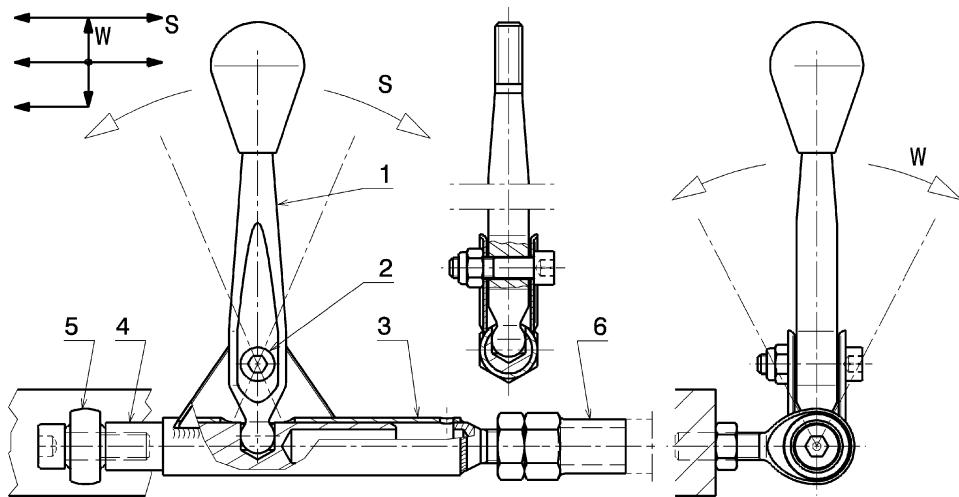
Gestänge für reine Zug/Druckbewegungen werden mit spielfreien Kugelgelenken verbunden. Müssen auch Drehbewegungen übertragen werden, treten an ihre Stelle Kreuzgelenke, z. B. Abb. D.38 oder Abb. J.20. Abbildung D.38 zeigt die vollständige äußere Schaltung eines Rennfahrzeugs mit H-Schaltung. Das Gestänge ist aus mehreren Einzelementen aufgebaut, die miteinander verschweißt oder verschraubt sind. Das Gestänge wird in geeigneten Gelenkköpfen (vorne) bzw. Gelenklagern (hinten) beim Durchtritt durch eine (Schott-)Wand geführt. Die Verbindung zur Schaltwelle des Getriebes erfolgt über das letzte Rohrstück mit einer Querschraube.

Die Funktion der Schaltung wird aus der Darstellung der Hebellagerung in Abb. D.39 ersichtlich. Der Fahrerwunsch wird über den Knauf des Schaltthebels (1) eingeleitet. Dabei muss zwischen einer Wählbewegung W (Wahl der Schaltgasse) und der eigentlichen Schaltbewegung S (Verbinden eines bestimmten Zahnrads mit der Getriebewelle) unterschieden werden. Bei der Schaltbewegung dreht sich der Hebel (1) um die Schraube (2). Die Schraube selbst steckt in Laschen der Schaltwelle (3). Dadurch dass die Hebelverlängerung mit einem Kugelzapfen in einer Bohrung der Führungssachse (4) aufgenommen wird, wird beim Schalten die Schaltwelle nach vor oder zurück bewegt. Die Führungssachse selbst ist über einen Gelenkkopf (5) mit dem Rahmen verschraubt. Ein Einschweißstück mit Gewinde (6) ermöglicht eine Einstellung des Gestänges. Bei der Wählbewegung wird der Hebel mitamt der Schaltwelle (3) um die Führungssachse geschwenkt.

An Seilzügen werden vorteilhaft solche eingesetzt, die Zug- und Druckkräfte übertragen können. Abbildung D.40 stellt ein Beispiel für eine Anwendung dar.



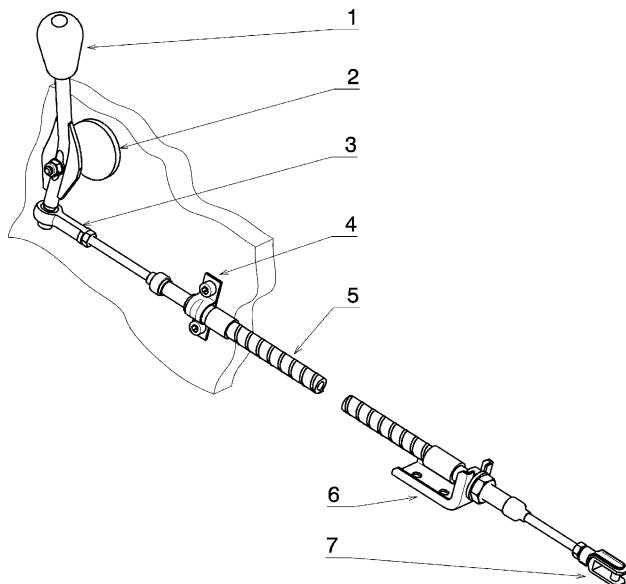
**Abb. D.38** Schaltgestänge für H-Schaltung. Der Schalthebel ist rechts neben dem Lenkrad eines Monoposto angeordnet



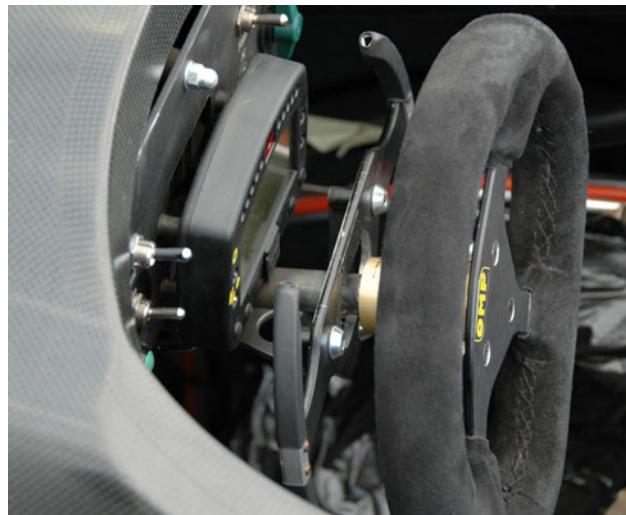
**Abb. D.39** Schalthebel für H-Schaltung. Diese Anordnung wird für die Schaltung in Abb. D.38 verwendet

Ein Hebel (1) ist auf einem Zapfen (2), der an die Cockpitwand geschraubt ist, gelagert. Das Hebelende ist mit einen Gelenkkopf (3) verbunden. Der Zug-Druck-Bowdenzug ist direkt in das Muttergewinde dieses Gelenkkopfs geschraubt. Hebelseitig bildet eine Schelle (4) und getriebeseitig ein Winkelstück (6) das Widerlager. Beide Systeme ermöglichen eine leichte Einstellbarkeit. Die Ausführung des Anschlusses an den Getriebehebel richtet sich nach dessen Gestalt. An das Ende des Bowdenzugs können Winkelköpfe, Gelenkköpfe, Gabelstücke und ähnliches aufgeschraubt und mittels Kontermutter gesichert werden.

**Abb. D.40** Schaltung mit Zug-Druck-Bowdenzug gear shift by push-pull cable. 1 Schaltknauf shift knob, 2 Hebellagerung, an den Rahmen/Chassis geschraubt lever pivot bearing bolted to frame, 3 Gelenkkopf mit Muttergewinde female rod end, 4 Schelle clamp, 5 Zug-Druck-Bowdenzug push-pull cable, 6 Winkelstück angle bracket, 7 Gabelaufnahme clevis



**Abb. D.41** Schaltwippe am Lenkrad. Der Gangwechsel erfolgt durch Ziehen an einer Seite der Wippe. Eine Seite dient dem Hinauf-, die gegenüberliegende Seite dem Herunterschalten



Der Schalthebel soll möglichst nah am Lenkrad angebracht sein. Damit ist der Weg für die Hand zum Schalten klein und die benötigte Zeit bleibt kurz. Das Lenken und Schalten muss natürlich uneingeschränkt möglich sein. Die erforderliche Handkraft zum Schalten soll bei Pkw 120 N nicht überschreiten und liegt allgemein in der Spanne 80 bis 120 N. Dabei ist der Übertragungswirkungsgrad der gesamten Schaltung zu berücksichtigen, der häufig kleiner als 70 % ist [11]. Die üblichen Übersetzungsverhältnisse zwischen Schalthebel und Schaltmuffe liegen im Bereich 7 : 1 bis 12 : 1.

Wenn die Schaltung sequentiell über einen Hebel erfolgt, ist es vorteilhaft, dass Hinaufschalten durch Ziehen und Herunterschalten durch Drücken erfolgt. Die auf den Fahrer einwirkenden Beschleunigungskräfte unterstützen so die Schaltbewegung [5].

Der Rückwärtsgang und der Leerlauf können bei aktuierten Getrieben durch einen separaten Knopf am Armaturenbrett aktiviert werden. Bei manuell geschalteten sequentiellen Getrieben werden der Retourgang und der Leerlauf über eine Vorrichtung im Getriebe gesperrt. Diese Blockierung muss über einen Hebel im Cockpit vom Fahrer bewusst aufgehoben werden und erst dann kann er über den Schalthebel den gewünschten Gang einlegen. So ist sichergestellt, dass er in der Hitze des Gefechts nicht den falschen Gang erwischte.

Die Betätigung sequentieller Schaltungen kann auch direkt am Lenkrad über Knöpfe, getrennt für Hoch- und Runterschalten, oder über Schaltwippen dargestellt werden, Abb. D.41.

## 7 Armaturenbrett Dashboard

Armaturenbrett enthält die wichtigsten Anzeigen und Schalter. Besonders bei Einsitzern lässt sich mit einer hufeisenförmigen Armaturentafel wie in einem Flugzeugcockpit eine saubere Anordnung der Instrumente erreichen. Eine elastische Lagerung der Armaturentafel oder einzelner Instrumente hat sich bewährt. Eine starre Befestigung am Rahmen kann durch Vibrationen die Lebensdauer von Instrumenten unakzeptabel verkürzen.

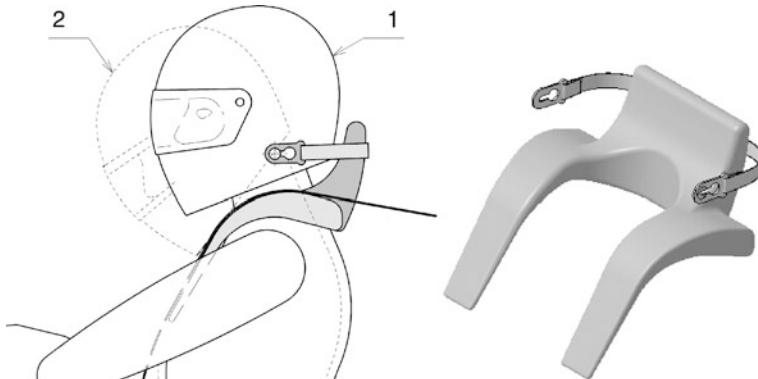
Folgende Anzeigen finden sich unter anderem an ausgeführten Fahrzeugen: Drehzahlmesser, Schaltzeitpunkt, Öldruck, Temperatur der Kühlflüssigkeit, Öltemperatur, Kraftstoffdruck, Kontrollleuchte für Zündung-Ein, Öldruckwarnleuchte.

Ergänzt werden die Anzeigen durch diese Schalter: Hauptschalter, Kraftstoffpumpe, Starterbetätigung, Rücklicht, Drehzahlbegrenzer Motor, Feuerlöscherbetätigung.

## 8 Rückhaltesysteme Restraint Systems



Rückhaltesysteme haben die Aufgabe den Fahrer fest mit dem Sitz zu verbinden. Das ist bei extremen Fahrmanövern nötig, damit der Pilot die Steuerelemente bedienen kann und sich nicht daran festhält. Die Haltefunktion wird aber auch bei einem Unfall bedeutungsvoll, weil ohne Rückhaltesystem die Kombination nachgiebiges Crashelement und steife Sicherheitszelle für den darin befindlichen Menschen wirkungslos wird. Als anerkannte Rückhaltesysteme gelten Sicherheitsgurt und Airbag. Während der Airbag beim Pkw Standard ist, ist sein Einsatz im Motorsport äußerst selten. Das hat mehrere Gründe. Erstens wirkt er nur einmal. Beispielsweise ist er bei Mehrfach-Überschlägen somit unbrauchbar. Zum Zweiten tragen Motorsportler Helme. Das kann bei ungünstigem Zusammentreffen mit dem Airbag zu Kieferbrüchen führen. Es wurden für Rennsportanwendungen auch Zusatzsysteme entwickelt, z. B. das HANS-System. HANS steht für Head and Neck Support (Kopf-und-Hals-Stützsystem). HANS verhindert, dass der Kopf (zusätzlich mit der Helmmasse „be-



**Abb. D.42** HANS System. Es sind zwei Stellungen des Kopfs beim Aufprall dargestellt: 1 mit HANS, 2 ohne HANS. Das HANS-System stabilisiert den Kopf/Helmverband, so dass bei einem Aufprall der Nacken entlastet wird. Das System besteht aus einem Joch, das der Fahrer über die Schultern stülpt. Zwischen Schultern und Joch passt sich ein Luftpolster dem Fahrer an. Die Schultergurte werden über das Joch gelegt. Im Halsbereich befindet sich eine Erhöhung über die ein Halteriemen läuft. Dieser Riemen wird beidseits des Helms mit einem Schnellverschluss verankert

schwert“) bei einem Aufprall zu stark nach vorne gezogen wird. Der restliche Körper wird ja durch die Gurte zurückgehalten. HANS entlastet dadurch den Nacken bei einem Aufprall. Für den Einsatz von HANS ist beim Helm eine eigene Aufnahme erforderlich. Die beiden Haltebänder werden an beiden Seiten des Helms eingeklipst, Abb. D.42.

Tabelle D.2 zeigt sichere Kombinationen von Rückhaltesystemen für den Motorsport.

Sicherheitsgurte bilden zusammen mit einer steifen Überrollstruktur in Rennfahrzeugen die Überlebenszelle für den Fahrer. Gurte werden am Rahmen, den Überrollbügeln und der Karosserie verankert. Im Grunde sind alle verfügbaren Gurtssysteme gleich, sie unterscheiden sich nur in der Anzahl der Befestigungen. Die Anzahl der Befestigungs-Punkte ist für die Bezeichnung ausschlaggebend. Den größten Schutz bieten Sechs-Punkt-Gurte, die vor allem bei Monoposto verwendet werden, Abb. D.43. In anderen Rennklassen werden auch Drei- und Vier-Punkt-Gurte eingesetzt.

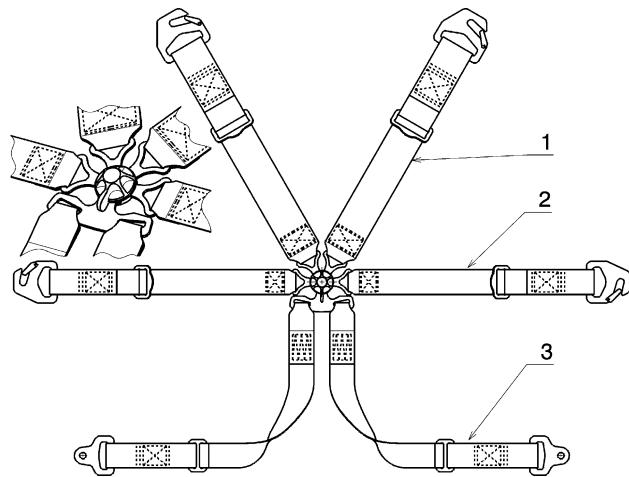
Wichtig bei der Anordnung der Gurtteile im Fahrzeug ist ihre Einstellbarkeit auf unterschiedliche Fahrerabmessungen. Dabei muss nicht nur der Schultergurt, sondern auch der Beckengurt leicht verstellbar sein. Die Gurtkräfte nimmt der Beckenknochen auf und der Zentralverschluss liegt somit am Unterbauch an. Bei Tourenwagen reicht für Beckengurte dasselbe Spannsystem wie beim Schultergurt. In Formelwagen, bei denen die Helfer ja nur von oben die Gurtteile spannen können, sind Systeme, die auf Zug gespannt werden, besser handhabbar.

Für offene Fahrzeuge werden auch eigene Armschlaufen (*arm restraints*) verwendet, die verhindern, dass die Arme des Fahrers bei einem Überschlag über den Cockpitrand schlagen. Diese Schlaufen werden am Beckengurt eingefädelt, so dass der Fahrer keine zusätzliche Verriegelung öffnen muss um das Fahrzeug zu verlassen (5 Sekunden Regel!).

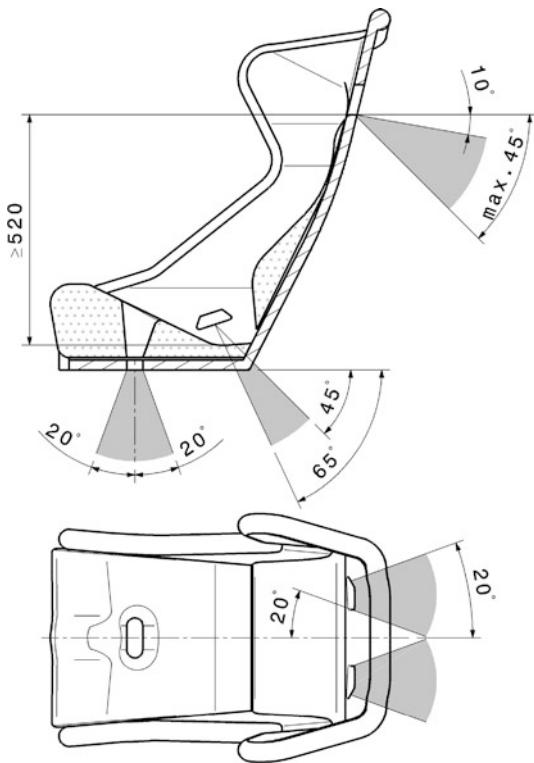
**Tab. D.2** Sichere Kombinationen von Rückhaltesystemen, nach [6]

Gurt	Airbag	HANS	Helm
3-Punkt	ja	nein	nein
6-Punkt	nein	ja	Vollvisier

**Abb. D.43** 6-Punkt-Gurt six-point harness. 1 Schultergurt shoulder strap, 2 Beckengurt lap strap, 3 Bein- oder Schrittgurt crotch strap. Der Schultergurt (1) muss laut FIA 3 Inch (75 mm) breit sein und der Beckengurt (2) 2 Inch (50 mm). Der dritte Gurt ist der Beingurt. Der Verschluss ist ein zentraler Drehverschluss

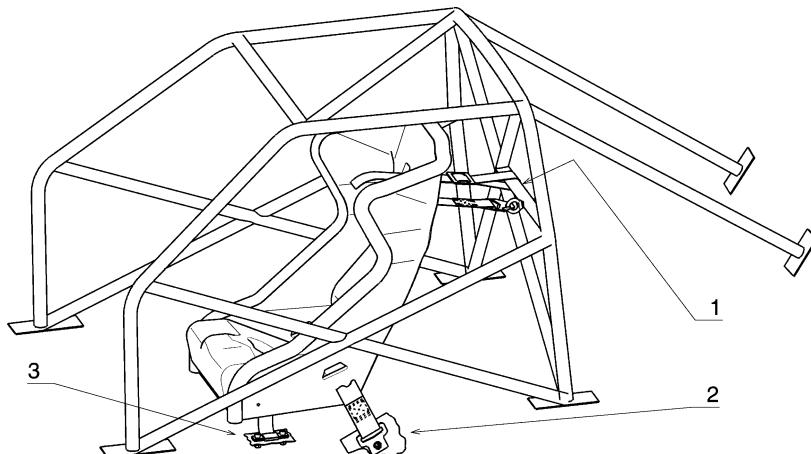


**Abb. D.44** Bereiche für Befestigungsstellen von Sicherheitsgurten nach FIA. Die auf den Sitz bezogenen empfohlenen Bereiche (grau schattiert) für die einzelnen Gurtteile geben die Stellen vor, an denen die Gurtenden im Fahrzeug befestigt werden müssen



Für Rennfahrzeuge schreibt die FIA im Anhang J, Artikel 253, Mindestangaben für Sicherheitsgurte vor.

Gurte dürfen nicht direkt am Sitz befestigt werden, sondern müssen die Kräfte direkt am Rahmen bzw. an der Karosserie abstützen. Die Bereiche, in denen Befestigungssstellen empfohlen werden, erge-



**Abb. D.45** Befestigungsstellen am Fahrzeug. 1 Schultergurte. Es sind zwei verschiedene Arten gezeigt. 2 Beckengurt, 3 Schrittgurt

ben sich durch die empfohlenen, auf den Sitz bezogenen Lagen einzelner Gurtteile, Abb. D.44. Beim Schultergurt ist zu erwähnen, dass die auf den ersten Blick ideal erscheinende waagrechte Position nur für einen Frontalaufprall ideal ist. Bei einem Überschlag hält der nach unten verlaufende Gurt den Fahrer wesentlich effizienter im Sitz. Der empfohlene Bereich stellt also einen Kompromiss aus beiden Fällen dar.

Jede Befestigungsstelle muss eine Kraft von 1470 daN bzw. 720 daN für Schrittgurte ertragen können. Es können auch zwei Gurttenden an einer Befestigungsstelle angebracht sein (z. B. Schrittgurte). Diese muss dann der Summe beider Kräfte widerstehen können. Werden Gegenplatten bei Karosserieblechen erforderlich, müssen diese eine Mindeststärke von 3 mm aufweisen und eine Kontaktfläche von mindestens 40 cm<sup>2</sup> sicherstellen.

Die Befestigungsstellen im Fahrzeug sind in Abb. D.45 zusammengefasst.

Für die Enden der beiden Schultergurte existieren eigene Vorschriften zur Befestigung, Abb. D.46 und D.47.

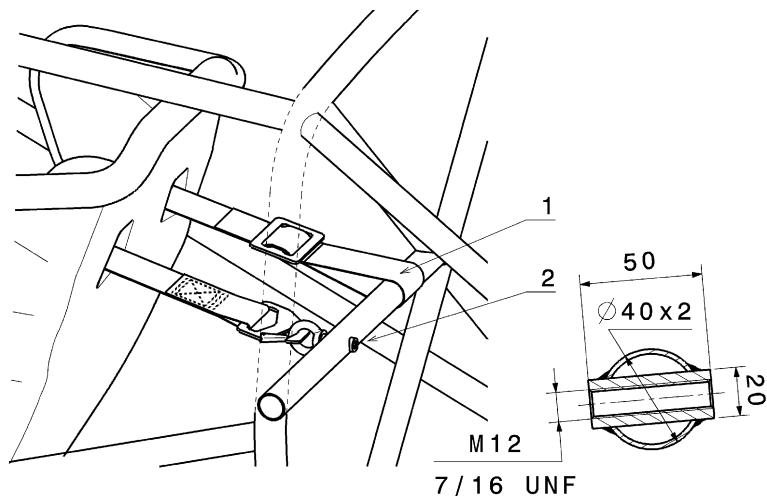
Sind keine Rahmenrohre vorhanden – wie etwa in einem Monocoque – bietet sich für Schultergurte eine Alternative an, Abb. D.47.

Bei allen Karosseriebefestigungsstellen können Ringschrauben oder Kopfschrauben eingesetzt werden, Abb. D.48 bzw. D.49. Die Schrauben können bei Produktionswagen in die originalen Gurtaufnahmen geschraubt werden. Wie bei jeglicher Schraubverbindung soll die Schraube über ihre Vorspannkraft eine quer zu ihrer Achse gerichtete Reibkraft hervorrufen. Diese Reibkraft ist die eigentliche Haltekraft der Gurtlasche. Die Schraube soll also nicht durch die Gurtkraft gezogen werden.

Für die Gurttenden bei Schrittgurten gibt es eine einfache Art der Verankerung mit der Karosserie ohne Blechlaschen, Abb. D.50.

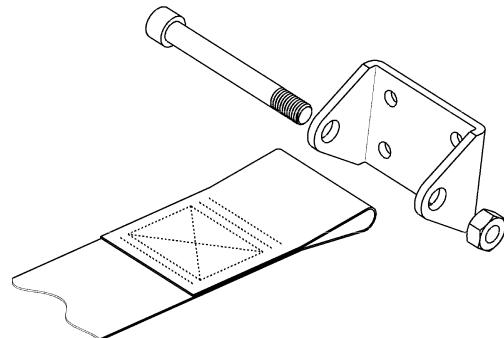
In der StVZO Regelung Nr. 14 „Verankerung der Sicherheitsgurte in Personenfahrzeugen“ wird u. a. vorgeschrieben [3]:

- die Mindestanzahl der vorzusehenden Verankerungen (für die äußeren Sitzplätze je zwei untere und eine obere, für alle anderen Sitzplätze zwei untere)
- die Lage der Gurtverankerungen

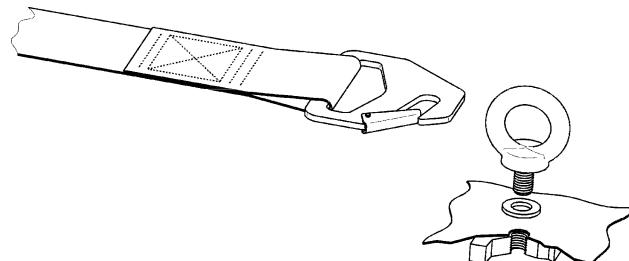


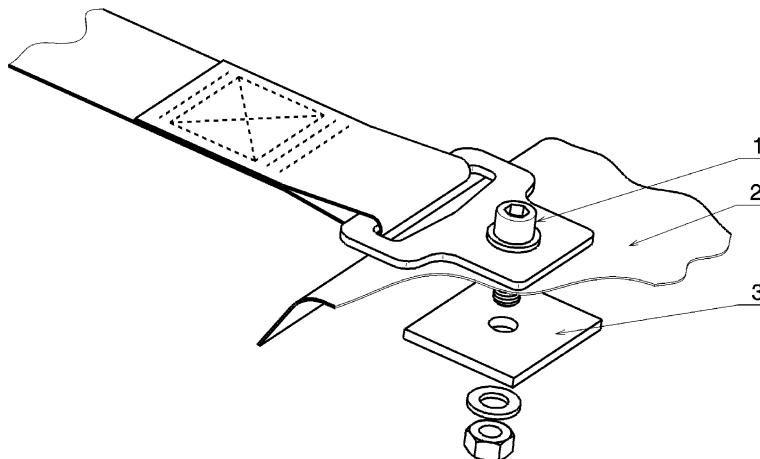
**Abb. D.46** Arten der Schultergurtbefestigung. Schultergurte können am Überrollkäfig oder einer entsprechend dimensionierten Verstärkungsstrebe montiert sein. 1 Schlaufenbefestigung *fixing by loop*, 2 Ringschraube *eyebolt*. Die Verstärkungsstrebe muss aus einem Rohr  $38 \times 2,5$  oder  $40 \times 2$  mm bestehen. Das nahtlos kaltgezogene Rohr muss aus Kohlenstoffstahl mit  $R_m \geq 350 \text{ N/mm}^2$  bestehen. Wird eine Schraube eingesetzt (Variante 2), muss diese in eine eingeschweißte Hülse mit den angegebenen Maßen eingeschraubt werden. Auch diese Schrauben müssen – wie bei anderen Befestigungsstellen – mindestens M12 – 8.8 sein. Eine alternative Befestigung ist in Abb. D.47 zu sehen

**Abb. D.47** Alternative Befestigung eines Schultergurts. Diese Befestigung wird erforderlich, wenn keine Rahmenrohre oder kein Überrollkäfig vorhanden ist. Die Aufnahmekonsole selbst muss mit einer Gegenplatte mit der Karosserie verschraubt werden



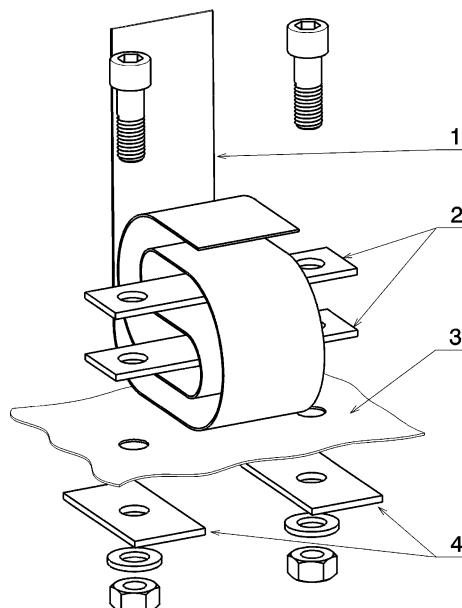
**Abb. D.48** Allgemeine Befestigungsstelle für ein Gurtende mit Ringschraube. Die Ringschraube kann auch in die Originalaufnahme des Gurts bei Produktionswagen geschraubt werden





**Abb. D.49** Allgemeine Ausführung einer Befestigungsstelle mit Kopfschraube. 1 Schraube min. M12 – 8.8 oder 7/16" UNF, 2 Karosserie bzw. Rahmen, 3 Gegenplatte. Die Gegenplatte muss mindestens 3 mm dick sein und eine Kontaktfläche von  $40 \text{ cm}^2$  aufweisen

**Abb. D.50** Befestigung eines Schrittgurts. 1 Schrittgurt *crotch strap*, 2 Halteplatte *fitting plate*, 3 Karosserie bzw. Chassis body or chassis, 4 Gegenplatte *counterplate*



- die Widerstandsfähigkeit der Verankerungen (sie wird über eine Zugvorrichtung geprüft. Es müssen die obere und die gegenüberliegende untere und gleichzeitig die beiden unteren Verankerungen einer Zugkraft von je 13.500 N und bei Verwendung von Beckengurten die beiden unteren Verankerungen einer Zugkraft von 22.250 N über 0,2 s standhalten).
- die Maße der Gewindelöcher der Verankerungen.

## 9 Beispiele Examples

Die Abb. D.51 bis D.55 geben einen Eindruck von ausgeführten Cockpits unterschiedlicher Fahrzeuge.

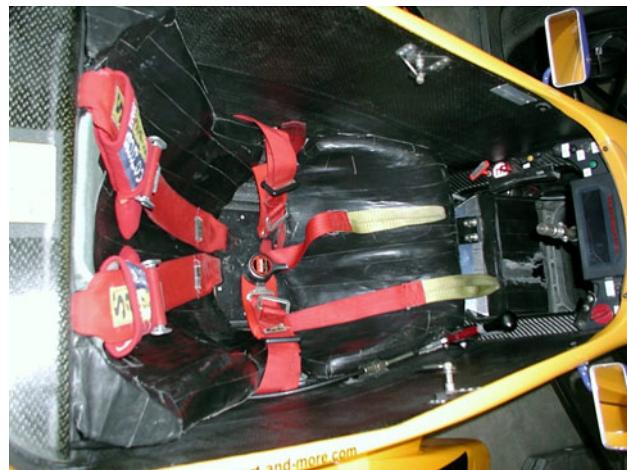
**Abb. D.51** Cockpit eines Productionssportwagens (Sauber Mercedes C9, 1989). Die Schaltung erfolgt über einen Schalthebel neben dem Lenkrad. Die Oberschenkel des Fahrers werden seitlich durch Gurte in der Position gehalten



**Abb. D.52** Cockpit eines Formel-BMW-Fahrzeugs. Der Schalt-hebel (1) für die sequentielle Schaltung befindet sich rechts neben dem Lenkrad. Der Dreh-schalter (2) dient zur Verstel-lung der Bremskraftaufteilung vor-ne/hinten



**Abb. D.53** Fahrerplatz eines Formel-Renault-Rennwagens. Das Lenkrad ist mit dem Schnellverschluss abgenommen, das Ende der Lenkwellen ist deutlich zu erkennen. Ein 6-Punkt-Gurt hält den Fahrer im individuell geschäumten Sitz. Dieser besteht aus zwei Teilen, d. h. das Gesäß des Fahrers berührt den Cockpitboden. Unter den Fahrerknien befindet sich die Batterie



**Abb. D.54** Cockpit eines Produktions-Sportwagens (Faust P94). Das Cockpit ist für das Reglement zweisitzig, wenn tatsächlich auch nur eine Person darin Platz nehmen kann. Man beachte den seitlichen Halt des Piloten und die wanenartige Sitzposition (Abstand zwischen Fahrerknie und Lenkrad)

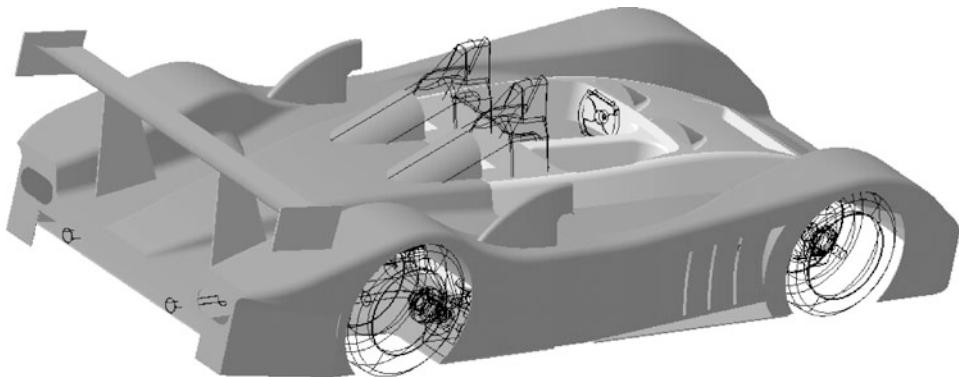


**Abb. D.55** Cockpit eines Tourenwagens. Das Fahrzeug basiert auf einem Serien-Pkw, aus dem alle unnötigen Einbauten entfernt wurden und ein Überrollkäfig hinzugefügt wurde. Das Lenkrad ist abgenommen und baumelt neben der rechten Vordertür an einem Haken



## Literatur *References*

1. Tremayne, D.: Formel 1, Technik unter der Lupe. Motorbuch, Stuttgart (2001)
2. Smith, C.: Tune to win. Aero Publishers, Fallbrook (1978)
3. Henker, E.: Fahrwerktechnik. Vieweg, Wiesbaden (1993)
4. Staniforth, A.: Race and Rallycar Source Book, 4. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2001)
5. Ludvigsen, K.: Mercedes Benz Renn- und Sportwagen, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1999)
6. Murri, R., Schläppi, M.: Realitätsbezogene Abstimmung passiver Sicherheitssysteme mittels Schlittentest für Tourenwagen, Race.Tech, München, 2004
7. Paefgen, F.-J., Gush, B.: Der Bentley Speed 8 für das 24-Stunden Rennen in Le Mans 2003. ATZ 4, 281–289 (2004)
8. Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
9. McBeath, S.: Firehawk ascending. Racecar engineering 10, 54 (2002)
10. Appel, W.: Development of the Chassis for the R8. AutoTechnology 3, 56–59 (2003)
11. Lechner, G., Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe, 1. Aufl. Springer, Berlin (1994)
12. Niemann, G., Winter, H., Höhn, B.-R.: Maschinenelemente, Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, 3. Aufl. Springer, Berlin (2001)
13. N. N.: Formula Renault 2000 Manual, Renault Sport Promotion Sportive (2001)
14. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
15. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
16. Breuer, B., Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, 1. Aufl. GWV Fachverlage/Vieweg, Wiesbaden (2003)



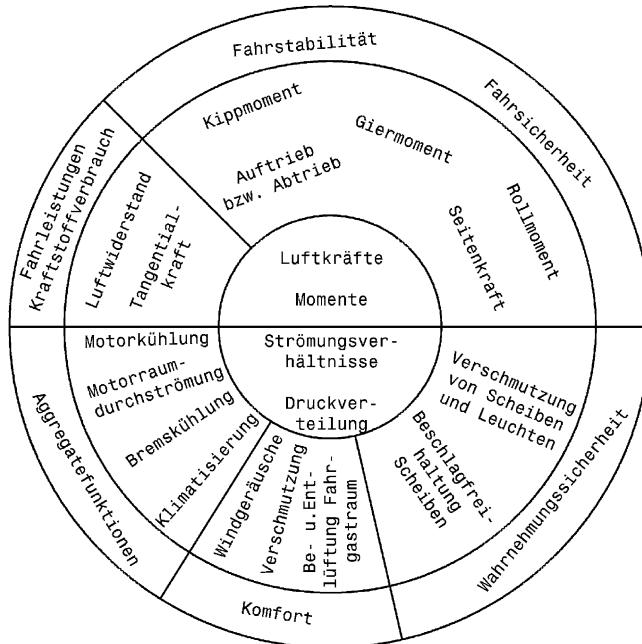
War es am Anfang der Rennfahrzeugentwicklung noch von vernachlässigter bzw. untergeordneter Bedeutung, welche Einflüsse die Luft auf ein Fahrzeug hat, so ist die Aerodynamik heute in den meisten Rennserien das bestimmende Entwicklungsinstrument, dem alles andere untergeordnet wird.

## 1 Einleitung *Introduction*

Die Aerodynamik beschäftigt sich mit der Luftströmung um ein Objekt, in dem Fall um das Fahrzeug. Die Einflüsse sind dabei vielfältig und reduzieren sich nicht nur auf den Luftwiderstand. Dieser ist zwar ein Bestandteil der Entwicklungsarbeiten, ist er doch hauptverantwortlich für die erzielbare Höchstgeschwindigkeit, gleichzeitig wird aber versucht den Abtrieb möglichst groß zu halten, damit die Haftung der Reifen unterstützt wird. Es genügt jedoch nicht die Luft möglichst effizient um das Fahrzeug zu lenken, sondern sie muss auch zur Abfuhr der Wärme von Bremsen und Motor durch das Fahrzeug geleitet werden. Weiters ist kühle Luft für den Fahrer und den Motor gleichermaßen für die Funktion wichtig. Die Luft in Erscheinungsform von Wind und als vorhandenes Medium beeinflusst weiters die Fahrstabilität eines Fahrzeugs vor allem bei hohen Fahrgeschwindigkeiten, Abb. E.1.

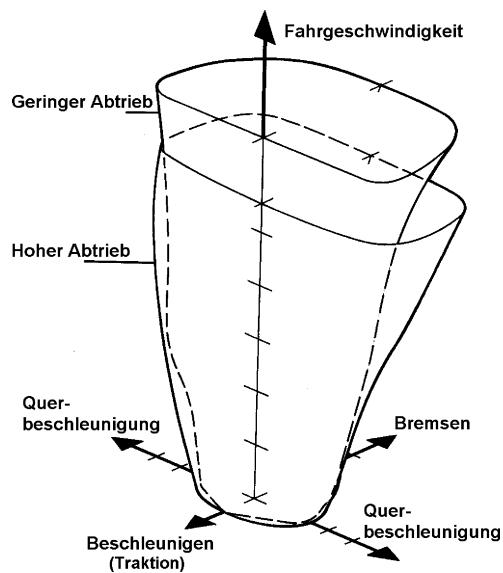
Welchen immensen Einfluss der Abtrieb auf die Fahrleistungen von Rennfahrzeugen hat, kann Abb. E.2 entnommen werden. Vor allem die fahrbare Querbeschleunigung und das Bremsvermögen nehmen mit steigender Fahrgeschwindigkeit stark zu. Aber auch die Traktion und damit das Beschleunigungsvermögen nehmen anfangs mit der Geschwindigkeit zu und erreichen naturgemäß ein Ende, wenn die Motorzugkraft und die Fahrwiderstände gleich groß sind.

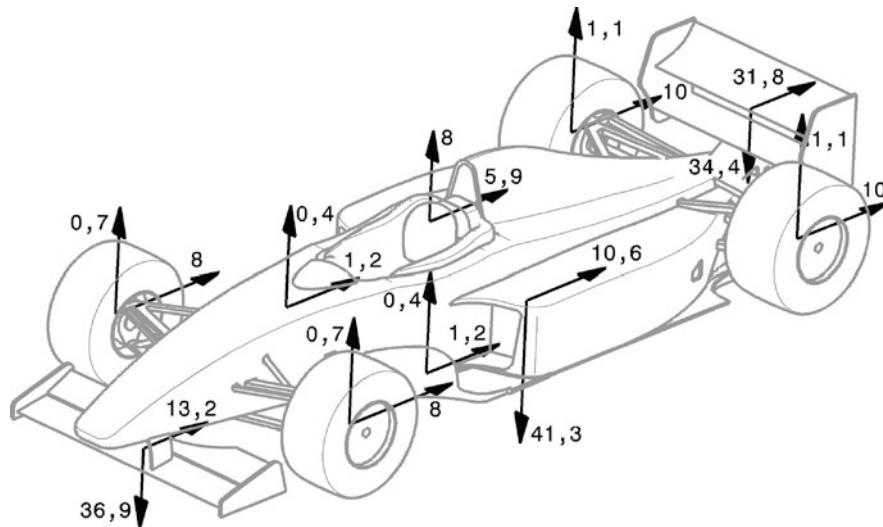
Das Schwierigste bei der Entwicklung ist wohl die Tatsache, dass kein Bauteil allein im Luftstrom wirkt, sondern im Gegenteil alle Teile einander beeinflussen. Ein Flügel, der für sich allein im Windkanal angeströmt wird, erzeugt einen deutlich anderen Abtrieb, als derselbe am Ende eines Fahrzeugs, der im vom Fahrzeug beeinflussten Luftstrom steht. Das gilt natürlich nicht nur für Teile an einem Wagen. Fahren zwei Fahrzeuge beispielsweise hintereinander, beeinflussen beide einander in ihrem aerodynamischen Verhalten. Darüber hinaus ändert sich das aerodynamische Verhalten eines Fahrzeugs bei Schräganströmung, also einer Anströmung abweichend von der Fahrzeulängsachse. Dies



**Abb. E.1** Aerodynamische Einflüsse auf Fahrzeugfunktionen [5]. Die Wirkung von Luft auf ein bewegtes Fahrzeug ist vielfältig und betrifft nicht nur Luftwiderstand und Abtrieb

**Abb. E.2** Einfluss von aerodynamischen Maßnahmen auf die Fahrleistungen von Rennfahrzeugen, nach [2], vgl. auch Abb. B.12. Geringer Abtrieb bewirkt zwar höhere Endgeschwindigkeit, aber geringere fahrbare Querbeschleunigungen. Hoher Abtrieb sorgt für weitaus größere mögliche Querbeschleunigungen auf Kosten der Endgeschwindigkeit





**Abb. E.3** Beiträge zu Luftwiderstand und Auftrieb von Fahrzeugteilen (Ferrari F1-2000), nach [2]. Angaben in %. Die Werte beziehen sich auf eine mittlere Abtriebseinstellung und 16/46 mm Bodenabstand vorne/hinten. Die Zahlen am Fahrerhelm stehen für alle übrigen Teile des Fahrzeugs

**Tab. E.1** Beiträge von Fahrzeugkomponenten zu Luftwiderstand und Abtrieb [2]

Komponente	Luftwiderstand		Abtrieb		$c_A/c_w [-]$
	$c_w$	Anteil [%]	$c_A$	Anteil [%]	
Frontflügel	0,123	13,2	0,9699	36,9	7,859
Heckflügel	0,297	31,8	0,899	34,4	3,029
Unterboden	0,099	10,6	1,080	41,3	10,911
Vorderräder	0,150	16,0	-0,038	-1,4	-0,251
Hinterräder	0,187	20,1	-0,061	-2,3	-0,326
Leitbleche (barge boards)	0,023	2,4	-0,020	-0,8	-0,889
Rest	0,055	5,9	-0,210	-8,0	-3,793
Gesamt	0,934	100	2,617	100	2,802

Anm.: Negative Vorzeichen bedeuten Auftrieb

ist der Fall bei Seitenwind oder bei Kurvenfahrt. Bei Kurvenfahrt ergibt sich eine Schräganströmung durch den Schwimmwinkel des Wagens (in der Größenordnung bis  $10^\circ$ , bei Formel-1-Fahrzeugen max.  $5^\circ$  [17]), der wiederum eine Folge der Reifenschräglaufwinkel ist. Durch eine Schräganströmung nimmt der Luftwiderstand des Fahrzeugs zu und der Abtrieb ab.

Abbildung E.3 und Tab. E.1 zeigen beispielhaft für einen Formel-1-Wagen einzelne Beiträge von Fahrzeugteilen zu Luftwiderstand und Ab- bzw. Auftrieb.

Daraus werden auch jene Bereiche ersichtlich, die besonderen Augenmerk in der Aerodynamik-Entwicklung verdienen. Dazu gehört der Unterboden, der nur 10 % des Luftwiderstands verursacht und mit 41 % einen wesentlichen Beitrag zum Abtrieb leistet. Seine aerodynamische Effizienz im Sinne eines Abtriebs, der wenig Leistung kostet, drückt sich im sehr hohen Verhältnis (10,9) von

Abtrieb zu Widerstand aus. Ebenso arbeitet der Frontflügel sehr wirkungsvoll. Der Heckflügel weist eine ähnliche Effizienz auf wie das Gesamtfahrzeug und bietet sich deshalb als Einstellelement an der Rennstrecke für ein gewünschtes Abtrieb/Widerstandsverhältnis an. Die Räder im Gegensatz dazu erzeugen nicht nur unerwünschten Auftrieb, sondern tragen auch noch wesentlich zum Luftwiderstand bei.

## 2 Luftwiderstand Aerodynamic Drag

Die Grundlagen der physikalischen Zusammenhänge sind in Abschn. K.1 Getriebeauslegung beschrieben. Der Luftwiderstand beeinflusst direkt die erzielbare Höchstgeschwindigkeit und den Kraftstoffverbrauch. Dennoch darf seine Wichtigkeit vor allem bei ausreichender Motorisierung nicht überschätzt werden. Auch Rennfahrzeuge fahren nicht immer Höchstgeschwindigkeit und Abtrieb, Bremsleistungen, Wärmeabfuhr usw. entscheiden ebenfalls über Rundenzeiten. Abbildung B.10 führt dies anschaulich vor Augen.

Zur Reduzierung des Luftwiderstands können fahrzeugseitig dabei beeinflusst werden:

- Luftwiderstandsbeiwert  $c_w$  (*drag coefficient*) als Maß für die aerodynamische Formgüte
- projizierte Fahrzeugfläche

Änderungen des  $c_w$ -Wertes können durch Einzelmaßnahmen wie Unterbodenverkleidung, Spoiler, Abdichtungen etc. erreicht werden. Die erzielbaren Veränderungen lassen sich zwar nicht absolut aber relativ zum Ausgangszustand des Fahrzeugs angeben, Tab. E.2.

Die projizierte Spannfläche wird durch das Konzept bzw. das Reglement beeinflusst:

freistehende – umschlossene Räder, offenes – geschlossenes Cockpit, Spurweiten vorne – hinten, Anordnung der Wärmetauscher, Reifendimensionen, Überrollbügel, Lage und Größe von Flügeln.

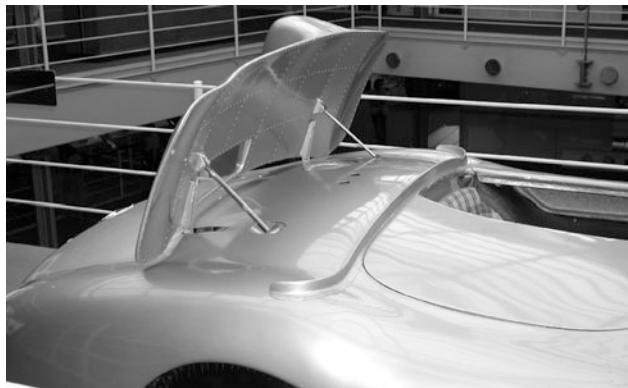
Der Luftwiderstand ist vor allem bei hohen Fahrgeschwindigkeiten so groß, dass er in hohem Maß zur Bremsverzögerung eines Wagens beiträgt. Bei einem Formel-1-Wagen beträgt die Verzögerung durch die Fahrwiderstände bei hoher Geschwindigkeit etwa 1 g (!).

Das führte in der Vergangenheit zur Idee den Luftwiderstand gezielt zum Entlasten der Radbremsen heranzuziehen, Abb. E.4.

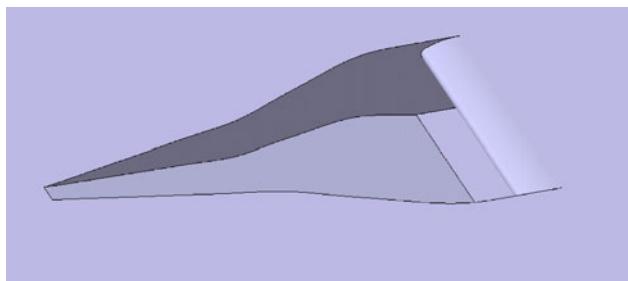
**Tab. E.2** Erzielbare Veränderungen des  $c_w$ -Wertes durch Einzelmaßnahmen bei Pkw [5]

Einfluss von	$\Delta c_w$ [%]	Einfluss von	$\Delta c_w$ [%]
Niveau-Absenkung 30 mm	ca. -5	Durchströmung von Wärmetauscher und Motorraum	+4 ... +14
Glatte Radkappen	-1 ... -3	Bremsenkühlung	+2 ... +5
Breitreifen	+2 ... +4	Innenraumbelüftung	ca. +1
Außenliegende Scheiben	ca. -1	Geöffnete Fenster	ca. +5
Abdichtung von Spalten	-2 ... -5	Geöffnetes Schiebedach	ca. +2
Bodenverkleidungen	-1 ... -7	Surfbrett-Dachtransport	ca. +40
Klappscheinwerfer	+3 ... +10		
Außenspiegel	+2 ... +5		

**Abb. E.4** Luftbremse an einem Rennfahrzeug (Mercedes). Die Klappe liegt bei normaler Fahrt an der Außenhaut an. Beim Bremsen wird sie in die gezeigte Stellung gefahren und erhöht so sowohl den Luftwiderstandsbeiwert als auch die Spantfläche enorm



**Abb. E.5** NACA-Einlass. Über NACA-Einlässe können Bremsen, Ölkühler, Motoren usw. strömungsgünstig mit Luft versorgt werden



**NACA-Einlass NACA Duct.** Diese Öffnung ist die empfohlene Lufteinlassgestaltung der NACA (*National Advisory Committee for Aeronautics*) an der Karosserieoberfläche, die kaum Beeinträchtigungen des Luftwiderstands hervorruft, Abb. E.5. Ein solcher Einlass stellt also eine brauchbare Alternative zu Hutzen oder ähnlichem dar. Laminar an der Karosserieoberfläche strömende Luft wird durch einen Absaugeffekt hervorgerufen durch Randwirbel in den Einlass abgelenkt.

#### Auslegung von NACA-Einlässen.

1. Aus dem Luftbedarf bei einer bestimmten Geschwindigkeit für den Motor, den Wärmetauscher etc. folgt aus dem Abb. E.6 die Einlassquerschnittsfläche  $A_{1,\text{theoretisch}}$ .
2. Die tatsächliche Einlassquerschnittsfläche  $A_1 = b \cdot h$  wird ca. 2× größer gewählt, weil der Durchflussbeiwert eines NACA-Einlasses etwa 0,5 beträgt.
3. Aus der Fläche  $A_1$  folgen aus den günstigen Höhen/Breiten-Verhältnissen Höhe  $h$  und Breite  $b$  des Einlasses:  $h/b = 1 : 3,5$  bis  $5,5$ .
4. Die Dicke  $t$  der Lippe soll etwa  $0,5 \cdot h$  sein. Lippengestaltung siehe Abb. E.7.
5. Die Gesamtlänge  $l$  folgt aus dem empfohlenen Rampenwinkel  $\alpha$  von  $5$  bis  $11^\circ \rightarrow l = (h + t) / \tan \alpha$
6. Die Einlassbreite am Anfang ergibt sich aus dem Verlauf nach Tab. E.3 zu:  $b_{\text{Anfang}} = 0,083 \cdot b$ .
7. Der Verlauf der Randkurve wird nach untenstehenden Werten dargestellt.

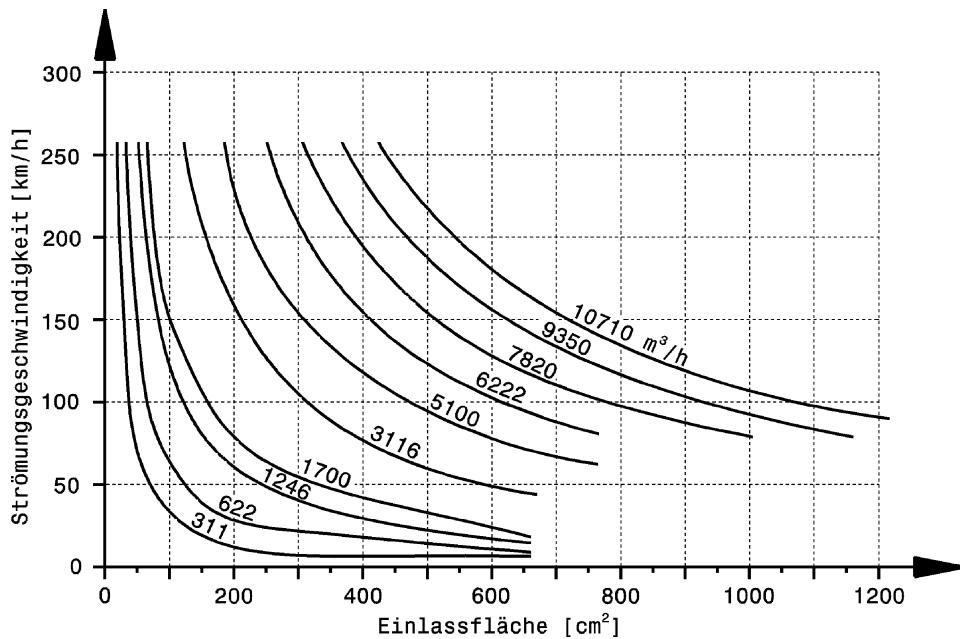


Abb. E.6 Zusammenhang zwischen Luftgeschwindigkeit und Einlassfläche bei NACA-Einlässen, nach [14]. Aus einem gewünschten Luftdurchsatz in  $m^3/h$  folgt aus der mittleren Strömungsgeschwindigkeit die gesuchte Einlassfläche der NACA-Öffnung

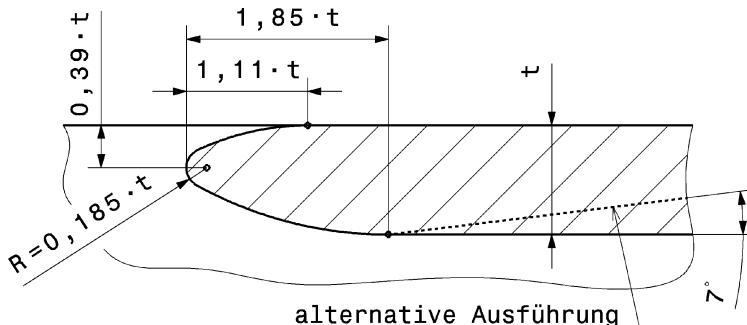


Abb. E.7 Lippengestaltung eines NACA-Einlasses, nach [14]. Die Maße sind in Parameterdarstellung angeführt, d. h. basierend auf der Lippendicke  $t$

Die tatsächlichen Koordinaten ( $x/y$ ) für einen Punkt an der Stelle  $n$  folgen aus den gewählten Werten für die Länge  $l$  und die Breite  $b$  daraus zu:

$$x_n = l \cdot X_n$$

$$y_n = \frac{b}{2} \cdot Y_n$$

$x_n, y_n$  Koordinaten des Punktes an der Stelle  $n$ , mm

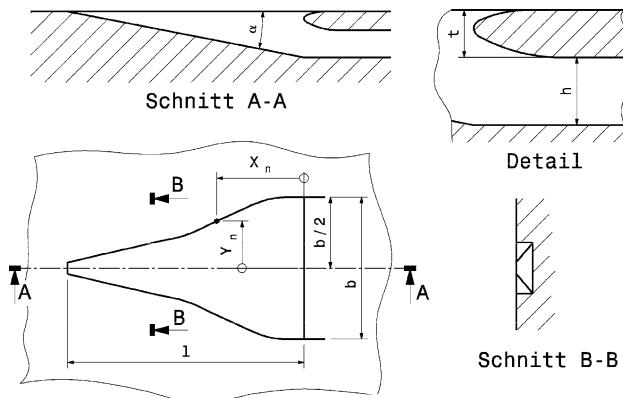
**Tab. E.3** Verlauf der Randkurve eines NACA-Einlasses in Parameterdarstellung [14]. Lage der Parameterpaare ( $X, Y$ ) siehe Abb. E.8. Es sind die Kurven zweier Quellen angeführt

$X_n$	Anfang										Einlassquerschnitt	
	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0	
$Y_n$ RAS <sup>1)</sup>	0,083	0,158	0,236	0,312	0,388	0,466	0,614	0,766	0,916	0,996	1,0	
C. Smith <sup>2)</sup>	0,084	0,140	0,204	0,276	0,356	0,454	0,590	0,754	0,920	0,992	1,0	

<sup>1)</sup> Nach Royal Aeronautical Society;

<sup>2)</sup> Nach Carroll Smith: [10].

**Abb. E.8** NACA Einlass  
Entwurfsdaten, nach [14].  
Rampenwinkel  $\alpha$ : 5 bis 11°, Ge-  
samtlänge  $l$ , Breite  $b$ , Höhe  $h$ ,  
Lippendicke  $t$ ,  $X, Y$  Punkt der  
Randkurve. Schnitt B-B zeigt das  
die Ecken scharfkantig ausgeführt  
sind



$l$  Länge des NACA-Einlasses, mm  
 $b$  Breite des NACA-Einlasses, mm

Abschließend einige Überlegungen zum Entwurf von NACA-Einlässen [14]:

- Zu wenig Luft stellt für die zu versorgenden Baugruppen eher ein Problem dar als zu viel.
- Die zugeführte Luft muss auch abgeführt werden. Die Auslassfläche sollte etwa doppelt so groß sein wie die Eintrittsfläche.
- Leitbleche oder ähnliches stören einen NACA-Einlass bis zur Funktionsuntüchtigkeit.

**Sicherheits-Cockpit bei Monoposti.** Die Erhöhung der Sicherheit ist eine Maßnahme, die sich auf die aerodynamischen Eigenschaften des Wagens nachteilig auswirkt, seit sie für die Formel 1-Saison 1996 vorgeschrieben wurde, und zwar wegen des erhöhten Luftwiderstands des breiten, wuchtigen Mittelteils, Abb. E.9. Es beeinträchtigt den Heckabtrieb, weil der hintere Teil des Cockpits nicht mehr so sauber umströmt wird. Aber es handelt sich um einen sehr kleinen Betrag.

**Airbox.** Eine Airbox ermöglicht eine gezielte Führung der Verbrennungsluft zum Motor. Günstige Einlassstellen sind über dem Kopf des Fahrers und über Kamme, die beidseits hinter dem Cockpit angeordnet sind. Bei zweisitzigen Produktionssportwagen bietet sich auch die Überrollstruktur hinter dem Beifahrer an. Theoretisch sind unter dem Strich die Vorteile einer solchen Lösung gar nicht groß. Zum einen erzeugt ein aufgesetzter Lufteinlass Luftwiderstand durch Vergrößerung der Spantfläche und Verwirbelung. Zum anderen ist der Aufladeeffekt durch den Staudruck äußerst gering. Selbst bei 200 km/h beträgt der Staudruck der Luft von 20 °C nur etwa 0,02 bar. Das führt zu einer Mehrleistung von grob 0,2 kW je Liter Hubraum bei 10.000 min<sup>-1</sup>.

**Abb. E.9** Luftsaugung und Sicherheitscockpit an einem Formel 1 (McLaren Mercedes 2003)



In der Praxis macht sich eine Airbox aber doch bezahlt. So hatten etwa Ferraris und Benettons Formel-1-Wagen in der Saison 1996 Probleme, ausreichend Luft in die Airbox über dem Kopf des Fahrers zu bekommen. Dadurch verloren sie bei hohem Tempo die durch den Luftstau produzierte Mehrleistung. Das lag vor allem an der etwas höheren Sitzposition im Vergleich zu den Wagen von Williams oder Jordan. Die Ferrari-Fahrer mussten deshalb auf den schnellen Geraden den Kopf zur Seite neigen, um den Einlass nicht zu verdecken [12].

Der Einlass sollte nicht unnötig groß gestaltet werden, weil die Querschnittsfläche des Wagens vergrößert wird. Für einen 3l-Motor ist eine Einlassfläche von etwa 50 bis 100 cm<sup>2</sup> auch bei höchsten Drehzahlen (ca. 17.000 min<sup>-1</sup>) ausreichend.

Besonders, wenn vom Reglement ein Luftmengenbegrenzer (*Airrestrictor*) für die Ansaugluft des Motors verlangt wird, kommt der Gestaltung des Lufteintrittsbereichs große Bedeutung zu. Am einfachsten ist, den Sammelbehälter strömungsgünstig zu gestalten und ihn vom Motor entfernt in Fahrtrichtung anzuordnen. So tritt relativ kühle Luft in den Behälter ein. Der Sammelbehälter selbst wird von der umströmenden Luft gekühlt, Abb. E.10 und L.99.

**Radaufhängung Suspension.** Mit Tragflächenprofilen versehene Querlenker und Schubstangen tragen dazu bei, den Luftwiderstand zu reduzieren und die Luftströmung mit möglichst geringer Beeinflussung zu Wärmetauschern und zum Heckflügel strömen zu lassen, Abb. E.11.

**Räder Wheels.** Bei Fahrzeugen mit (reglementbedingten) freistehenden Rädern sind sie für mehr als 30 % des Luftwiderstands verantwortlich. Als für 1993 in der Formel 1 schmalere Reifen eingeführt und der Frontquerschnitt kleiner wurde, verminderte sich der Luftwiderstand von 40 auf etwa 33 % des Gesamtwiderstands. Doch der Einfluss des Luftwiderstands insgesamt auf die Fahrleistungen hat sich dadurch nicht wesentlich geändert [12].

Eine breite Nasenfront kann zumindest den Einfluss der Vorderräder reduzieren. Beim Tyrell P34 (6-Rad-Formel-1-Fahrzeug) wurde diese Idee umgesetzt. An den heutigen Formel-Fahrzeugen ist der Luftstrom zu den Seitenkästen jedoch wichtiger als eine Abschottung der Vorderräder. Eine Verkleidung der Räder wird vom Reglement ja verboten. An der Hinterachse hilft man sich mit entsprechender Gestaltung des Heckbereichs, Abb. E.14.

Sind Verkleidungen erlaubt – wie bei Produktionswagen – wird die Luft um die Räder geleitet, Abb. E.12, E.13 und E.15.

**Abb. E.10** Airboxen an einem Le Mans Fahrzeug (Lola). Für den V-Motor sind zwei Einlasssysteme symmetrisch zur Fahrzeugmittelebene angeordnet. Die Sammelbehälter weisen am Einlass einen Luftmengenbegrenzer auf und sind strömungsgünstig gestaltet. Unter der Airbox ist ein NACA-Einlass zu sehen



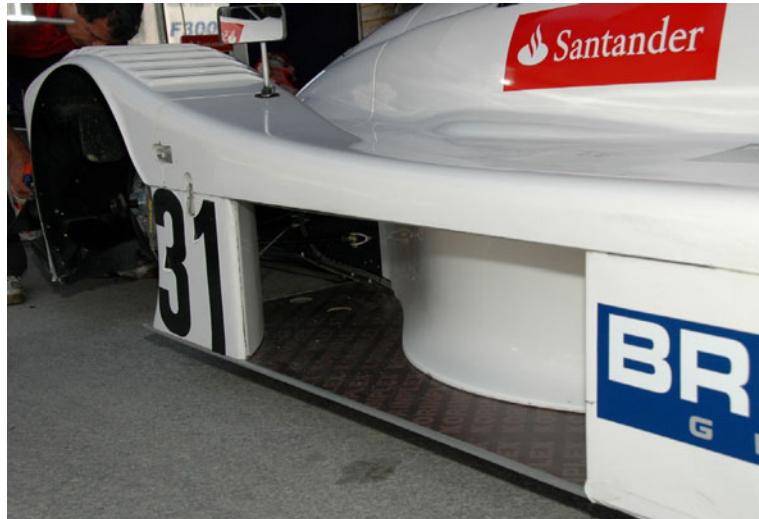
**Abb. E.11** Aerodynamisch günstig gestaltete Vorderradaufhängung an einem Formel 1 (McLaren Mercedes 2003). Die Spurstange liegt nicht nur auf gleicher Höhe wie der obere Querlenker, sondern ist sogar in dessen vorderem Arm integriert. Die Schubstrebe weist ebenfalls ein Tragflächenprofil auf



Die Gestaltung der Radaußenseite hat ebenfalls einen Einfluss auf die Umströmung der Räder. So erhöht ein axialer Versatz zwischen äußerer Reifenkontur und Radscheibe den Luftwiderstand, Abb. E.16. Je geringer die Stufe zwischen den Flächen von Reifenflanke und Radscheibe, desto anliegender die Strömung und somit kleiner der  $c_w$ -Wert.

Im Allgemeinen wird jedoch darauf geachtet, dass der Reifen das Felgenhorn überragt. Kommt es nämlich zu „Feindberührungen“ durch ein Rad, ist der Kontakt mit dem elastischen Reifen wesentlich harmloser als ein Schlag auf das Felgenhorn. Dieses kann sich deformieren und die Luft jäh entweichen, wodurch dieser Reifen keine Kräfte mehr übertragen kann und die Stabilität des Fahrzeugs gefährdet ist.

Ebenso hat die Gestalt der Radaußenseite einen Einfluss auf Verwirbelungen beim Vorbeistreichen der Luft. Im Sinne eines niedrigen Luftwiderstands sind glatte, durchgehende Flächen günstiger, als ausgeprägte Speichen. Tatsächlich wird ein Kompromiss gefunden werden müssen, damit die Wärme von Bremsen- und Radlagern abgeführt werden kann.



**Abb. E.12** Luftführung im Vorderradbereich eines Produktionssportwagens (Norma N20). Zu sehen ist die linke vordere Fahrzeugseite. Die in das Radhaus eingetretene Luft wird zum Teil für die Bremsenkühlung herangezogen und der andere Teil umströmt den Rumpf. In weiterer Folge durchströmt ein Teilstrom die Wärmetauscher, die hinter der Abdeckung am rechten Bildrand untergebracht sind

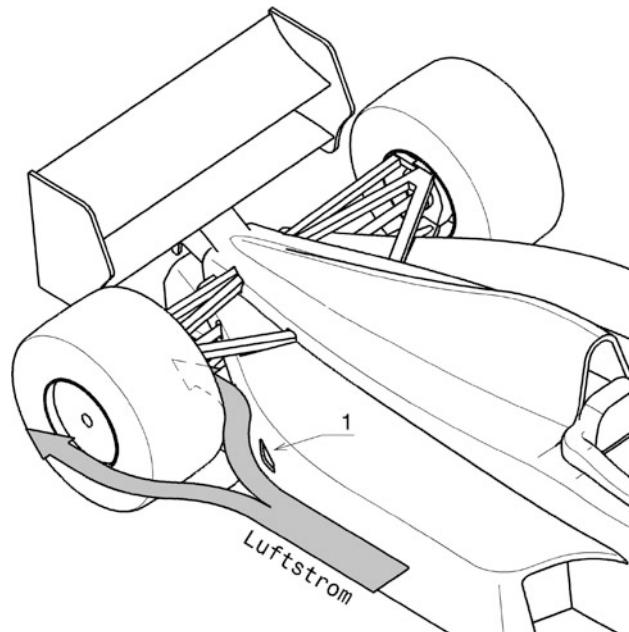
**Abb. E.13** Radhausentlüftung an der Vorderachse (Lola). Bei umschlossenen Rädern staut sich die Luft an der ablaufenden Reifenseite auf. Eine Entlüftung ermöglicht einen Druckausgleich. Die Lamellen leiten die Luft aus dem Radhaus über die Außenhaut nach hinten



**Weitere Teile.** Seitenwellen, die direkt im Luftstrom rotieren, wie das bei den meisten Einsitzern der Fall ist, stören die Strömung auf vielfache Weise. Durch die Reibung an der Oberfläche kommt es zu einem Auftriebseffekt und die Strömung zum Heckflügel wird abgelenkt. Abhilfemaßnahmen werden in Abschn. M.5.2 gezeigt.

Freistehende Überrollbügel, wie sie z. B. bei offenen Sportprototypen eingesetzt werden, weisen als Rohr einen Kreisquerschnitt auf. Durch eine Verkleidung kann dieser einem wesentlich günstiger-

**Abb. E.14** Verringerung des Luftwiderstandes bei Monoposto mit freistehenden Rädern. Wenn das Heck des Fahrzeugs flaschenhalsförmig verjüngt wird, kann die vor dem breiten Hinterrad aufgestauten Luft beidseitig am Rad vorbei strömen. Die Stelle (1) bietet sich für einen Lufteinlass an. In diesem Bereich saugten die Abgasturbo-lader der Formel-1-Fahrzeuge der 1980er Jahre Frischluft an. Die Anordnung der Bremse im Rad (im Gegensatz zur Innenbordbremse) erleichtert dabei die gewünschte Gestaltung, ebenso wie ein schlankes Getriebe



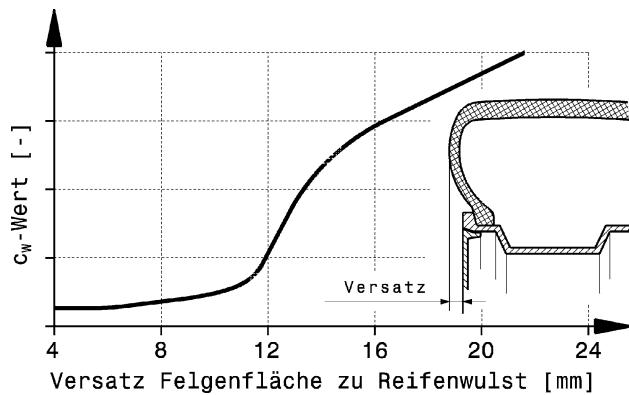
**Abb. E.15** Radhausunterteil eines Produktionssportwagens (Osella PA 20 S). Abgebildet ist das rechte Hinterrad mit abgenommener Motorabdeckung, in welcher der Oberteil des Radhauses untergebracht ist



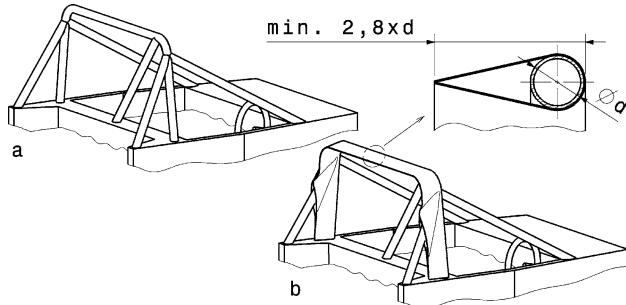
ren Tropfenquerschnitt angenähert werden, wobei der  $c_w$ -Wert auf etwa ein Zehntel des Rohrwertes sinkt, Abb. E.17.

Auch ein nach hinten hochgezogener Fahrzeugunterboden beeinflusst den Luftwiderstand. Günstige Kombinationen von Anstiegswinkel, Bodenfreiheit und Länge des Anstiegs können den Widerstand des Fahrzeugs senken, näheres siehe „Diffusor“ in Abschn. E.3.

**Abb. E.16** Abhängigkeit des Luftwiderstands vom Versatz Reifen zu Radfläche [9]. Die Ergebnisse wurden an 16 bis 18"-Rädern ermittelt. Je größer der Versatz zwischen der Felgenaußenfläche und der Reifenseitenwand, desto größer der  $c_w$ -Wert



**Abb. E.17** Strömungsgünstige Verkleidung eines freistehenden Überrollbügels. Durch eine einfache Verkleidung wird der Luftwiderstand des rohrförmigen Bügels gesenkt. **a** unverkleidet, **b** verkleidet



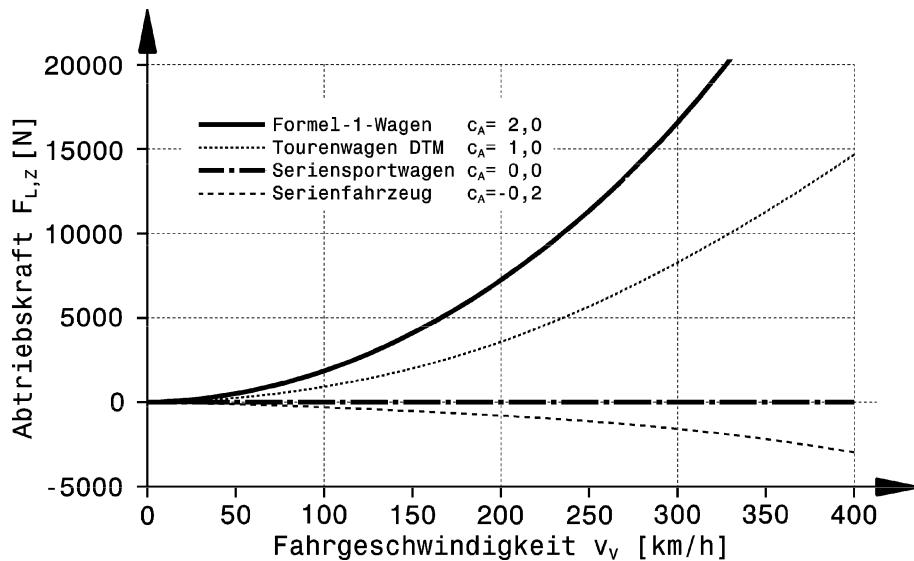
### 3 Abtrieb Downforce



Abtrieb stellt die ideale Lösung dar, wenn erhöhte Umfangskraft und Seitenkraft an den Rädern erzeugt werden soll ohne gleichzeitig die Masse des Fahrzeugs anzuheben. Nachteilig ist, dass die Wirkung geschwindigkeitsabhängig ist und dass – je nach Wirkprinzip – die Stellung des Fahrzeugs zur Fahrbahn maßgeblich eingeht, was die Wirkung für den Fahrer unberechenbar werden lassen kann.

Eine einfache Betrachtung eines Massepunktes in der Kurve zeigt das Potential von Abtrieb. Die maximale bezogene Querbeschleunigung  $a_y$  ist gleich dem verfügbaren Reibbeiwert  $\mu_{W,Y}$ :

$$\frac{a_{y,\max}}{g} = \mu_{W,Y} \quad (E.1)$$



**Abb. E.18** Errechneter Verlauf der Abtriebskraft über der Fahrgeschwindigkeit, nach [8]. Stirnfläche für alle Fahrzeuge  $2 \text{ m}^2$ . Serienfahrzeuge weisen keine abtrieberzeugenden Elemente auf und „leiden“ daher unter Auftrieb. Bei Seriensportwagen wird darauf geachtet, dass zumindest kein Auftrieb bei hohen Geschwindigkeiten entsteht

- $\mu_{W,Y}$  Reibwert in Querrichtung, –.
- $a_{y,\max}$  max. Querbeschleunigung,  $\text{m/s}^2$ .
- $g$  Erdbeschleunigung,  $g \approx 9,81 \text{ m/s}^2$ .

Bei einem Reibwert von  $\mu_{W,Y} = 1$  folgt die maximal erzielbare Querbeschleunigung also zu 1 g.

Kommt eine Abtriebskraft  $F_{L,Z}$  hinzu, erhöht sich die fahrbare Querbeschleunigung:

$$\frac{a_{y,\max}}{g} = \mu_{W,Y} \left( 1 + \frac{F_{L,Z}}{m_{V,t} \cdot g} \right) \quad (\text{E.2})$$

$F_{L,Z}$  Abtriebskraft, N

$m_{V,t}$  Gesamtmasse des Fahrzeugs, kg

Der Abtrieb eines Gesamtfahrzeugs errechnet sich analog zum Luftwiderstand, (K.6), zu:

$$F_{L,Z} = \frac{1}{2} \rho_L \cdot c_A \cdot A_V \cdot v_L^2 \quad (\text{E.3})$$

$\rho_L$  Dichte der Luft,  $\text{kg/m}^3$

$c_A$  Abtriebsbeiwert, –, vgl. Tab. E.1

$A_V$  Querschnittsfläche des Fahrzeugs,  $\text{m}^2$

$v_L$  Anströmgeschwindigkeit,  $\text{m/s}$ . Bei Windstille gilt  $v_L = v_V$ , mit  $v_V$  Fahrgeschwindigkeit.

Abbildung E.18 zeigt den errechneten Verlauf der Abtriebskräfte unterschiedlicher Fahrzeuge über der Fahrgeschwindigkeit. Zu Vergleichszwecken sind die Stirnflächen einheitlich mit  $2 \text{ m}^2$  angenommen.

Bei 240 km/h erzeugt ein Formel-1-Fahrzeug tatsächlich rund 16 kN Abtrieb und wiegt selbst mit Kraftstoff und Fahrer nur etwas über 600 kg. Der Abtrieb ist somit etwa das 2,7-fache des Gewichts. Damit könnte es buchstäblich an der Decke fahren, wenn sich die Straße plötzlich von unten nach oben verwinden würde!

Die maximale Geschwindigkeit, mit der ein Fahrzeug eine ebene Kurve durchfahren kann, folgt aus (E.2) und (E.3) mit der Beziehung für die Querbeschleunigung  $a_y$ :

$$a_y = \frac{v_v^2}{R}$$

$v_v$  Fahrgeschwindigkeit, m/s

$R$  Kurvenradius, m

$$v_{co,max} = \sqrt{\frac{\frac{g}{1}}{\mu_{w,y} \cdot R} - \frac{\rho_L \cdot c_A \cdot A_V}{2m_{v,t}}} \quad (E.4)$$

$v_{co,max}$  Maximale Kurvengeschwindigkeit, m/s

$m_{v,t}$  Fahrzeuggesamtmasse, kg

Man erkennt in (E.4), dass es für jedes Fahrzeug einen kritischen Kurvenradius gibt, über dem die maximale Fahrgeschwindigkeit nicht mehr von der auftretenden Querbeschleunigung begrenzt wird. Die Geschwindigkeit geht gegen unendlich, wenn der Nenner Null wird.

$$R_{krit} = \frac{2m_{v,t}}{\mu_{w,y} \cdot \rho_L \cdot c_A \cdot A_V} \quad (E.5)$$

$R_{krit}$  Kritischer Kurvenradius, m

Für ein Formel-1-Fahrzeug mit 600 kg Masse, einem Reibbeiwert  $\mu_{w,y}$  von 2 und einem Abtriebsbeiwert  $c_A$  von 2,6 ergibt sich ein kritischer Radius von ca. 160 m. Dieses Fahrzeug kann demnach ebene Kurven mit einem größeren Radius mit seiner Höchstgeschwindigkeit durchfahren oder anders gesehen: Der Fahrer muss nur noch vor Kurven mit einem kleineren Radius bremsen.

Eine Abtriebskraft verbessert aber auch das Traktionsvermögen in Längsrichtung (Antreiben und Bremsen). So erhöht sich die Kraftschlussgrenze der Hinterachse  $F_{w,x,a,max}$  (vgl. auch Kap. K Zugkraftdiagramm) mit steigender Geschwindigkeit, weil die maßgebende Abtriebskraft  $F_{L,z,r}$  wächst:

$$F_{w,x,a,max} = \mu_{w,x} \cdot \left( m_{v,t} \cdot g \cdot \frac{l_f}{l} + F_{L,z,r} + m_{v,t} \cdot a_x \cdot \frac{h_v}{l} \right) \quad (E.6)$$

$F_{w,x,a,max}$  Maximale Zugkraft Hinterachse, N

$\mu_{w,x}$  Reibwert in Längsrichtung, –

$F_{L,z,r}$  Anteil der Abtriebskraft an der Hinterachse, N

$h_v, l_f, l_r$  Abmessungen der Schwerpunktlage, m. Siehe Abb. B.8

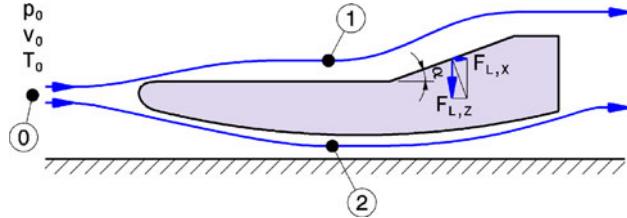
$l$  Radstand, m.

Die Bremskraft an der Vorderachse beschreibt (I.8).

Ein hoher Abtrieb kann allerdings wegen des entsprechend zunehmenden Luftwiderstands nur mit einer hohen Motorleistung brauchbar umgesetzt werden, siehe dazu Abb. K.13.

Abtrieb entsteht durch eine Druckdifferenz über und unterhalb eines Fahrzeugteils. Je größer die wirksame Fläche dieses Teils und je größer der Druckunterschied, desto größer ist die resultierende Kraft auf dieses Teil. Einige Grundsätze, wie Druckunterschiede in Luftströmungen erzeugt werden

**Abb. E.19** Grundprinzipien der Abtriebserzeugung. Stellen: 0 Umgebung, 1 über dem Teil, 2 unter dem Teil



können, ergeben sich aus der Betrachtung physikalischer Zusammenhänge, Abb. E.19. Das Energiegleichgewicht entlang eines Stromfadens einer inkompressiblen Strömung beschreibt die Bernoulli-Gleichung (hier ohne Gewichtsglieder, also ohne Anteil der potentiellen Energie):

$$p_t = p_0 + \frac{\rho_{L,0} v_0^2}{2} = p_1 + \frac{\rho_{L,1} v_1^2}{2} = \text{const.} \quad (\text{E.7})$$

$p_t$  Gesamtdruck, Pa

$p_0, p_1$  statischer Druck an Stelle 0 (Umgebung) bzw. an Stelle 1, Pa

$\rho_{L,0}, \rho_{L,1}$  Luftdichte an Stelle 0 bzw. 1, kg/m<sup>3</sup>

$v_0, v_1$  Strömungsgeschwindigkeit, m/s

Für eine nach unten gerichtete Kraft muss der Druck über dem Teil (Stelle 1) größer und/oder der Druck unter dem Teil (Stelle 2) kleiner sein. Dies wird erreicht durch eine niedrige Strömungsgeschwindigkeit  $v_2$  über dem Teil (dadurch  $p_2$  groß) und/oder durch eine hohe Strömungsgeschwindigkeit  $v_1$  unter dem Teil (dadurch  $p_1$  niedrig). Hohe Strömungsgeschwindigkeiten erreicht man durch Verkleinerung des Strömungsquerschnitts (Düseneffekt). Einen weiteren Stellhebel bietet die Luftdichte. Diese ist zur Temperatur umgekehrt proportional, vgl. (L.9). Durch heiße Luft unter einem Teil lässt sich somit der Abtrieb verstärken. Die Trägheitskräfte der Luft können durch entsprechende Gestaltung von Luftleitelementen ebenfalls zur Krafterzeugung dienen: Ein Anteil der Staudruckkraft (Stelle mit Strömungsgeschwindigkeit = 0) der Luft gegen eine schräge Fläche wirkt nach unten:

$$F_{L,Z} = \frac{\rho_{L,1}}{2} v_1^2 \cdot A \cdot \cos \alpha \quad (\text{E.8})$$

$F_{L,Z}$  Abtriebskraft, N

$F_{L,X}$  Widerstandskraft, N

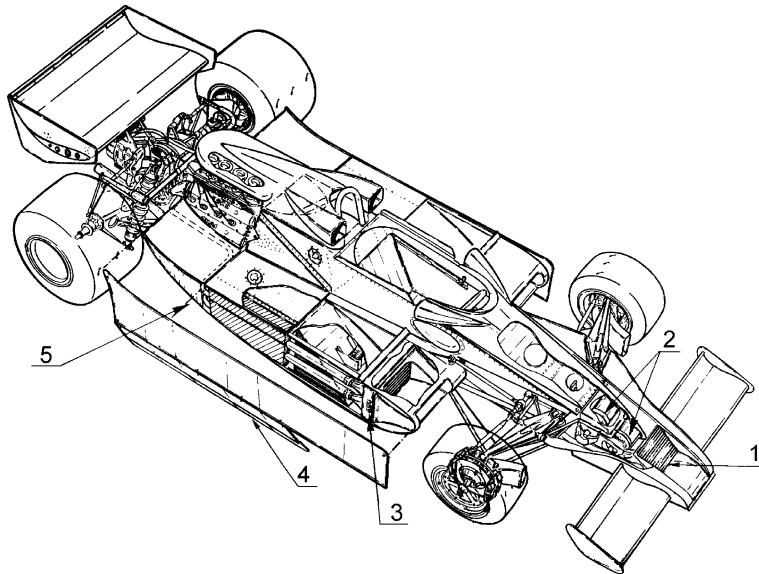
$A$  Fläche des schrägen Teils, m<sup>2</sup>

$\alpha$  Ablenkwinkel, °

Eines der ersten bekannten Bodeneffekt-Fahrzeuge war der Formel-1-Wagen Lotus 78. Der Wagen wies bereits die wichtigsten Merkmale auf, Abb. E.20:

- Spitzer, keilförmiger Bug (Nase)
- Möglichst schlanker Rumpf, damit die Seitenkästen als Flügel möglichst breit werden
- Möglichst schmales Heck und vollständig verkleideter Motor, damit der Luftstrom fast ungehindert unter dem Fahrzeug austreten kann.

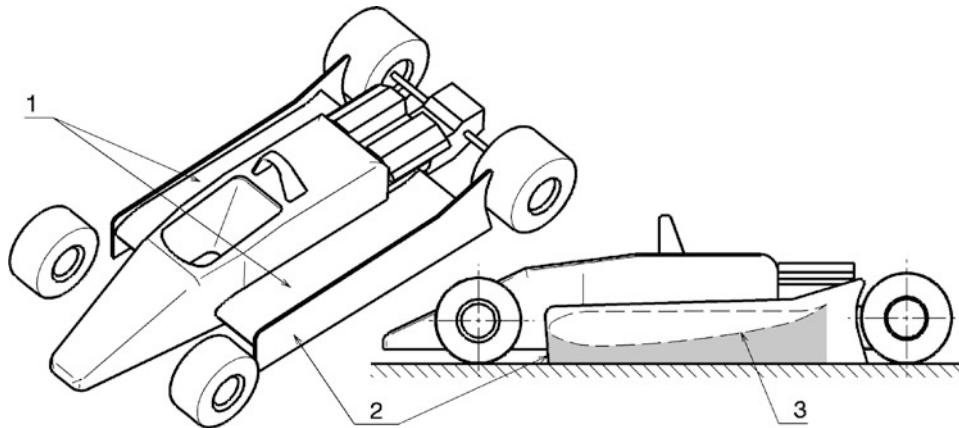
Die Flügelautos waren folgendermaßen aufgebaut, Abb. E.21. Die Seitenkästen (1) beidseits des Rumpfes sind wie Tragflächen eines Flugzeugs aufgebaut, allerdings mit einem auf den Kopf gestellten Profil, damit die Flügel eine Luftkraft erzeugen, die nach unten weist. Diese Flügel sind



**Abb. E.20** Formel 1 Fahrzeug von 1977: Lotus 78 [6]. Der Lotus 78 stellt das erste Flügelauto (*wing car*) dar.  
1 Ölkippler *oil cooler*, 2 Feuerlöscher *fire extinguishers*, 3 Wasserkühler *water radiator*, 4 Kunststoffschürze *plastic skirt*, 5 Seitenkasten *side pod*

verhältnismäßig kurz und deshalb sind an ihrem Ende Seitenplatten angebracht. Das hindert einen Teil des Luftstroms von der Umgebung in das Unterdruckgebiet zwischen Seitenkasten und Fahrbahn einzuströmen. Zur Verstärkung dieser Barrierewirkung kommen an der Unterkante der Seitenplatten Dichtleisten zum Einsatz, die auf der Fahrbahn gleiten (Schürzen). Durch die Nähe der Flügel zur Fahrbahn wird deren Abtriebseffekt noch verstärkt (Bodeneffekt).

Nachfolgend werden einige Elemente zur Erzeugung bzw. Unterstützung von Abtrieb beschrieben.



**Abb. E.21** Prinzip eines Flügelautos (*ground effect car*) [6]. 1 Seitenkästen *side pods*, 2 Schürze *skirt*, 3 Profil Flügelunterseite *underwing profile*

**Abb. E.22** Schürze an einem Formel 1 Fahrzeug (Renault RE20) [6]. Die abgebildete Schürze ist am linken Seitenkasten angebracht und gleitet in den Führungen auf und ab



**Schürzen Skirts.** Schürzen dichteten den seitlichen Bereich neben den flügelartigen Seitenkästen der Formel-1-Flügelautos zur Fahrbahn hin ab. Sie mussten also beweglich sein um die Fahrzeuggbewegungen und die Bodenunebenheiten auszugleichen und dennoch steif genug um die Druckdifferenz zwischen Umgebung und Fahrzeugunterseite aufrecht zu halten. Sie waren nicht unproblematisch, weil der Verschleiß durch Abrieb zu unvorhersehbaren Änderungen im Fahrverhalten führte. Entsprechend groß war der Entwicklungsaufwand, der in die Verbesserung dieser Dichtsysteme gesteckt wurde. Bei einigen Teams waren Mechaniker nur für die Aufgabe abgestellt, die Funktion der Schürzen durch intensive Wartung aufrecht zu erhalten [6]. Die Entwicklung der Schürzen beeinflusste naturgemäß die Gestaltung der Radaufhängung. So wurden bald Fahrwerke eingesetzt, mit denen der Bodenabstand während der Fahrt variiert werden konnte. Abbildung E.22 zeigt eine Lösung bei der steife Schürzen in einer Führung senkrecht auf und ab gleiten können und über Federn auf die Fahrbahn gedrückt werden.

Nach zahlreichen Unfällen wurde die Gestaltung der Schürzen reglementiert, Abb. E.23, und schließlich wurden sie völlig verboten.

**Flügel Wings.** Ein Flügel ist ein aerodynamischer Körper der an Flugzeugen Auftrieb erzeugt. Im Motorsport wird ein Flügel auf den Kopf gestellt verbaut und erzeugt so eine nach unten gerichtete Kraft, die als Abtrieb bezeichnet wird. Natürlich wird dieser Abtrieb mit einem gewissen Luftwiderstand erkauft. Wichtige Kenngrößen von Flügeln sind in Abb. E.24 dargestellt.

Charakteristische Maße sind die Sehnenlänge  $c$  und die Spannweite  $s$ . Weiters ist das daraus gebildete Seitenverhältnis  $\Lambda$  bedeutend.

$$\Lambda = s^2 / A_{\text{Flügel}}$$

$\Lambda$  Seitenverhältnis, –

$s$  Spannweite, m

$A_{\text{Flügel}}$  Grundrissfläche des Flügels,  $\text{m}^2$

Im Motorsport werden überwiegend Rechteckflügel eingesetzt. Für diese vereinfacht sich das Seitenverhältnis zu:

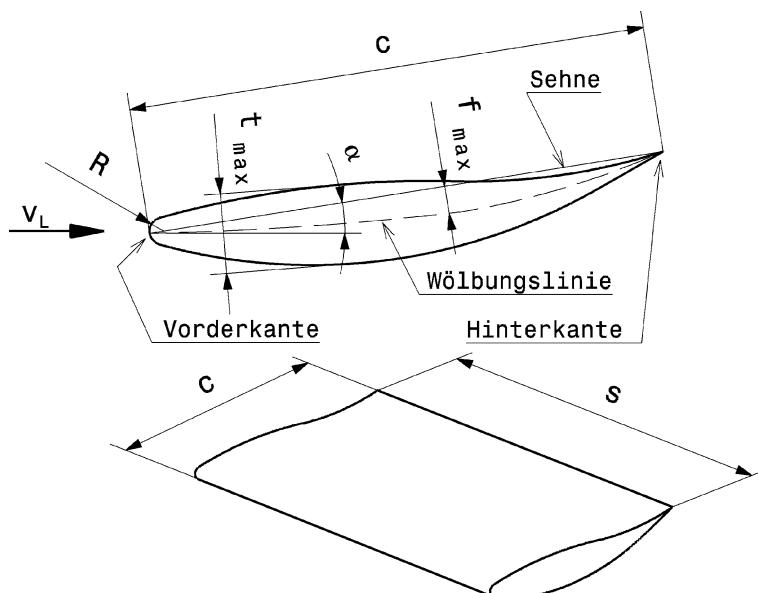
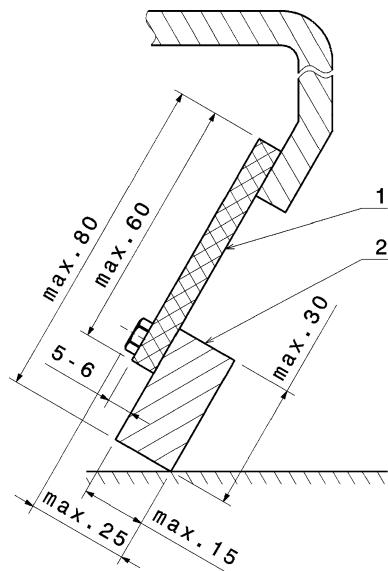
$$\Lambda_{\text{Rechteck}} = s/c$$

$\Lambda_{\text{Rechteck}}$  Seitenverhältnis für Rechteckflügel, –

$s$  Spannweite, m

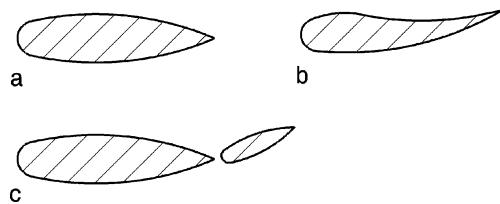
$c$  Sehnenlänge, m

**Abb. E.23** Schnitt durch eine Schürze rechte Fahrzeugseite, gemäß F.I.S.A. 1982, nach [6].  
 1 flexibles Material rumpfseitig befestigt *flexible material attached to body side*, 2 am Boden gleitende Leiste *ground rubbing strip*



**Abb. E.24** Begriffe und Größen eines Flügels *aerofoil, AE airfoil*:  $c$  Sehnenlänge *chord length*,  $s$  Spannweite *span*,  $\alpha$  Anstellwinkel *angle of attack*,  $f$  Wölbung *camber*,  $t$  Profildicke *maximum thickness*,  $v_L$  Anströmgeschwindigkeit der Luft *air-flow velocity*, Vorderkante *leading edge*, Hinterkante *trailing edge*, Länge/Breite-Verhältnis *aspect ratio*

**Abb. E.25** Arten von Flügelprofilen *aerofoil cross sections*.  
**a** symmetrisches Profil *symmetric aerofoil section*, **b** gewölbtes Profil *asymmetric camber*, **c** symmetrisches Profil mit Wölbungsklappe *symmetric aerofoil with flap*

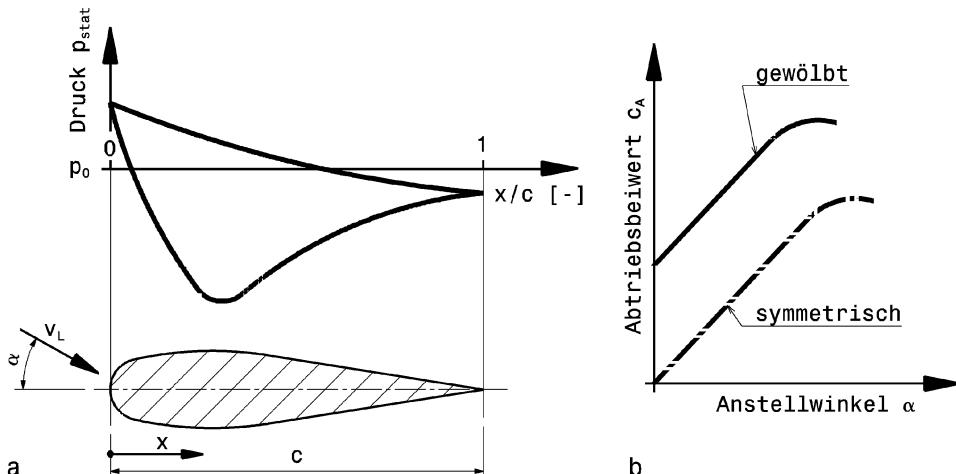


Damit ein Flügel Abtrieb erzeugt, muss die Summe der aerodynamischen Druckkräfte an seiner Oberseite größer als an der Unterseite sein. Dafür bieten sich mehrere Maßnahmen an, Abb. E.25:

- ein symmetrisches Profil wird gegen den Luftstrom um einen Anstellwinkel angestellt
- das Profil wird gewölbt, also asymmetrisch ausgebildet
- beide Maßnahmen werden gleichzeitig eingesetzt.

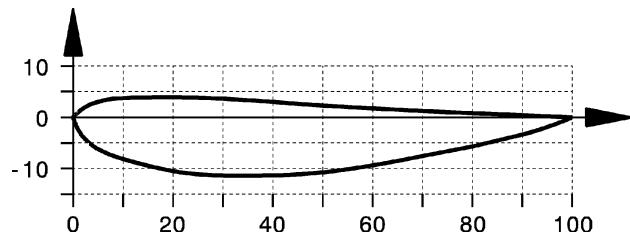
Abbildung E.26a zeigt schematisch wie sich der statische Druck beim Umströmen eines Profils ändert. Die Luft strömt mit der Geschwindigkeit  $v_L$  auf das Profil zu. An der Vorderkante steigt der Druck durch den Staudruck an. An der Unterseite des Profils sinkt der Druck zunächst ab und steigt dann zur Hinterkante wieder an. Das Druckniveau an der Hinterkante liegt unter dem an der Vorderkante, so dass sich eine Druckdifferenz in Längsrichtung ergibt. Der Flügel erzeugt somit einen Widerstand gegen die Luftströmung. An der Oberseite fällt der Druck stetig auf das Niveau an der Hinterkante ab. Auf das gesamte Profil wirkt so eine resultierende Druckdifferenz nach unten.

Der Anstellwinkel (Anströmwinkel) beeinflusst das Auftriebsverhalten eines Flügels stark, Abb. E.26b. Er ist der Winkel zwischen der Geschwindigkeit der Luftströmung und der Flügelsehne. Dabei gilt es zu beachten, dass die Richtung der anströmenden Luft bei einem Fahrzeug nicht mit der Richtung der Fahrbahn gleichzusetzen ist. Besonders bei Heckflügeln wird das kaum der

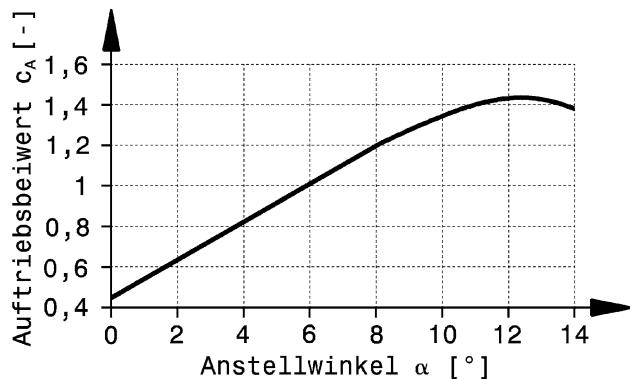


**Abb. E.26** Druckverlauf an der Flügeloberfläche und Abtrieb.  $p_0$  Umgebungsdruck, **a** Über dem größten Bereich der Unterseite des Flügels herrscht Unterdruck. Im Gegensatz dazu überwiegt an der Oberseite Überdruck. Die resultierende Kraft weist nach unten. **b** Ein gewölbtes Profil erzeugt bei gleichem Anstellwinkel mehr Abtrieb

**Abb. E.27** Flügelprofil NACA 4415 [7]. Einfacher, einteiliger Flügel. Die Sehnenlänge und die Höhen sind in Prozent aufgetragen. Damit ist das Profil allgemein beschrieben



**Abb. E.28** Auftriebseigenschaften eines einteiligen Flügels Profil NACA 4415 [7]. Der Auftrieb ist bei  $0^\circ$  Anstellwinkel gering und erreicht bei  $12^\circ$  (Ablösewinkel) ein Maximum von  $c_A = 1,42$ . Diese Angaben gelten für einen unendlich langen Flügel



Fall sein. Der Auftrieb nimmt annähernd linear mit dem Anstellwinkel zu, bis die Strömung an der Unterseite des Profils ablöst.

Der Abtrieb errechnet sich aus dem Abtriebsbeiwert (*downforce coefficient*) zu:

$$F_{L, Z} = c_A \cdot \frac{\rho_L v_L^2}{2} \cdot s \cdot c \quad (\text{E.9})$$

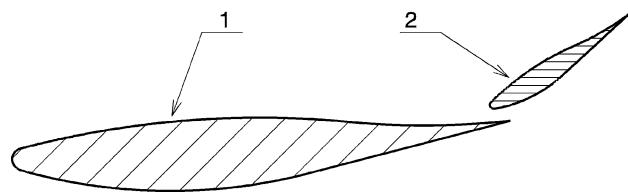
$F_{L, Z}$	Abtriebskraft, N
$v_L$	Luftgeschwindigkeit, m/s
$c_A$	Abtriebsbeiwert, –
$\rho_L$	Luftdichte, kg/m <sup>3</sup>
$s$	Spannweite, m
$c$	Sehnenlänge, m

Bei der Flügelgestaltung steht die Betrachtung des Verhältnisses Abtrieb zu Widerstand im Vordergrund. Daneben werden noch Ablöseverhalten, nutzbarer Bereich, Geschwindigkeitsbereich sowie Turbulenzgrad der Anströmung untersucht. Anders als in der Luftfahrt sind Kriterien wie resultierendes Moment von untergeordneter Bedeutung, weshalb Flügelprofile im Motorsport (Abb. E.27 und E.28) anders gestaltet sind als im Flugzeugbau [8]. Die im Rennsport eingesetzten Flügel werden etwa ab 80 km/h spürbar wirksam [6].

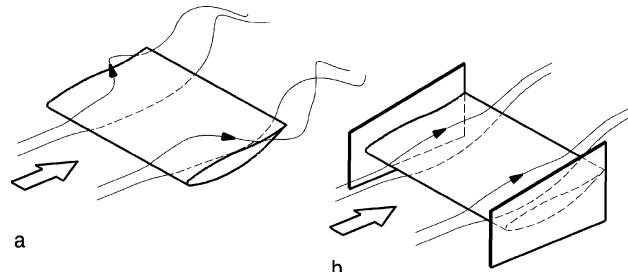
Folgende Parameter können als Richtwert für einen einteiligen Flügel für Rennfahrzeuge herangezogen werden [7]:

- Seitenverhältnis  $\Lambda_{\text{Rechteck}} = 5$  bis 8 [8].
- kleiner Anstellwinkel für geringen Widerstand und Abtrieb, max. Anstellwinkel von ca. 14 bis 16°

**Abb. E.29** Schema eines zweiteiligen Flügels [7]. 1 Flügel *wing*, 2 Klappe *flap*. Ein mehrteiliger Flügel wirkt ähnlich wie ein einteiliger mit größerer Wölbung, erzeugt also mehr Abtrieb. Durch die Beweglichkeit der Klappe(n) ergeben sich einfacheren Einstellmöglichkeiten



**Abb. E.30** Wirkung von Endflächen an Flügeln. **a** Flügel ohne Endflächen, **b** Flügel mit Endflächen. Im Fall **a** strömt die Luft von der Überdruckseite oben zur Unterdruckseite unten. Im Fall **b** wird dies durch die Endflächen verhindert. Die Endflächen erhöhen den Abtrieb um bis zu 30 %



- geringe Profildicke für geringen Widerstand und Abtrieb. Dicke bis  $0,12 c$  für stärkeren Abtrieb. In niedrigen Geschwindigkeitsbereichen ist die Dicke nicht so wichtig
- leichte Wölbung an der Stelle  $0,3 c$  für geringen Abtrieb und stärkere weiter hinten liegende Wölbung von  $0,05 c$  bis  $0,15 c$  an der Stelle  $0,5 c$  oder  $0,6 c$  für mehr Abtrieb
- Radius der Vorderkante etwa  $0,01 c$  bis  $0,03 c$ .

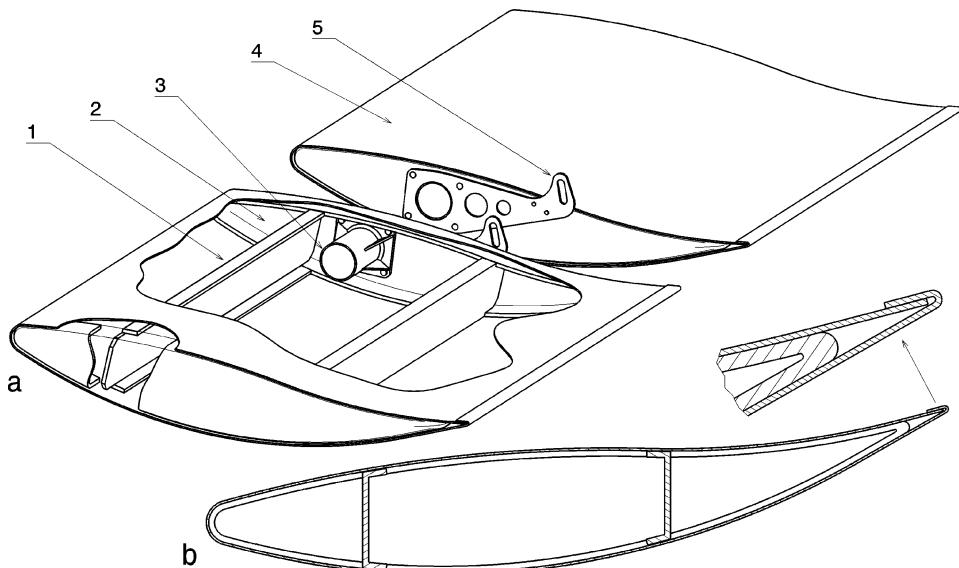
Über all diesen Richtwerten steht allerdings das Reglement, so dass keine allgemein anwendbaren Gestaltungsrichtlinien sinnvoll sind. Mit zunehmender Flügelbreite nimmt zwar der Abtrieb zu, im Allgemeinen wird allerdings die Spannweite vom Regelwerk auf die Fahrzeugsbreite begrenzt. Je weiter ein Flügel von anderen Fahrzeugteilen entfernt ist, desto weniger Interferenzen stören seine gewünschte Umströmung und damit seine Wirksamkeit. Genau deshalb wird auch der Raum, in dem ein Flügel angebracht werden muss, von den Reglements in Bezug auf das Fahrzeug vorgeschrieben. Ähnliches gilt für den Bodenabstand eines Frontflügels.

Die Wölbung eines Flügels und damit sein Abtrieb kann durch mehrteilige Ausführung erhöht werden, Abb. E.29. Einem Flügel wird dabei eine Klappe nachgesetzt (Spaltflügel). Durch Verstellen der Klappe kann die Wölbung variiert werden. Dies erfolgt allerdings vor dem Rennen, weil währenddessen Aerodynamik-Elemente im Allgemeinen nicht beweglich sein dürfen.

**Endplatten End Plates.** Die seitlich angesetzten senkrechten Flächen helfen den Luftstrom über den Flügel zu kanalisieren, Abb. E.30. Sie verhindern, dass Luft seitlich über die Flügelenden strömt, was sonst wegen des Druckunterschieds zwischen Ober- und Unterseite zwangsläufig geschieht. An den Frontflügeln verbessern sie sogar die Strömung am Fahrzeugheck, indem sie helfen die Strömung um die Vorderräder in Richtung Unterboden und weiter zum Diffusor zu leiten.

Die Endplatten wirken vor allem da, wo die größten Druckunterschiede herrschen, also in der Nähe der Flügelhinterkante und auf der Unterseite. Deshalb wird eine effiziente Endplatte nach unten weiter überstehen als nach oben (min.  $3 t$ ,  $t \dots$  Profildicke) und dieser Überstand wird nach hinten hin zunehmen.

**Herstellung Fabrication.** Flügel werden auf verschiedene Arten hergestellt. Auch wenn sie große Abtriebskräfte erzeugen, ist die spezifische Beanspruchung relativ gering (ca.  $0,55 \text{ N/cm}^2$  [10]), so



**Abb. E.31** Aufbau eines Flügels. Der Flügel wird an der Fahrzeugfront beidseits der Nase angebracht. **a** Axonometrische Ansicht (teilweise geschnitten), **b** Querschnitt durch den Flügel. 1 Holm cross beam, 2 Spant rib, 3 Befestigungsstutzen *mounting bracket*, 4 Decklage skin, 5 Verstelllasche *adjustment plate*

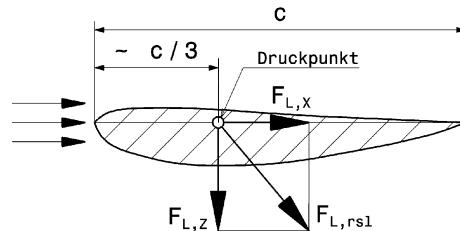
dass sich viele Leichtbaumethoden anbieten. Eine Art ist, sie aus dünnen Blechen (z. B. 0,5 mm Aluminium) zu formen, die auf Spanten geklebt und genietet werden. Eine andere Art nutzt die Möglichkeiten, die faserverstärkte Kunststoffe (GFK, CFK) bieten. Wichtig ist vor allem eine glatte Oberfläche, besonders am ersten angeströmten Drittel des Flügels. Öffnungen, Nietköpfe, Blechstöße etc. lassen die Strömung ablösen und die in Strömungsrichtung nachfolgenden Flügelbereiche unwirksam werden, vgl. auch Abb. E.33.

Ein prinzipieller Aufbau besteht aus Querspannen (2), die mit Holmen (1) verbunden werden, Abb. E.31. Die Spanten geben das gewünschte Flügelprofil vor und die Holme sorgen für die erforderliche Biegesteifigkeit des Flügels. Über die Spanten wird die Decklage (4) gelegt und mit diesen verklebt und/oder vernietet. Wird dies mit Blech gemacht und ein Endfalte gebraucht, so soll dieser wie gezeigt die Strömung an der Oberseite stören, also wie eine Gurneyleiste wirken. Der Stutzen (3) für die Befestigung des Flügels ist im Druckpunkt des Profils angebracht. Durch den Stutzen wird ein Rohr gesteckt, das die Verbindung zum Fahrzeug herstellt und die Flügelkräfte überträgt. Zum Verändern des Anstellwinkels kann der Flügel um die Rohrachse gedreht werden. Die Fixierung erfolgt mit einer Lasche (5), die am Ende ein gekrümmtes Langloch oder einzelne Bohrungen für die Verschraubung aufweist.

Die Spanten bestehen aus Holz oder schalenförmig umgeformtes Aluminium-Blech mit 0,7 bis 0,9 mm Dicke. Die Holme können aus Stahlblech mit 0,9 bis 1,2 mm Dicke abgekantet werden. Die Decklage wird von Blechen von 0,7 bis 1,2 mm Stärke gebildet. Wird die Außenhaut aus einem Stück auf den Flügelunterbau gewickelt, so entsteht eine Oberfläche ohne Stöße in Strömungsrichtung. Wenn ein Falz benötigt, so soll er an der Hinterkante des Flügels und oben liegen, Abb. E.31.

**Befestigung Mounting.** Flügel müssen am Fahrzeug befestigt werden. Ideal wäre eine direkte Verbindung mit dem Radträger, damit der Abtrieb nur auf die Räder wirkt und nicht auch auf die

**Abb. E.32** Aerodynamische Kräfte am Flügel. Sämtliche Kräfte können im Druckpunkt wirkend zusammengefasst werden. Der Druckpunkt liegt etwa im ersten Drittel der Flügelsehne.  $F_{L,x}$  Abtrieb,  $F_{L,z}$  Luftwiderstand,  $F_{L,rsl}$  resultierende Gesamtkraft



gefederte Masse des Fahrzeugs. Diese Befestigung ist jedoch in sämtlichen Reglements verboten, weil das eine bewegliche Abtriebshilfe darstellt. Zunächst ist eine Betrachtung der am Flügel wirkenden aerodynamischen Kräfte hilfreich, die die Flügelbefestigung aufnehmen muss, Abb. E.32. Darüber hinaus darf allerdings nicht vergessen werden, was für Kräfte auf den Flügel wirken, wenn das Fahrzeug einen Dreher bei hohen Geschwindigkeiten hat.

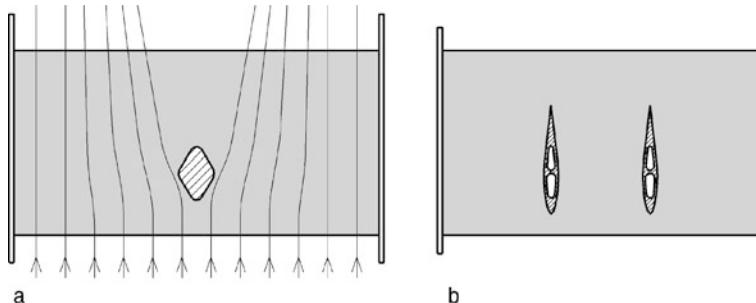
Die Kraftgrößen des Flügels werden auf seine Grundfläche bezogen. Der Luftwiderstand des Flügels errechnet sich bei bekanntem Widerstandsbeiwert somit zu:

$$F_{L,x} = c_w \cdot \frac{\rho_L v_L^2}{2} \cdot s \cdot c \quad (\text{E.10})$$

- $F_{L,x}$  Luftwiderstand, N
- $v_L$  Luftgeschwindigkeit, m/s
- $c_w$  Widerstandsbeiwert, –
- $\rho_L$  Luftpumpe, kg/m<sup>3</sup>
- $s$  Spannweite, m
- $c$  Sehnenlänge, m

Sämtliche aerodynamischen Kräfte können im Druckpunkt (*centre of pressure*) wirkend gedacht werden, ohne dass ein Moment auf den Flügel wirksam ist. Die Befestigung des Flügels sollte daher in seiner Nähe wirken. Die Verbindung zum Fahrzeug soll selbst möglichst strömungsgünstig sein und die Wirkung des Flügels möglichst wenig beeinflussen. Im Grunde bieten sich so zwei Möglichkeiten an. Die Befestigung erfolgt mit einer Säule in der Mitte des Flügels oder außen mittels der beiden Endplatten.

Abbildung E.33a zeigt schematisch die Wirkung einer Störung der Strömung durch eine Befestigungssäule. An der Säule löst die Strömung ab und es bildet sich hinter der Säule ein wesentlich



**Abb. E.33** Strömungsbeeinflussung durch Elemente zur Flügelbefestigung. **a** Strömungsablösung an einer Säule eines Heckflügels, **b** strömungsgünstiger Querschnitt von zwei Haltern eines Frontflügels

**Abb. E.34** Zweiteiliger Frontflügel mit Endflächen an einem Formel 1 (McLaren Mercedes 2003). Der Flügel erzeugt nicht nur Abtrieb, sondern kanalisiert auch den Luftstrom in den Bereich zwischen den Vorderrädern



breiterer Bereich aus, in dem die Flügeloberfläche von der Strömung nicht erfasst wird, also nicht wirksam ist. Ähnlich wirken Öffnungen in der Flügeloberfläche, die die Strömung ebenfalls ablösen lassen. Abbildung E.33b zeigt eine strömungsgünstige Gestaltung zweier Tragelemente eines Frontflügels. Zur Gewichtserleichterung sind die beiden Säulen hohl ausgeführt.

Der Anstellwinkel soll für die Fahrzeugabstimmung verstellbar sein. Der Drehpunkt von Heckflügeln ist dabei vorzugsweise an der Hinterkante des Flügels. So kann er beim Verstellen nie die vom Reglement erlaubte Maximalhöhe überschreiten.

Die Befestigung muss neben den aerodynamischen Kräften natürlich auch den Trägheitskräften, bedingt durch die Flügelmasse, standhalten können. Als Faustregel kann herangezogen werden, dass der Flügel und seine Befestigung ausreichend dimensioniert sind, wenn das Fahrzeug an der äußeren Flügelkante von Hand geschoben werden kann.

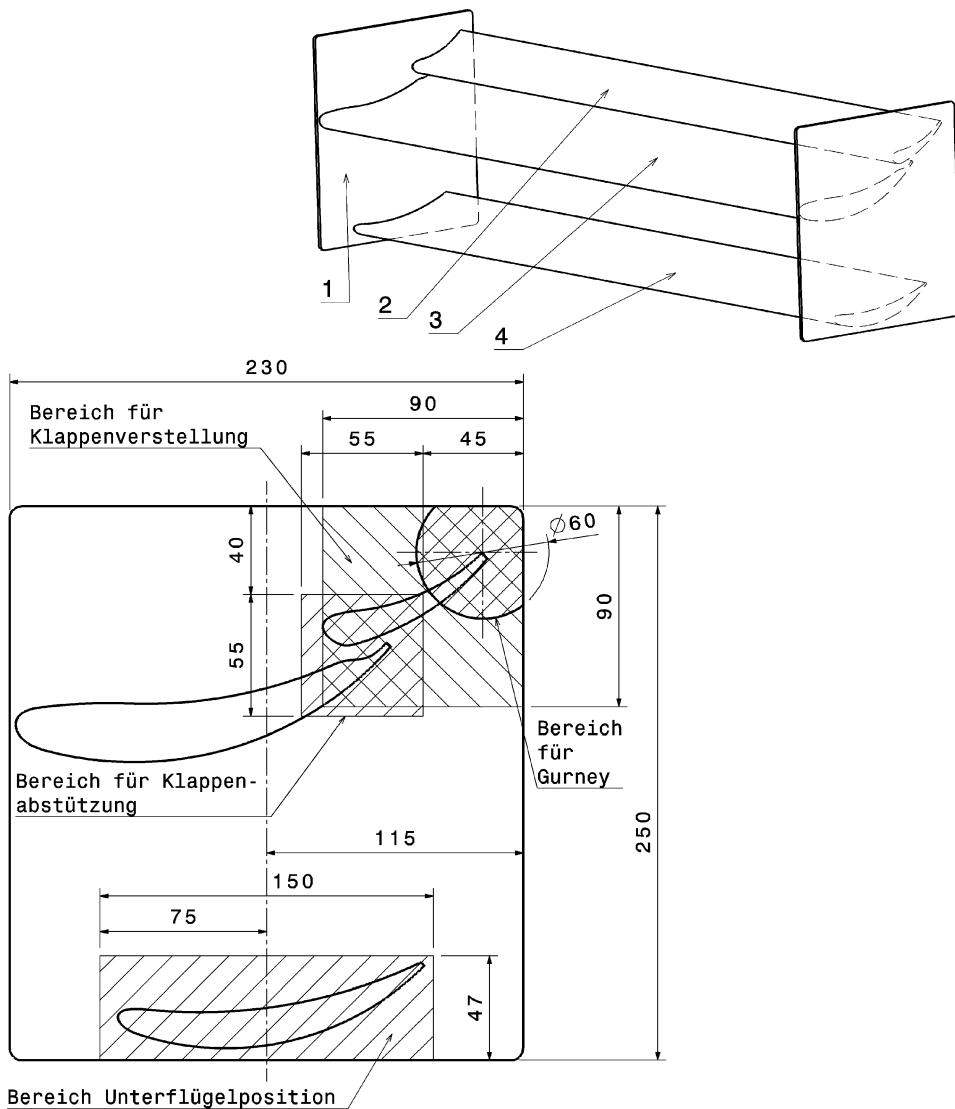
**Frontflügel (Front Wing), Abb. E.34.** Er spielt eine wichtige Rolle. Am Ende der langen Geraden in Estoril beträgt der Abtrieb eines Formel-1-Frontflügels beispielsweise 5500 N [12]. Der Frontflügel erzeugt ungefähr ein Viertel des gesamten Abtriebs.

Durch den Bodeneffekt bei Frontflügeln (siehe auch Abb. E.63) erhöht sich die Nickempfindlichkeit eines Fahrzeugs.

**Heckflügel (Rear Wing).** Seit der Diffusor durch einige Reglements stark verkürzt wurde (meist darf er erst ab der Vorderkante der Hinterräder beginnen), produziert der Heckflügel etwa 30 % des Abtriebs. Bei einem Formel-1-Heckflügel sind das immerhin etwa 9,8 kN Abtriebskraft auf der langen Geraden in Estoril [12]. Die Abbildungen E.35 bis E.37 zeigen Beispiele ausgeführter Flügel.

**Gurneyleiste Gurney Flap, AE: Wicker.** Die Gurneyleiste oder kurz „Gurney“ ist eine schmale Leiste, die an der Hinterkante eines Flügels rechtwinklig zu seiner Oberseite (also quer zur Strömungsrichtung) angebracht wird, Abb. E.38. Die Höhe quer zur Anströmungsrichtung beträgt maximal 10 bis 15 mm. Übliche Ausführungen finden sich im Bereich 3 bis 10 mm. Sie verstärkt den Abtrieb des Flügels, erhöht jedoch auch dessen Luftwiderstand. Da sie leicht zu montieren bzw. zu entfernen ist, ist sie wichtiger Bestandteil der Feinabstimmung.

Abbildung E.39 zeigt den gemessenen Einfluss einer Gurneyleiste im Vergleich zum ursprünglichen Flügelprofil.



**Abb. E.35** Reglementvorgaben für den Heckflügel der DTM 2003. 1 Endplatte, 2 Klappe, 3 Hauptflügel, 4 Unterflügel. Die Abmessungen der Endplatten und die Bauräume einzelner Flügelemente sind vorgeschrieben

Gurneys heben erwartungsgemäß nicht nur den Abtrieb an, sie vergrößern gleichzeitig auch den Luftwiderstand. Eine interessante Gestaltungsvariante zur Verkleinerung des erforderlichen Kompromisses ist in Abb. E.40 zu sehen.

Trotz der Vergrößerung des Luftwiderstands des Flügels, was mit einer Verschlechterung der Effizienz dieses Teils einhergeht, sind Gurneys für die Abstimmung des Gesamtfahrzeugs attraktiv. Besonders, wenn vom Reglement bestimmte Flügelprofile vorgeschrieben sind oder der Bauraum für Flügel eingeschränkt wird, können Gurneys einen positiven Einfluss zeigen, Abb. E.41.

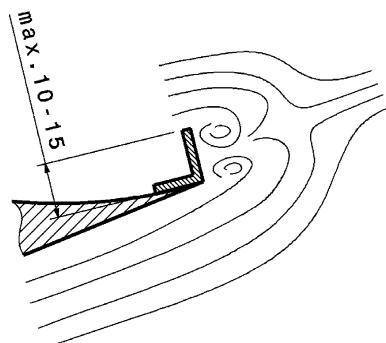


**Abb. E.36** Mehrteiliger Heckflügel eines Formel-1-Wagens mit flachen Endplatten (Ferrari). Der Flügel ist mit dem untersten Element am Heckaufladelement, das wiederum am Ende des Getriebegehäuses befestigt ist, angebracht. Der Anstellwinkel der Flügel und Klappen ist über mehrere Bohrungen in den Endplatten verstellbar

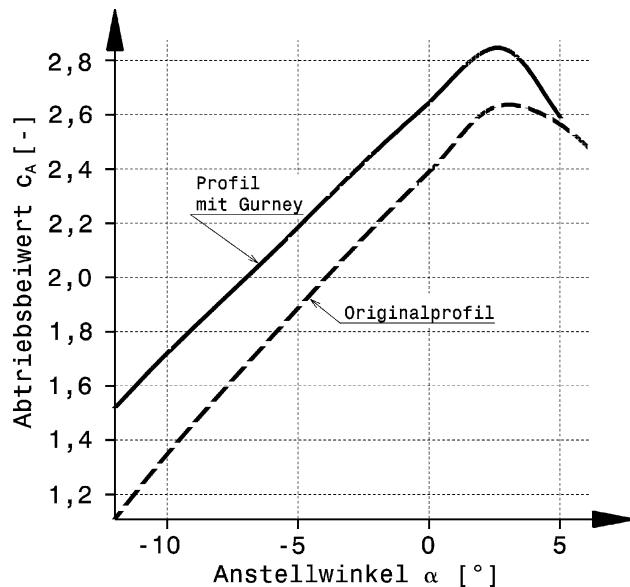
**Abb. E.37** Mehrteiliger Heckflügel an einem Produktionsportwagen (Osella PA 20 S). Der gesamte Heckflügel ist über das untere Flügelelement mit zwei Platten am Getriebeende überkragend befestigt. So wirkt die Abtriebskraft über einen Hebel auf die Hinterachse. Die beiden Platten stellen auch die Abschleppösen bereit



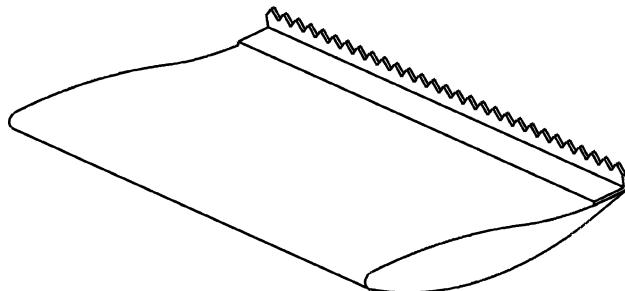
**Abb. E.38** Prinzip der Gurney-Leiste, nach [7]. Die Strömung wird an der Hinterkante nach oben abgelenkt. Hinter der Lippe bilden sich zwei gegenläufige Wirbel. Dadurch erhält die Strömung eine zusätzliche vertikale Komponente. Die lenkt sie nach oben ab und verstärkt den Abtrieb



**Abb. E.39** Einfluss eines Gurneys auf den Abtrieb, nach [8]. Im Vergleich zum Originalprofil ohne Gurney hebt die Gurneyklappe den Abtrieb dieses Flügels deutlich an



**Abb. E.40** Gezackte Gurneyleiste. Diese Ausführung stellt einen Kompromiss aus Luftwiderstand und Abtrieb dar. Die Zacken wirken wie eine hohe, durchgehende Leiste beim Abtrieb, erzeugen jedoch nur den Luftwiderstand einer halb so hohen durchgehenden Ausführung



**Nase Nose.** Das ist die ganze, sich nach vorn verjüngende Vorderpartie des Wagens. Hochgezogene Nasen waren bei Formel-1-Fahrzeugen Ende der 1990er Jahre eine konsequente Entwicklung, weil sie helfen, den Frontflügel relativ isoliert umströmen zu lassen, und die Luftströmung nach dem Flügel wirksam nach hinten zum Unterboden und zum Diffusor zu leiten.

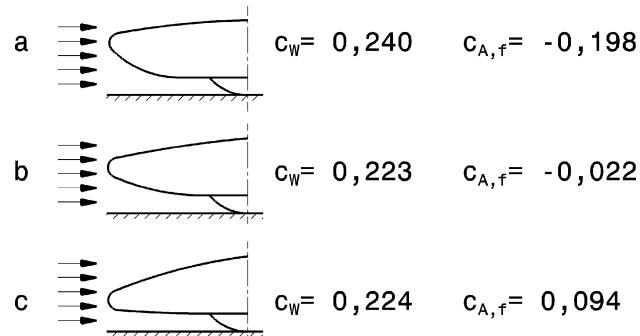
Wie immer hängt die Wirkung des Bugs nicht allein von diesem ab, sondern vom Zusammenspiel mit den übrigen Teilen. Allgemein ist jedoch die relative Lage der Bugspitze zur Fahrbahn und zum restlichen Wagenkörper von Bedeutung, Abb. E.42. Eine hoch liegende Bugspitze (a) erzeugt sogar Auftrieb, durch den dadurch hoch liegenden Staupunkt. Eine sich verjüngende Nase (b) senkt den Luftwiderstand. Wird die Spitze des Bugs weiter abgesenkt (c), erhöht sich der Widerstand und es resultiert sogar Abtrieb an der Vorderachse.

**Heck Tail End.** Ähnlich wie die Nase beeinflusst auch das Heck das aerodynamische Verhalten, allerdings in noch stärkerer Form, Abb. E.43. Ideal für einen geringen Luftwiderstand sind lange, schlanke Heckformen (Tropfenformen), denen in der Praxis durch das Reglement (Heckaufprall, hinterer Überhang) und weitere Kriterien (Stabilität, Seitenwindempfindlichkeit) Grenzen gesetzt sind.

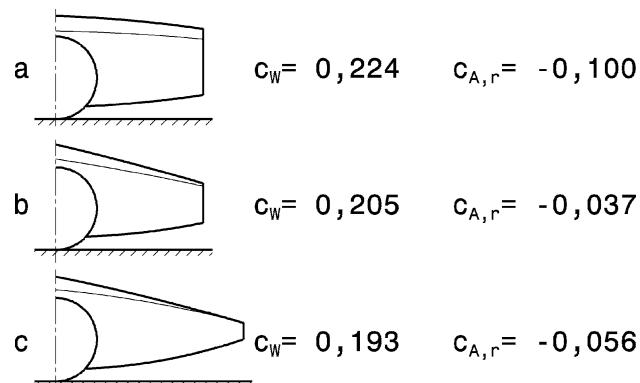


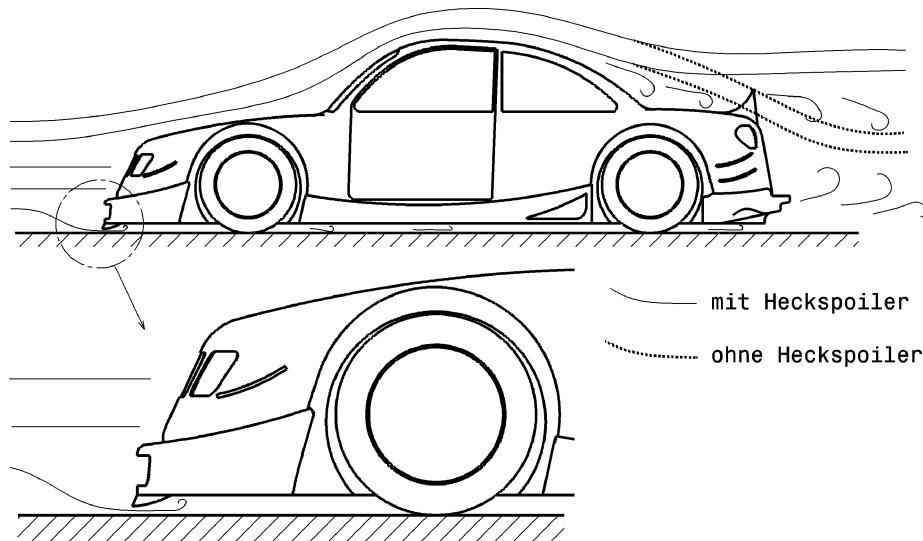
**Abb. E.41** Gurney an einem Frontflügel (Ferrari Formel 1). Im Bild ist der linke Teil des Frontflügels vor dem Vorderrad zu sehen. Die Gurneyleiste ist auf den äußereren Teil des abgesetzt geformten Frontflügels geschraubt

**Abb. E.42** Einfluss der Nasenform auf Widerstand und Auftrieb an der Vorderachse, nach [8]. **a** Hoch liegende Nase, **b** mittlere Lage der Bugspitze, **c** abgesenkte Nase mit keilförmigen Bug



**Abb. E.43** Einfluss der Heckform auf Widerstand und Auftrieb an der Hinterachse, nach [8]. **a** Abriss-heck, **b** mittlere Bauform, **c** langes, tropfenförmiges Heck





**Abb. E.44** Airdam-Frontspoiler und Heckspoiler, nach [7]. Der Frontspoiler verringert die unter dem Wagen durchströmende Luftmasse. Das reduziert bei zerklüfteten Unterböden den Luftwiderstand (trotz Vergrößerung der Spantfläche) und der Druck unter dem Wagen sinkt. Der Heckspoiler verlangsamt die Strömung und der Druck erhöht sich

**Frontspoiler Front Spoiler.** Ein Spoiler setzt die Oberfläche eines Fahrzeugs fort, ohne dass eine Unterbrechung zwischen der Karosserie und dieser Vorrichtung besteht. Ist die Oberfläche zwischen Außenhaut und Spoiler unterbrochen, kann man unter Umständen schon von einem Flügel sprechen [7].

Frontspoiler (Schürzen) verringern die Unterströmung (Airdamspoiler) des Wagenbodens und sorgen so für eine Druckdifferenz zwischen Wagenober- und -unterseite, die den Abtrieb erhöht, Abb. E.44.

**Heckspoiler Rear Spoiler.** Der Heckspoiler stört (Name von engl. *to spoil* = verderben) die Umströmung des Wagenhecks und lässt die Strömung früher ablösen. Er reduziert so den Auftrieb an der Hinterachse, Abb. E.44. Der Spoiler muss im laminaren Bereich der Strömung angebracht sein, sonst wirkt er nicht.

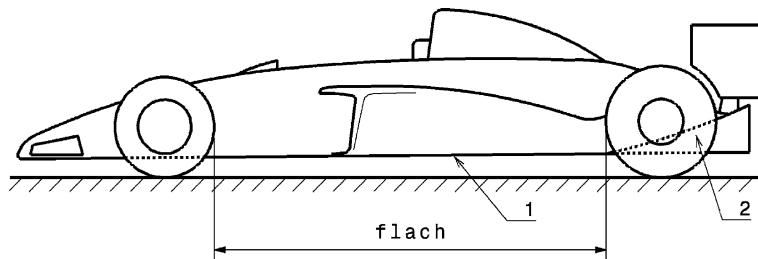
Ein Heckspoiler erhöht auch die Wirkung eines Heckflügels. Wird ein Heckspoiler vor einem Flügel angebracht erhöht sich der Abtrieb und damit allerdings auch der Luftwiderstand dieses Flügels.

**Tauchplatte Dive Plate.** Solche verstellbaren Platten (in der namensgebenden Art eines Tiefenruders an U-Booten) am Wagenbug erzeugen schräg gestellt einen gewissen Abtrieb, der zur Feineinstellung herangezogen werden kann, Abb. E.45.

**Unterboden Undertray.** Der abnehmbare Unterboden leistet einen extrem wichtigen Beitrag zum Abtrieb, zumal er das bei relativ geringen Verlusten ermöglicht. Bei vielen Reglements ist mittlerweile wegen Hochgeschwindigkeitsunfällen ein durchgehender Unterboden vorgeschrieben, der nur in bestimmten Bereichen – meist in Bezug auf die Räder festgelegt – davon abweichen darf, Abb. E.46. Für den Abtrieb wird somit der Bereich in der Nähe der Hinterräder interessant und zwar ab da, wo

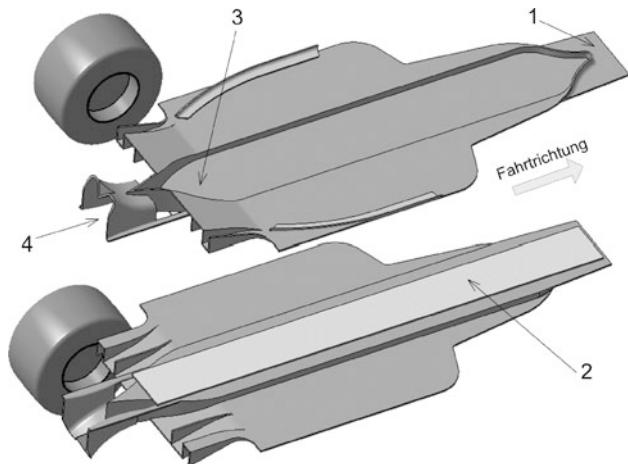


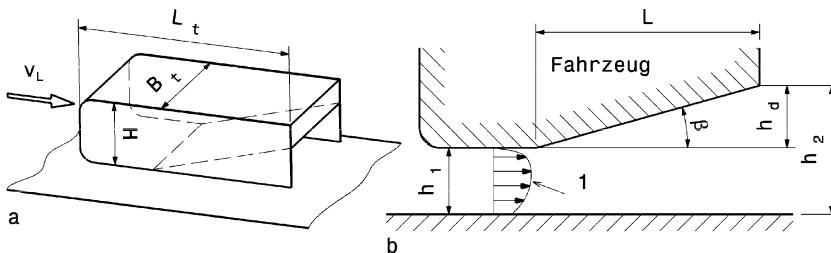
**Abb. E.45** Tauchplatte am Bug eines Tourenwagens



**Abb. E.46** Schema eines Fahrzeugs mit flachem Unterboden. 1 flacher Abschnitt des Unterbodens, 2 Diffusorbereich

**Abb. E.47** Unterboden an einem Formel-Wagen (Ansicht von oben und Spiegelbild unten). Der Boden ist reglementbedingt abgestuft und verläuft bis zu den Hinterrädern flach. Zur Orientierung ist das linke Hinterrad ebenfalls dargestellt. Der tiefste Bereich in der Mitte des Bodens bildet vorne einen Splitter (1) und enthält das Bodenbrett (2), das nach dem Rennen einen bestimmten Abriebwert nicht überschreiten darf. Im Bereich des Getriebes (3) läuft der Boden schiffsrumpfartig spitz zusammen. Anschließend ist noch ein separater Diffusor (4) angebracht





**Abb. E.48** Prinzip eines Heckdiffusors. **a** Schrägriss einfaches Fahrzeugmodell.  $v_L$  Luftgeschwindigkeit,  $L_t$ ,  $B_t$ ,  $H$  Fahrzeuggabmessungen, **b** Schnitt mit Maßen.  $I$  asymmetrisches Strömungsprofil,  $h_d$  Diffusorhöhe

der Boden abgeknickt werden darf. Bei Sportprototypen und Tourenwagen rückt zusätzlich der Fahrzeugbug in die Mitte der Konzeptüberlegungen, weil auch da Möglichkeiten eines Diffusors gegeben sind.

Bei Formel-1-Fahrzeugen muss der Unterboden zusätzlich noch 50 mm abgestuft sein, er darf also auch im grundsätzlich flachen Bereich zwischen den Rädern keine durchgehende ebene Fläche darstellen, Abb. E.47.

Ein Diffusor im Fahrzeugheck und ein nach hinten leicht ansteigender Unterboden beschleunigen die Luftströmung im Bug- sowie im Bodenbereich und sorgen bei richtiger Auslegung für Abtrieb und (!) geringeren Luftwiderstand.

**Diffusor Diffuser.** Bei einem Diffusor nimmt im Gegensatz zu einer Düse der Strömungsquerschnitt über der Länge zu. Dadurch nimmt die Strömungsgeschwindigkeit beim Durchströmen des Diffusors ab und wegen der Energieerhaltung der statische Druck zu.

Bei Fahrzeugen kommen Diffusoren bei Lufteinlässe und im Unterbodenbereich zum Einsatz. Im Unterbodenbereich werden dabei die Wirkflächen des Diffusors vom Fahrzeug und von der Fahrbahn gebildet, Abb. E.48. Ein solcher Diffusor wirkt sich auf die Druckverteilung unter dem gesamten (!) Wagenboden aus. Der statische Druck im Bereich des Bodens sinkt ab und damit entsteht dank der Bodenfläche und der Druckdifferenz zur Wagenoberseite Abtrieb.

Ein Unterboden-Diffusor ist asymmetrisch. Der sich erweiternde Teil des Kanals wird vom Fahrzeugboden gebildet und die Gegenfläche stellt die Fahrbahn dar, die sich zusätzlich relativ zum Fahrzeug bewegt. Ein für die Auslegung maßgebendes Verhältnis ist das Flächenverhältnis  $k_A$ . Es bestimmt das Geschwindigkeitsverhältnis und damit das Druckverhältnis zwischen Eintritts- und Austrittsquerschnitt eines Diffusors. Für einen Diffusor nach Abb. E.48 mit parallelen Seitenwänden gilt [8]:

$$k_A = \frac{h_2}{h_1} = 1 + \frac{L}{h_1} \cdot \tan \beta$$

$k_A$  Flächenverhältnis, –

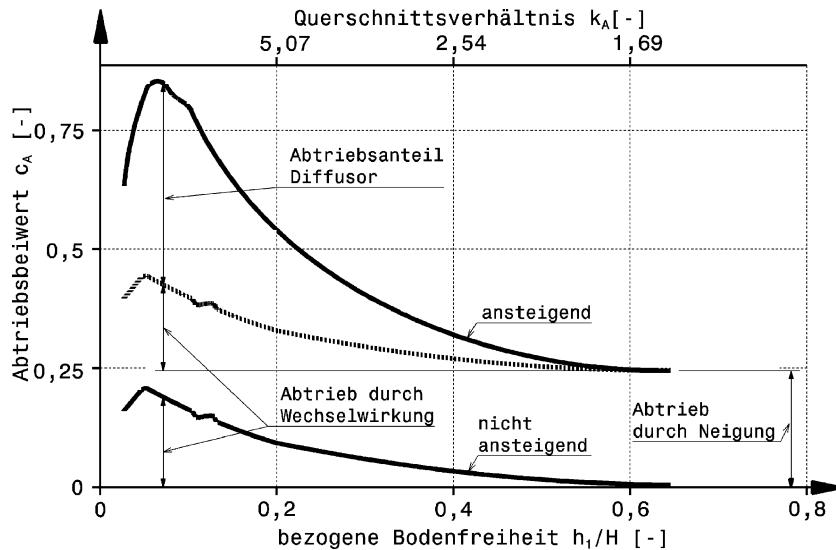
$h_1$  Bodenfreiheit, mm

$L$  Diffusorlänge, mm

$h_2$  Austrittshöhe, mm

$\beta$  Diffusorwinkel, °

Damit dieses theoretische Verhältnis von praktisch ausgeführten Diffusoren möglichst gut erreicht wird, darf die Luftströmung von keiner Begrenzungswand ablösen. Allein dadurch sind dem Diffusorwinkel Grenzen gesetzt und der Druckanstieg kann nicht beliebig bei gegebener Diffusorlänge gesteigert werden.



**Abb. E.49** Zusammensetzung des Abtriebs durch den Unterboden, nach [8]. Die Messungen basieren auf einem Fahrzeugmodell nach Abb. E.48a mit folgenden Zahlenwerten:  $L_t/H = 2,4$ ,  $B_t/H = 1,29$ ,  $B_t/h_1 \approx 20$

Auch ein von Reibungseinflüssen herrührendes asymmetrisches Strömungsprofil im Einlauf verschlechtert die Diffusorwirkung. Darüber hinaus wird eine Ungleichförmigkeit der Strömung im Diffusor selbst gesteigert.

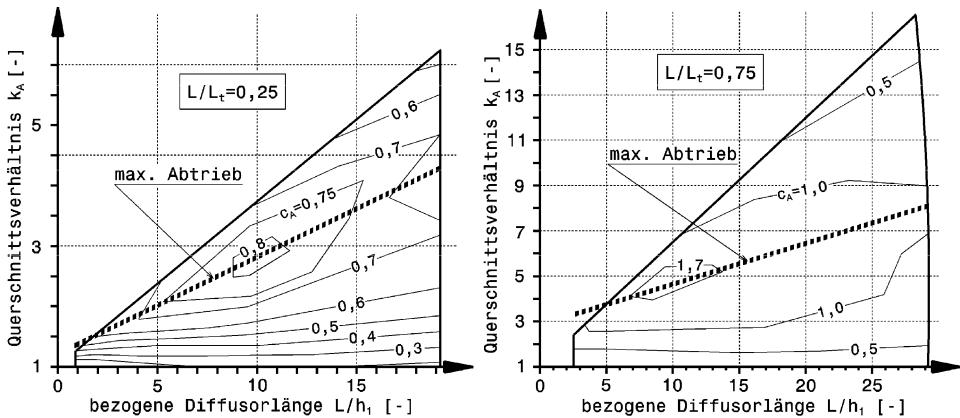
Allgemein sind folgende Parameter bei der Gestaltung von Diffusoren im Auge zu behalten [8]:

- das Querschnittsverhältnis  $k_A$ . Es legt die theoretische Obergrenze des Druckrückgewinns fest.
- die bezogene Diffusorlänge  $L/h_1$ . Sie ist ein Maß für den Strömungswiderstand.
- die Blockierung der Eintrittsströmung. Sie ist mitverantwortlich für ein ungleichförmiges Strömungsprofil.

Untersuchungen an einem einfachen Fahrzeugmodell (Abb. E.48a) schlüsseln die komplexe Abtriebsbereitung im Unterbodenbereich auf. Auch wenn das Modell sehr einfach ist, sind die Ergebnisse doch zumindest auf alle Fahrzeuge mit glattem Unterboden übertragbar. Bei Einsitzern sind die Strömungsverhältnisse etwas anders und damit gelten folgende Aussagen nur eingeschränkt für diese Fahrzeugkategorie.

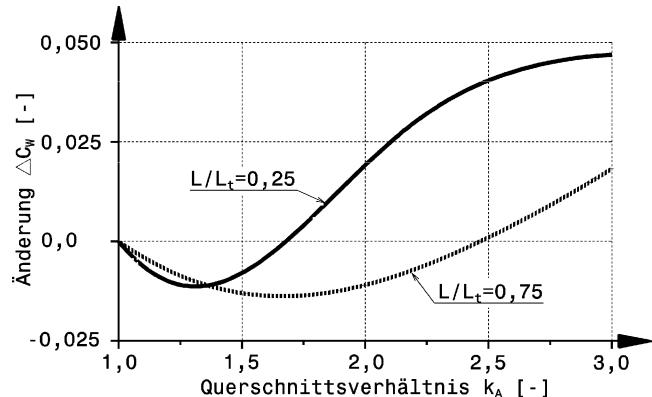
Bei der Untersuchung wurden zwei Ausführungen des Unterbodens verglichen. Bei einem Fahrzeug ist der Unterboden im Heckbereich hochgezogen und das andere weist keine Neigung des Bodens auf, Abb. E.49.

Man erkennt, dass der Unterboden ohne Anstieg im Heck bei großen Bodenfreiheiten ( $h_1/H > 0,7$ ) keinen Abtrieb erzeugt, die hochgezogene Ausführung jedoch schon. Wird der Abstand zum Boden verringert führt die Wechselwirkung mit der Fahrbahn zur Erzeugung von Abtrieb bei beiden Varianten. Wird der Abstand zur Fahrbahn zu klein nimmt der Abtrieb durch Zähigkeitseffekte wieder ab. zieht man nun den Anteil des Abtriebs durch die Wechselwirkung vom Abtriebsverlauf mit hochgezogenem Unterboden ab, so bleibt der Anteil, der auf den Diffusor allein zurückgeht, übrig.



**Abb. E.50** Gesamtabtriebsbeiwert  $c_A$  für zwei relative Diffusorlängen, nach [8]. Diese Messergebnisse beziehen sich auf das Fahrzeugmodell aus Abb. E.48a. Neben den Linien gleichen Abtriebs ist die Kurve der maximalen Abtriebswerte eingetragen. Sie ist eine Gerade

**Abb. E.51** Reduktion des Luftwiderstands durch einen Diffusor, nach [8]. Die Vergleichsbasis bildet ein Unterboden ohne Anstieg, d. h.  $k_A = 1$ .  $\Delta c_W = c_W - c_{W, \text{Basis}}$ . Bei einer relativen Diffusorlänge  $L/L_t$  von 0,25 ergibt sich für ein Flächenverhältnis  $k_A$  von etwa 1,25 ein Optimum, das zur größten Abnahme des Luftwiderstands führt. Bei großen Querschnittsverhältnissen (ca. > 1,6) steigt der Luftwiderstand an

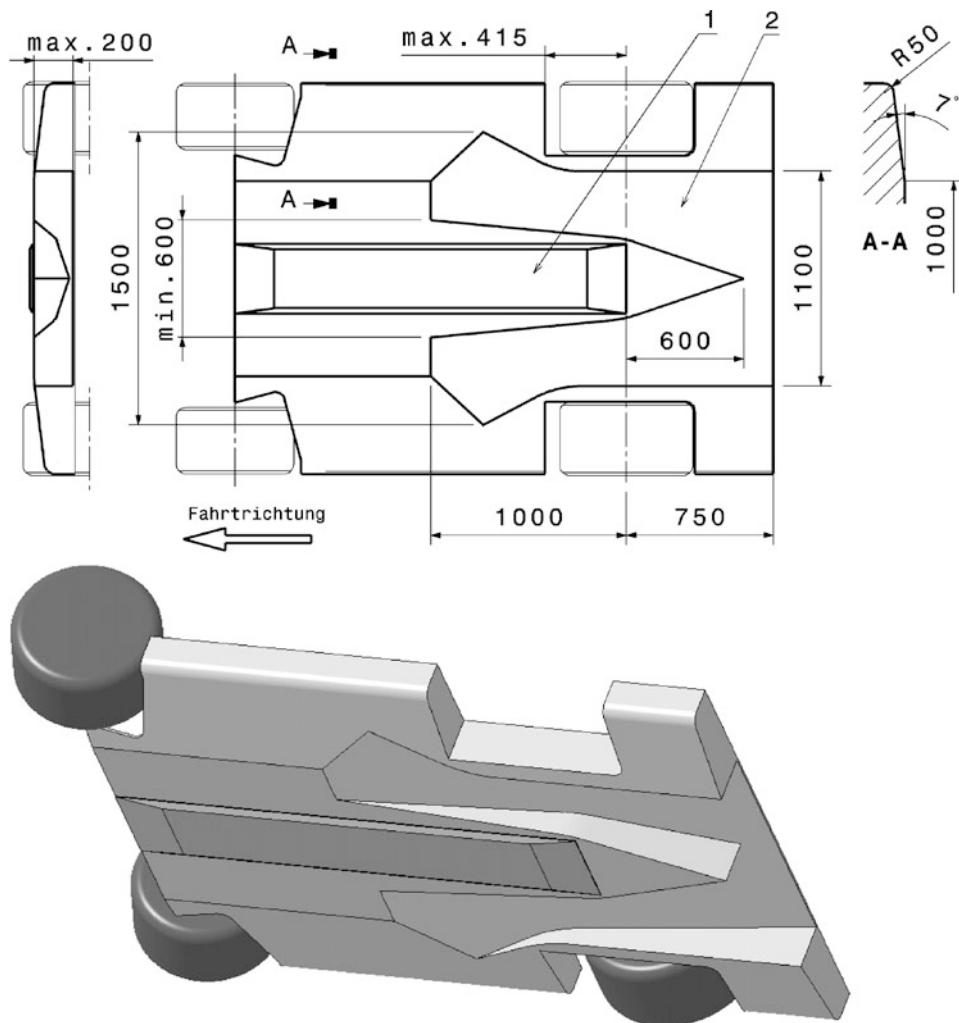


Der Abtrieb durch den Unterboden setzt sich also aus drei unabhängigen Effekten zusammen:

1. Abtrieb durch Wechselwirkung mit der Fahrbahn bei geringen Bodenfreiheiten
2. Abtrieb durch das Hochziehen des hinteren Unterbodens
3. Abtrieb durch den Diffusor.

Aus den Erkenntnissen der erwähnten Untersuchung kann auch eine erste Dimensionierung des Diffusors erfolgen und zwar mittels Abb. E.50. Die Diagramme zeigen für zwei relative Diffusorlängen  $L/L_t$  (= Diffusorlänge in Bezug zur Fahrzeughöhe) den Verlauf des Abtriebsbeiwerts, der sich in Summe aus den drei Effekten einstellt.  $L/L_t = 0,25$  entspricht in etwa dem Verhältnis, das durch die meisten Reglements vorgegeben wird, nämlich dass der Diffusor erst im Bereich der Hinterräder beginnen darf. Zum Vergleich ist das Kennfeld eines extrem langen Diffusors mit  $L/L_t = 0,75$  gegenübergestellt.

Gibt man die Bodenfreiheit  $h_1$  vor, was im Allgemeinen der Fall sein wird, so folgt die Diffusorlänge  $L$  aus dem Diagramm durch den gewünschten Abtriebsbeiwert  $c_A$  auf der Geraden maximalen



**Abb. E.52** Unterboden nach FIA [1]. 1 Gleitplatte *skid block*, 2 Heckdiffusor *rear diffuser*. Der Diffusor darf 1750 mm lang und max. 200 hoch sein. Der restliche Unterboden ist eben, abgesehen von der Gleitplatte und von einer 7°-Abschrägung am Rand

Abtriebs und durch realisierbare Querschnittsverhältnisse  $k_A$ . Die Diffusorlänge kann auch von geometrischen und reglementbedingten Einschränkungen diktiert werden, wodurch das Verhältnis  $L/h_1$  vorgegeben ist. Die konstruktiven Möglichkeiten ergeben sich in dem Fall aus dem Diagramm durch das Querschnittsverhältnis, woraus die Austrittshöhe  $h_2$  folgt.

Dadurch dass der Verlauf konstanten Abtriebs in den Diagrammen so zusagen die Höhenschichtlinien eines kegelförmigen Bergs darstellt, gibt es für einen bestimmten Abtrieb mehrere denkbare Diffusorauslegungen. Bei der Wahl des bestgeeigneten Diffusors ist neben geometrischen Überlegungen auch die Tatsache hilfreich, dass ein hochgezogener Unterboden auch den Luftwiderstand beeinflusst. Abbildung E.51 verdeutlicht dies wiederum für zwei relative Diffusorlängen.



Abb. E.53 Diffusor an einem Formel-1-Wagen (Benetton Renault B 195, 1995)

Gegenüber einem Fahrzeug mit ebenem Unterboden ohne Anstieg sinkt der Luftwiderstand ab, wenn der Unterboden hinten hochgezogen wird, also die Austrittshöhe  $h_2$  vergrößert wird. Bei weiterer Steigerung des Querschnittsverhältnisses  $k_A$  erreicht die Widerstandsabnahme ein Extremum und ab da verringert sich der Effekt bis er schließlich zu einer Luftwiderstandszunahme führt.

Beispielhaft für Abmessungen eines Diffusors im Heckbereich zeigt Abb. E.52 den Unterboden für zweisitzige Renn-Sportwagen wie ihn die FIA vorschreibt.

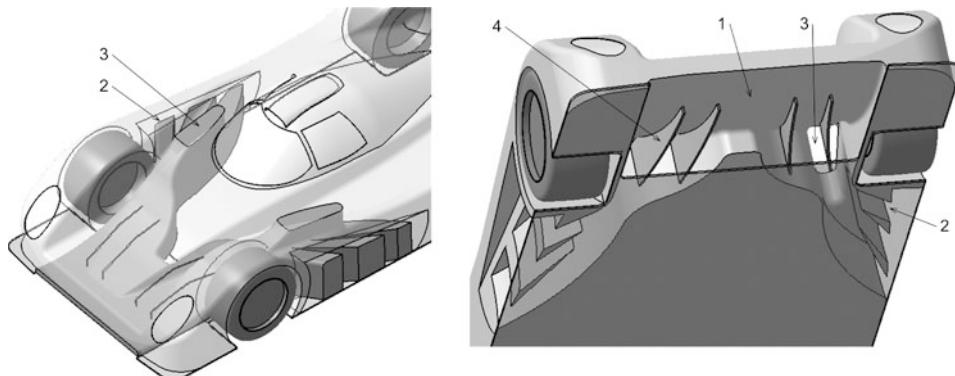
In vergangenen Rennsaisonen, als der Diffusor in der Formel 1 weit vor der Hinterachse beginnen durfte, war er bis zu 70 % des Gesamtabtriebs verantwortlich. Heute beträgt dieser Anteil etwa „nur“ noch 40 %. Abbildung E.53 zeigt in der Ansicht von hinten den Ausläufer des Unterbodens und somit den Diffusor eines Formel-1-Fahrzeugs. Im Bereich des Anstiegs des Bodens befinden sich senkrechte Leitelemente, die den Luftstrom leiten und die störende Wirkung der von den Hinterrädern stammenden Randwirbel mindern.

Diffusoren müssen nicht zwangsläufig nur im Heckbereich eines Fahrzeugs vorkommen. Wenn es das Reglement gestattet, sind hochgezogenen Unterböden durchaus auch im Bugbereich für Abtrieberzeugung nutzbar. Die Abluft aus dem Diffusorbereich wird für die Durchströmung von Wärmetauschern herangezogen oder sie verlässt das Fahrzeug nach oben bzw. zur Seite in Bereichen abgedrängter Außenströmung, Abb. E.54.

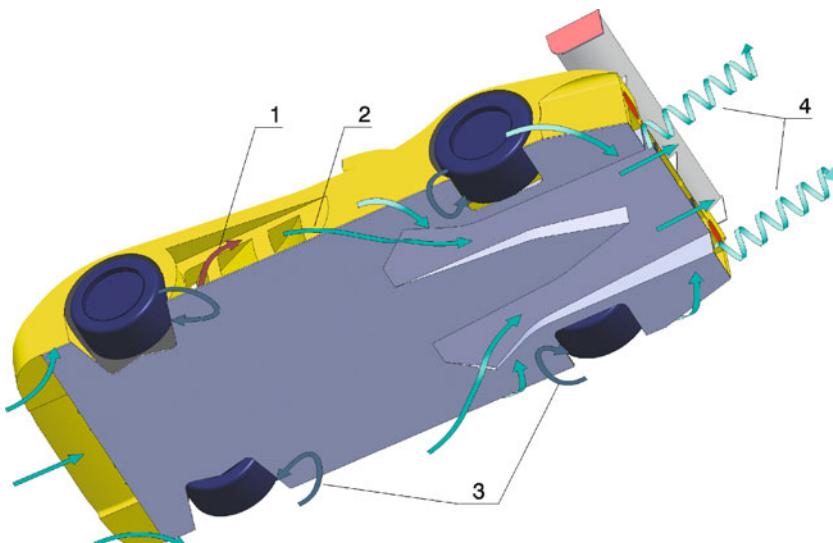
Abbildung E.55 zeigt schematisch die Luftströmung an der Unterseite eines Sportprototyps. Auffallend ist das seitliche Einströmen der Luft in den Diffusor (2) vor der Hinterachse. Jene Luft, die über die scharfen Kanten des Tunnels strömt, bildet Wirbel aus, die das Anliegen der Strömung auf der Oberseite des Diffusors unterstützen. Diese beiden Wirbel (4) sind auch nach Verlassen des Diffusors vorhanden. Die Saugwirkung des Diffusors zieht auch hinter der Hinterachse Luft seitlich in den Tunnelbereich. Diese Strömung bildet einen kleineren Wirbel, der sowohl Abtrieb als auch Luftwiderstand vergrößert [18].

**Winglets.** Das sind kleine Zusatz-Flügel, die überall da angebracht werden können, wo das Reglement noch eine Lücke offen gelassen hat. Sie sind zumeist hoch an den Seitenverkleidungen und unmittelbar vor den Hinterrädern angebracht und sollen den Abtrieb verbessern, Abb. E.56.

Abtrieberzeugende Elemente arbeiten wunschgemäß, wenn die Anströmung in der vorgesehenen Weise erfolgt. Zu Abweichungen kommt es beispielsweise bei Fahrten im Windschatten eines vorausfahrenden Fahrzeugs oder bei starkem Seitenwind. Am gefährlichsten ist es, wenn das Fahrzeug seine



**Abb. E.54** Frontdiffusor *nose diffuser*. Links: Ansicht von oben mit Luftführung. Rechts: Ansicht von unten, Bodenplatte transparent dargestellt. Die Luft tritt vorne ein und strömt durch den Diffusor (1). Leitbleche (4) lenken den Luftstrom, der über die Öffnungen seitlich (2) und oben (3) austritt



**Abb. E.55** Luftströmung an der Unterseite eines Sportprototyps, schematisch, nach [18]. 1 Austritt Kühlluft, 2 Seitlicher Eintritt in Diffusor, 3 Strömungsablösungen, 4 Randwirbel Diffusor

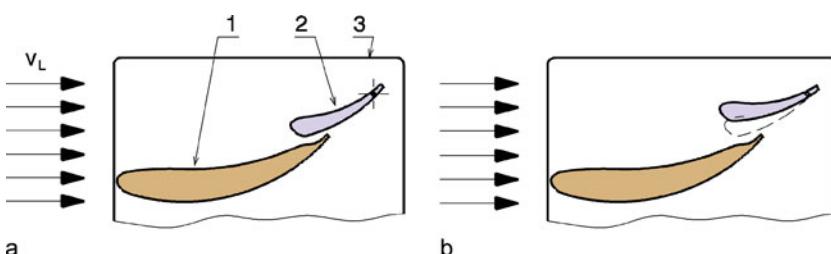
geplante Stellung zur Fahrbahn ändert. Da genügt bei hohen Geschwindigkeiten unter Umständen schon der Druckverlust in einem Hinterreifen, dass der Unterboden hinten absackt und die dadurch einströmende Luft das Fahrzeug buchstäblich anhebt. Zu ähnlich gefährlichen Situationen kommt es bei einem Dreher in schneller Fahrt: Das Fahrzeug wird dann von hinten bzw. von der Seite angeströmt. Es gibt Einrichtungen, die den Auftrieb eines Fahrzeugs in solchen Fällen reduzieren. Im nordamerikanischen Winston Cup kam es dabei zu so starkem Auftrieb, dass die Fahrzeuge abhoben. Sicherheitsklappen und Leisten verhindern nun dieses Phänomen, genauereres siehe Abschn. C.3 *Sicherheit*.

**Abb. E.56** Winglets an einem Formel-1-Wagen (Toyota). Am Lufteinlass des Motors hinter dem Cockpit sind zusätzlich abtrieberzeugende Flügel angebracht



**Drag Reduction System (DRS).** Damit die Rennen durch Überholmanöver wieder interessanter werden, wichen man 2011 in der Formel 1 von dem Prinzip ab, dass kein abtrieberzeugendes Element während der Fahrt verstellbar sein darf. In bestimmten Situationen ist es nun dem Fahrer erlaubt, den Luftwiderstand des Heckflügels auf einer bestimmten Geraden zu reduzieren, damit er das vor-ausfahrende Fahrzeug angreifen kann. Dazu weist der Heckflügel eine drehbar gelagerte Klappe auf, Abb. E.57, die über einen Aktuator – gesteuert vom Cockpit aus – geschwenkt werden kann. Die Drehachse sitzt in der Nähe der Hinterkante der Klappe, damit im Fehlerfall des Verstellaktuators die Klappe von der anströmenden Luft in die Abtriebsstellung gedrückt wird. Durch den reduzierten Luftwiderstand kann ein Fahrzeug auf einer typischen Geraden einen Geschwindigkeitsvorteil von etwa 4 bis 5 km/h aufbauen.

**Wirblerzeuger vortex generator** Das sind kleine Vorrichtungen, die Wirbel generieren. Werden solche an der Flügeloberfläche in dem Bereich angebracht, wo die Strömung ablösen könnte, wird die Strömungsenergie der Grenzschicht mit Hilfe des Luftstroms erhöht und ein Ablösen findet erst später statt. Wirblerzeuger werden daher nur etwas höher als die Grenzschichtdicke ausgeführt. Der Einsatz von Wirblerzeuger erhöht den Abtrieb des Flügels und reduziert den Luftwiderstand bei hohen Abtriebwerten. Wirblerzeuger haben die Gestalt kleiner Flügel oder komplexere Formen.



**Abb. E.57** Funktion eines Drag-Reduction-Systems an einem Heckflügel. 1 Hauptflügel *main wing*, 2 drehbare Klappe *pivoted flap*, 3 Endplatte *end plate*,  $v_L$  Anströmgeschwindigkeit der Luft. **a** Stellung für hohen Abtrieb *high downforce position*, **b** Stellung für reduzierten Luftwiderstand *low drag position*. Die Klappe wird um 4 bis 10° nach oben geschwenkt

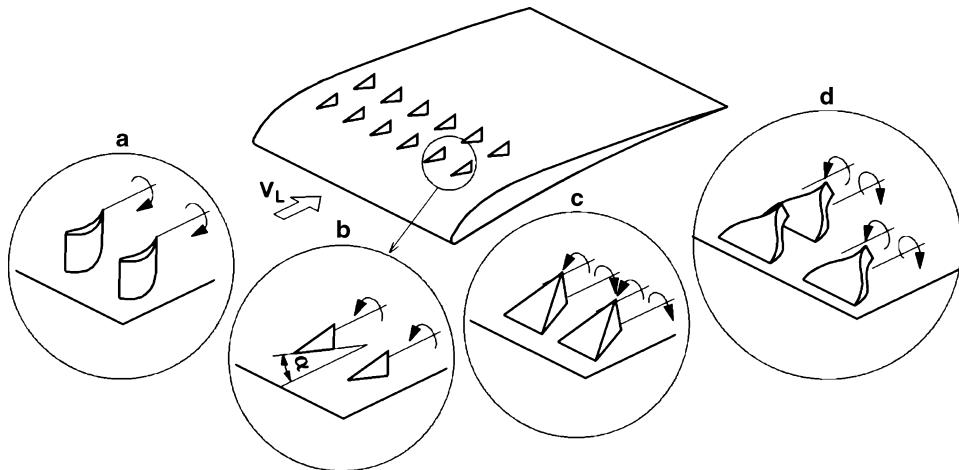


Abb. E.58 Wirbelerzeuger an einem Flügel, nach [18]

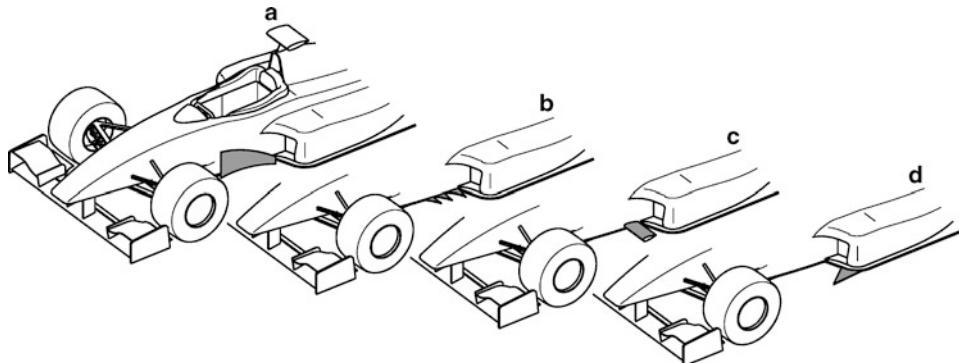
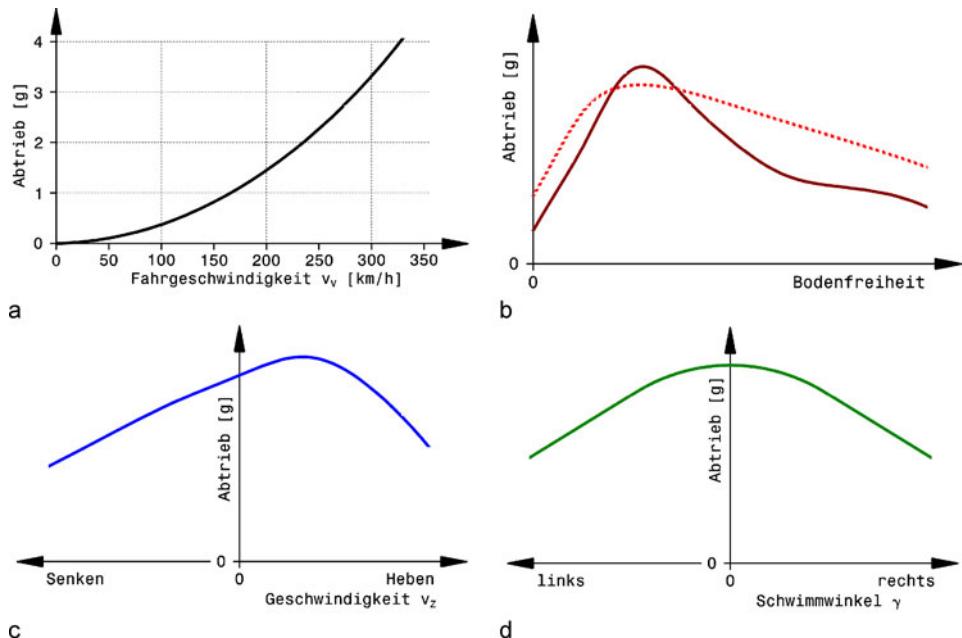


Abb. E.59 Wirbelerzeuger zur Verlängerung von Wirbel unter dem Fahrzeug, nach [18]. A seitlicher Abweiser, B Reihe von Deltaflügel, C Mini-Flügel, D Deltaflügel

Einige mögliche Ausführungen sind in Abb. E.58 zusammengestellt. Eine einfache weitere Möglichkeit besteht auch darin, die Oberfläche in dem gewünschten Bereich aufzurauen.

Abbildung E.59 zeigt weitere bekannte Wirbelerzeuger an Formelfahrzeugen, die dazu beitragen die Wirbelstrecke unter dem Wagen auch bei geringem Bodenabstand zu verlängern. Variante A ist ein Abweiser (Barge Board) der am unteren Ende Wirbel generiert und so einen Beitrag zum Gesamtabtrieb leistet. Variante B, sägezahnförmige flache Flügel, stellt eine der ersten Indy-Car-Applikationen dar. Bei Ausprägung C wird der Endwirbel eines Miniflügels genutzt um die Strömung an der Wagenunterseite zu beeinflussen. Variante D erzeugt einen Randwirbel an der Außenseite des Seitenkastens.

**Zusammenfassung.** Der Abtrieb ist ein vielschichtiges Phänomen, das vor allem bei leistungssstarken Fahrzeugen zum entscheidenden Wettbewerbsvorteil geworden ist. Die Abtriebskräfte sind jedoch von vielen Einflussgrößen abhängig und das in nichtlinearer Weise, was die Beherrschung



**Abb. E.60** Grundsätzlicher Verlauf des Abtriebs in Abhängigkeit wichtiger Fahrzeuggrößen. Der Abtrieb ist als eine auf die Fahrzeuggmasse bezogene Kraft, also eine Beschleunigung dargestellt. **a** Fahrgeschwindigkeit: Der Abtrieb wächst mit dem Quadrat der Fahrgeschwindigkeit, weil er durch dynamische Luftkräfte verursacht wird. **b** Bodenfreiheit: Der Abtrieb erreicht bei einer bestimmten statischen Bodenfreiheit (je nach Unterbodenausführung und Anstellwinkel) ein Maximum. Ist die Bodenfreiheit zu niedrig oder zu groß, nimmt die Wirkung stark ab. **c** Vertikalgeschwindigkeit: Eine Änderung der Bodenfreiheit erhöht den Unterdruck, wenn der Boden angehoben wird, bzw. verdichtet die Luft unter dem Wagen, wenn dieser sich absenkt. **d** Schwimmwinkel: Wenn der Wagen einen Schwimmwinkel zeigt, strömt die Luft entsprechend schräg auf ihn zu und die abtrieberzeugenden Elemente wirken nur durch einen Winkelanteil der Strömung

für den Fahrer mehrfach erschwert. Abbildung E.60 bietet eine Übersicht über den grundsätzlichen Verlauf des Abtriebs hervorgerufen durch die wichtigsten Einflussgrößen.

## 4 Flügelberechnung Calculation of Wings

Im Folgenden soll eine Auswahl einer Flügelkonfiguration, d. h. Flügel vorne und hinten, getroffen werden [7]. Aus Windkanaluntersuchungen stammt die Erkenntnis, dass bei Einsatzern der Frontflügel kaum den Luftwiderstand des Fahrzeugs hebt. So ergibt sich eine einfache Möglichkeit der Auslegung, weil nur der Heckflügel den Leistungsbedarf hebt und nur dieser in die Betrachtungen eingeht. Die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs ohne Flügel hängt in erster Linie nur vom Luftwiderstand ab, der vom Motor überwunden werden muss:

$$v_{\max} = \sqrt[3]{\frac{P_{M, \max} \cdot \eta_{\text{Antrieb}}}{c_W \frac{\rho_L}{2} A_V}} \quad (\text{E.11})$$

$v_{\max}$  theoretische Höchstgeschwindigkeit ohne Flügel, m/s

**Tab. E.4** Wirkungsgrad des Antriebstrangs [14]

Fahrzeugart	$\eta_{\text{Antrieb}}$
Einsitzer mit Heckmotor und kalten oder schmalen Reifen, z. B. Formel Ford, Bergstreckenrenner	0,91
Einsitzer für Rundstreckenrennen mit warmen und breiten Reifen, z. B. Formel 1, Formel 3000	0,875
Limousine für den Renneinsatz, Sportwagen mit Motor über der Antriebsachse, z. B. Le Mans-Wagen, Imp, Mini	0,85
Rennwagen mit Frontmotor und Heckantrieb, z. B. Clubmans	0,82

$P_{M, \max}$  max. Motorleistung, W

$\eta_{\text{Antrieb}}$  Wirkungsgrad des Antriebstrangs, –. Siehe Tab. E.4 unten

$c_W$  Luftwiderstandsbeiwert des Fahrzeugs, –

$\rho_L$  Luftpumpe, kg/m<sup>3</sup>.  $\rho_{\text{Luft, mittel}} \approx 1,22 \text{ kg/m}^3$

$A_V$  Spantfläche des Wagens, m<sup>2</sup>

Der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs hängt neben der Detailgestaltung seiner Komponenten von der grundsätzlichen Anordnung ab, siehe Abschn. M.1 Antriebstrang. Für eine erste Betrachtung zur Flügelwahl kann Tab. E.4 herangezogen werden.

Wird nun ein Heckflügel an dem Wagen angebracht, fällt durch seinen zusätzlichen Widerstand die erreichbare Höchstgeschwindigkeit bei gleichgehaltener Motorleistung ab. Man muss sich also entscheiden, wie viel der ursprünglich möglichen Höchstgeschwindigkeit man zu Gunsten des Flügels (und damit für Abtrieb) aufgeben kann bzw. will. Die erforderliche Leistung für die gewählte Höchstgeschwindigkeit mit Flügel folgt zu:

$$P_{W, \text{erf}} = c_W \frac{\rho_L}{2} v_{\text{mit Flügel}}^3 \cdot A_V \quad (\text{E.12})$$

$P_{W, \text{erf}}$  erforderliche Leistung für reduzierte Höchstgeschwindigkeit mit Flügel, W

$v_{\text{mit Flügel}}$  Höchstgeschwindigkeit mit Flügel, m/s.  $v_{\text{mit Flügel}} < v_{\max}$

Dabei ist die vom Heckflügel „aufgenommene“ Leistung:

$$\Delta P = P_{M, \max} \cdot \eta_{\text{Antrieb}} - P_{W, \text{erf}} \quad (\text{E.13})$$

$\Delta P$  vom Heckflügel (in erster Linie) hervorgerufener Anteil der Leistung, W

Mit den Flügelhauptabmessungen steht damit die Obergrenze für seinen Widerstandsbeiwert fest:

$$c_{W, \text{Flügel, r, max}} = \frac{\Delta P}{\frac{\rho_L}{2} v_{\text{mit Flügel}}^3 \cdot A_{\text{Flügel, r}}} \quad (\text{E.14})$$

$c_{W, \text{Flügel, r, max}}$  maximal zulässiger  $c_W$ -Wert des Heckflügels, –

$A_{\text{Flügel, r}}$  Flügelgrundfläche des Heckflügels, m<sup>2</sup>.  $A_{\text{Flügel, r}} = s_r \cdot c_r$

$s_r$  Spannweite des Heckflügels, m

$c_r$  Sehnenlänge des Heckflügels, m

Der Abtriebsbeiwert hängt über das Flügelprofil mit dem  $c_W$ -Wert zusammen:

$$c_{A, r} = f(c_{W, r})$$

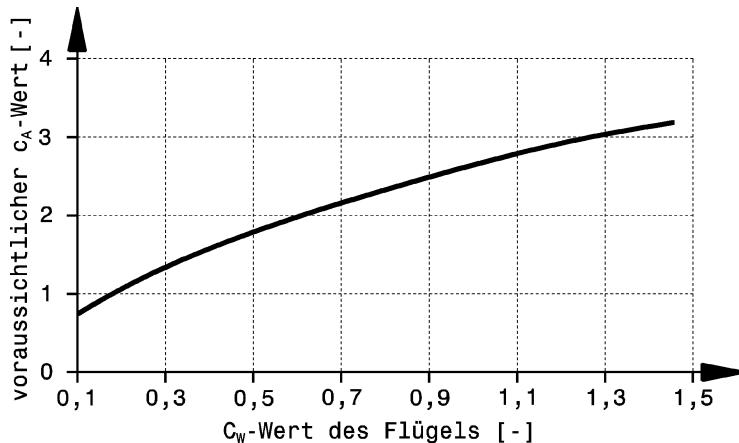


Abb. E.61 Beispiel für den Zusammenhang zwischen Auftrieb und Widerstand eines Flügels, nach [7]. Das Diagramm bietet eine Orientierung über den Zusammenhang der beiden Beiwerte

$c_{A,r}$  Abtriebsbeiwert für Heckflügel, –

$c_{w,r}$  Luftwiderstandsbeiwert für Heckflügel, –

Zur groben Orientierung zeigt Abb. E.61 diesen Zusammenhang zwischen den aerodynamisch maßgebenden Beiwerten grafisch.

Mit diesem  $c_{A,r}$ -Wert wird ein Flügel aus Flügelkatalogen ausgesucht. Zuerst wird man die Grundkonfiguration (ein-, zwei- oder mehrteilig) festlegen und dann ein spezifisches Profil mit dem dazu erforderlichen Anstellwinkel aussuchen.

$$F_{L,Z,r} = c_{A,r} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_V^2 \cdot A_{\text{Flügel},r} \quad (\text{E.15})$$

$F_{L,Z,r}$  Abtriebskraft des Heckflügels, N

$v_V$  =  $v_{\text{mit Flügel}}$ , m/s

Das grundsätzliche Fahrverhalten des Wagens soll auch mit Flügeln gleich bleiben, daher wird gleiches Nickverhalten angestrebt. Das wiederum bedeutet gleiche Federwegänderungen vorne und hinten, damit der Nickwinkel des Wagens unverändert bleibt. Die Bedingungen für den Federweg lauten also:

$$\Delta s_f = \Delta s_r \rightarrow \frac{F_{Z,V,f}}{c_{Sp,f}} = \frac{F_{Z,V,r}}{c_{Sp,r}} \rightarrow \frac{F_{Z,V,f}}{F_{Z,V,r}} = \frac{c_{Sp,f}}{c_{Sp,r}} = \text{const.} = \Phi_{Sp} \quad (\text{E.16})$$

mit:

$\Delta s_f, \Delta s_r$  Federwegänderungen vorne bzw. hinten, m

$F_{Z,V,f}, F_{Z,V,r}$  Radaufstandskräfte vorne bzw. hinten auf die Achse bezogen, N

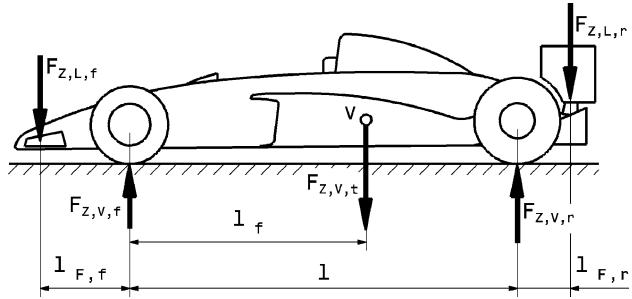
$c_{Sp,f}, c_{Sp,r}$  radbezogene Federraten der Radaufhängung vorne bzw. hinten, N/m

$\Phi_{Sp}$  Verhältnis der radbezogene Federraten vorne/hinten, –

Aus dem Kräfte- und Momentengleichgewicht am Gesamtfahrzeug (Abb. E.62) ergibt sich ein Zusammenhang zwischen den Abtriebskräften der beiden Flügel vorne und hinten. Man erkennt, dass ein Heckflügel, der nicht direkt auf die Hinterachse wirkt, sondern nach hinten versetzt ist, eine größere

**Abb. E.62** Kräfte und Abmessungen am Fahrzeug.

$F_{Z, L, f}$ ,  $F_{Z, L, r}$ ,  $F_{Z, V, f}$ ,  $F_{Z, V, r}$  Kräfte, siehe Text,  $l$  Radstand,  $l_{F, f}$ ,  $l_f$ ,  $l_{F, r}$  Abmessungen



Abtriebskraft auf die Hinterachse erzeugt. Dies allerdings auf Kosten der Vorderachslast, die dadurch kleiner wird. Der Frontflügel wird bei einer solchen Konfiguration also ein notwendiges Ausgleichselement, damit die Vorderachse auch bei hohen Geschwindigkeiten genügend Achslast aufweist.

$$F_{Z, L, f} = \frac{F_{Z, L, r}(B \cdot D - 1) + F_{Z, V, t}(B \cdot l_f - 1)}{1 + B \cdot l_{F, f}} \quad (\text{E.17})$$

$F_{Z, L, f}$  erforderliche Abtriebskraft des Frontflügels zum Ausgleich von  $F_{Z, L, r}$ , N

$B, D$  Hilfsgrößen:  $B = \frac{\Phi_{Sp}+1}{l}$  und  $D = l + l_{F, r}$

$l, l_{F, f}, l_f, l_{F, r}$  Längen, m. Siehe Abb. E.62

$F_{Z, V, t}$  Gesamtgewicht des Fahrzeugs, N

Aus der mit oben stehender Gleichung ermittelten Abtriebskraft des Frontflügels  $F_{Z, L, f}$  folgt der Abtriebsbeiwert dieses Flügels:

$$c_{A, f}^* = \frac{F_{Z, L, f}}{\frac{\rho_L}{2} v_{\text{mit Flügel}}^2 \cdot A_{\text{Flügel}, f}} \quad (\text{E.18})$$

$c_{A, f}^*$  Abtriebsbeiwert des Frontflügels ohne Bodeneinfluss, –

$A_{\text{Flügel}, f}$  Flügelgrundfläche des Frontflügels,  $\text{m}^2$ .  $A_{\text{Flügel}, f} = s_f \cdot c_f$

Durch den Bodeneffekt ist das tatsächliche Abtriebsverhalten des Frontflügels je nach Bodenabstand unter Umständen wesentlich anders. Der Abstand des Flügels zum Boden muss also berücksichtigt werden:

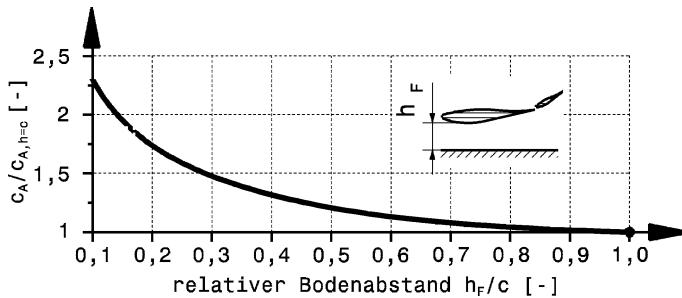
$$c_{A, f, \text{erf}} = f(c_{A, f}^*, h_{F, f}) \quad (\text{E.19})$$

$c_{A, f, \text{erf}}$  tatsächlich erforderlicher Abtriebsbeiwert des Frontflügels, der mit Bodeneinfluss den gewünschten Abtrieb  $c_{A, f}^*$  hervorruft, –

$h_{F, f}$  Bodenabstand des Frontflügels, m

Beispielwerte für die Auswirkung des Bodeneffekts bei einem Frontflügel können Abb. E.63 entnommen werden. Die Werte zeigen nebenbei auch, warum das Nicken von Fahrzeugen mit Frontflügeln zu einem so gravierenden Problem werden kann. Bei kleinen Bodenabständen erreicht der gezeigte Flügel mehr als das Doppelte an Abtrieb des Werts beim Abstand  $h = \text{Sehnenlänge}$  und „unterstützt“ damit die Nickbewegung noch mehr.

Aus den Randbedingungen, die das Reglement und der Bauraum vorgeben, kann nun ein Bodenabstand  $h_F$  für den Frontflügel gewählt werden. Dieser Bodenabstand wiederum legt für einen bestimmten Flügel das Verhältnis  $c_A/c_{A, h=0}$  fest, mit dem der theoretische Abtriebsbeiwert verstärkt



**Abb. E.63** Einfluss des Bodeneffektes auf den Abtriebsbeiwert eines zweiteiligen Flügels, nach [7]. Über dem relativen Bodenabstand ist der relative Abtriebsbeiwert aufgetragen. Der Abtrieb eines Flügels nimmt mit kleineren Abständen zum Boden überproportional zu. Die Basis bildet der Abstand  $h = c$ , d. h. die Sehnenlänge des Flügels.  $h_F$  Bodenabstand des Flügels

wird. Mit diesem Verhältnis folgt der erforderliche Abtriebwert zur Flügelwahl zu:

$$c_{A,f,\text{erf}} = \frac{c_{A,f}^*}{c_A/c_{A,h=0}} \quad (\text{E.20})$$

$c_A/c_{A,h=0}$  Verhältnis der Abtriebsänderung durch Bodeneinfluss, -. Siehe z. B. Abb. E.63.

Aus einem Flügelkatalog kann nun ein geeigneter Frontflügel mit  $c_{A,f,\text{erf}}$  ausgesucht werden. Der Flügel wird mit dem entsprechenden Abstand  $h_F$  zur Fahrbahn montiert.

## 5 Luftleitelemente Deflector Devices

**Leitflächen Barge Boards.** Sie haben eine ähnliche Funktion wie die Endflächen an den Flügeln. Sie erschienen in der Formel 1 erstmals 1994, nachdem die „end-plates“ laut Reglement radikal verkleinert werden mussten. Barge boards können horizontal, meistens aber vertikal angeordnet sein. Ihre Aufgabe ist, die Luftströmung hinter dem Frontflügel zu beeinflussen und zu glätten, bevor die Luft in Richtung Heck weiterströmt, Abb. E.64. Wie wichtig sie sind, beweisen die Umlenkelemente am Formel-1-Ferrari F310B von 1997 mit ihrer stark abgebogenen Oberkante. Sie waren ein probates Mittel gegen die starke Untersteuerneigung, die bei den ersten Tests das Handling beeinträchtigte [12].

**Scallops.** Das sind Abweiser bzw. kleine geschwungene Formteile vor den Hinterrädern. Sie werden dort angebracht, wo der „Flaschenhalseffekt“ an der Einschnürung der Außenhaut beginnt, Abb. E.66. Das ist ein weiteres Mittel, um die Luftwirbel zu glätten, also die Strömung um den Hinterreifen zu beeinflussen und die Diffusorwirkung zu erhöhen.

**Splitter Splitter.** Ein Splitter teilt den Luftstrom (Name von engl. *to split* = teilen, trennen) und hilft somit die gewollte Wirkung nachfolgender Bereiche zu erhöhen bzw. störende Wirkungen zu mindern, vgl. auch Abb. E.72b. Ein Splitter am Fahrzeugbug kann auch den Abtrieb an der Fahrzeugfront erhöhen, weil er sich in der Zone des Staudrucks befindet. Durch die Druckdifferenz zum Bereich unterhalb des Splitters entsteht eine abwärts gerichtete Kraft, Abb. E.67.

**Abb. E.64** Leitflächen an der Vorderradaufhängung eines Formel-1-Wagens (Ferrari). Zu sehen ist die rechte Fahrzeugseite zwischen Vorderrad und Kühler-einlass



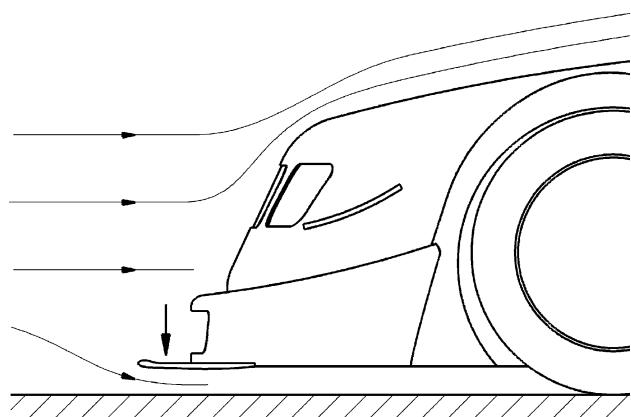
**Abb. E.65** Leitbleche am Bug eines Tourenwagens (Abt-Audi, DTM). Es ist die linke Fahrzeug-front abgebildet. Das u-förmige Element wird beidseits am Bug angeschraubt. Es leitet die Luft um den Vorderteil des Radhauses. Außerdem ist auf dieser Aufnahme der Splitter gut zu erkennen



**Abb. E.66** Abweiser vor dem Hinterrad eines Formel-1-Wagens (Renault R25). Die Abweiser helfen die Luft wirkungsvoll um die Hinterräder zu leiten



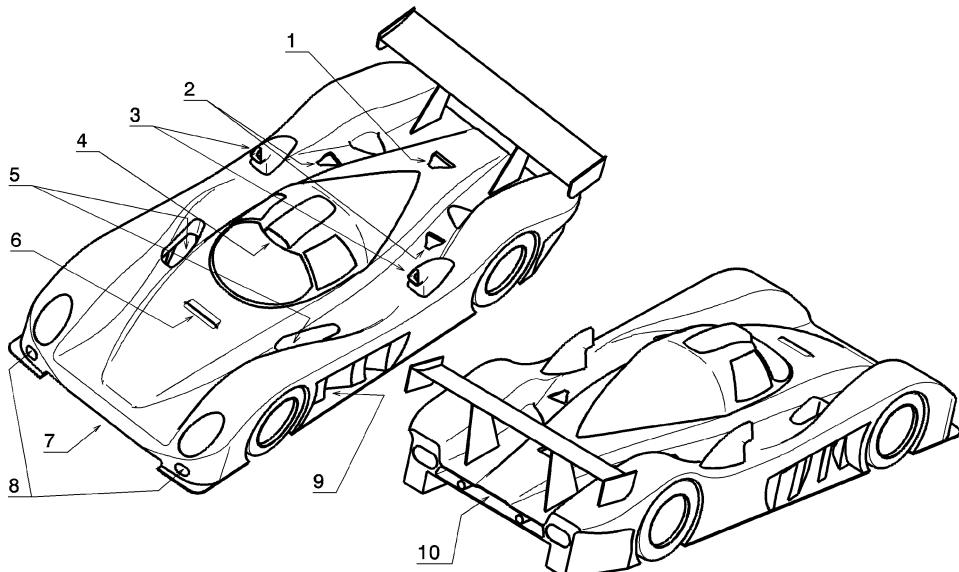
**Abb. E.67** Wirkung eines Splitters im Bugbereich. Der Splitter ist am Unterboden im Staudruckbereich des Bugs befestigt. Aus der Druckdifferenz zwischen ober- und unterhalb des Splitters resultiert eine abwärtsgerichtete Kraft. Über die Länge des Splitters kann die Größe dieser Kraft in gewissen Grenzen beeinflusst werden. Die Länge wird unter anderem von der erforderlichen Bodenfreiheit für Nickbewegungen des Wagens begrenzt



**Abb. E.68** Splitter an einem Formel-1-Fahrzeug (BMW Williams). Der Splitter befindet sich unter der hochgezogenen Fahrzeughose und teilt den Luftstrom zwischen Unterboden und Einlass zu den Wärmetauschern. Außerdem nutzt er den Staudruck in diesem Bereich zur Erzeugung einer Abtriebskraft. Die Kante vorne ist tropfenförmig gerundet

**Abb. E.69** Frontspoiler mit Splitter an einem Le-Mans-Prototyp-Fahrzeug (Bentley EXP Speed 8)





**Abb. E.70** Be- und Entlüftungsöffnungen an einem Rennfahrzeug. 1 Eintritt Getriebekühler, 2 Eintritt Bremsen Hinterachse, 3 Eintritt Turbolader (Motor), 4 Belüftung Motorraum, 5 Austritt Frontdiffusor, 6 Belüftung Cockpit, 7 Eintritt Frontdiffusor/Splitter, 8 Eintritt Bremsen Vorderachse, 9 Austritt Bugbereich, 10 Entlüftung Motorraum

**Seitenverkleidungen oder Seitenschalen Sidepods.** Sie weisen zumeist flüssige Linien auf, sind aber keineswegs nur dekorative Mittel, um die Wasserkühler zu verkleiden; sie schützen auch als deformierbare Elemente („Knautschzonen“) die Wagenflanken.

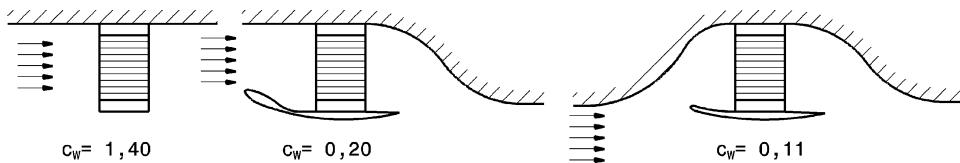
## 6 Wärmeabfuhr und Entlüftung Heat Removal and Ventilation

Aufgabe der Aerodynamikentwicklung ist nicht nur Abtrieb und Luftwiderstand zu optimieren, sondern auch für eine Be- und Entlüftung einzelner Bereiche und damit für eine gezielte Wärmeabfuhr zu sorgen. Abbildung E.70 zeigt beispielhaft an einem Sportprototypen welche Baugruppen besondere Be- und Entlüftungen brauchen.

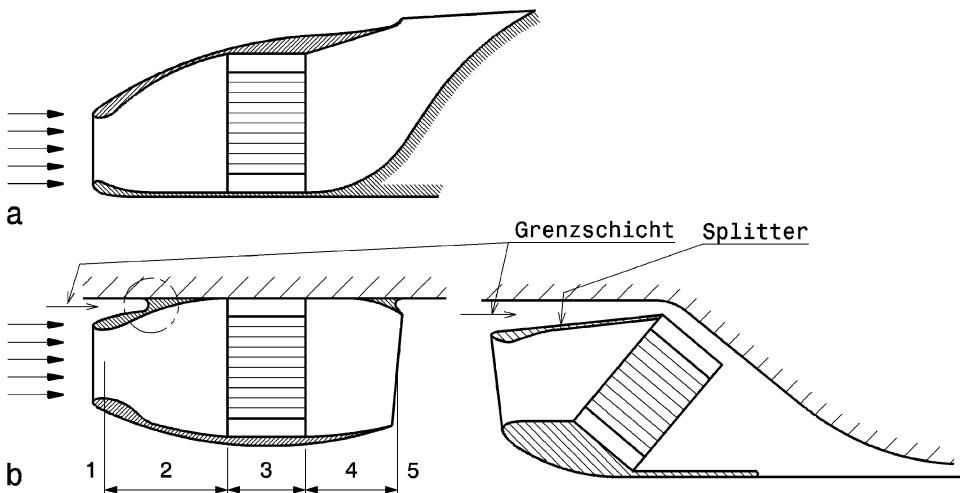
Sämtliche Wärmetauscher (Motor, Ladeluft, Getriebe) müssen mit Kühlluft versorgt werden. Dazu kommen weitere Komponenten mit Wärmeanfall wie Bremsen, Abgasturbolader, Abgasanlage, Kompressoren, aber auch elektronische Hochleistungsbauenteile.

Allgemein wird versucht Baugruppen mit einer ähnlichen maximal zulässigen Temperatur räumlich zusammenzulegen. Dann kann nämlich ein Luftstrom „mehrfach“ genutzt werden. Liegt die Temperatur eines Abluftstroms der vorhergehenden Baugruppe unter der verwendbaren für die nachfolgende, so kann der Luftstrom direkt weitergeleitet werden. So ein brauchbares Temperaturgefälle ergibt sich beispielsweise in der Anordnung Ladeluftkühler nach dem Lufteintritt gefolgt von Wärmetauscher für Getriebeöl oder Abluft über Kanal für Bremsenkühlung.

Für gewöhnlich werden Staubereiche bevorzugt für Einlassöffnungen herangezogen, weil das die größten Druckgefälle ermöglicht. Typische Staubereiche finden sich an der Fahrzeugfront, bei ausgestellten Seitenkästen und bei aufgesetzten Kaminen. Die erforderlichen Austritte nach der



**Abb. E.71** Luftwiderstand ausgewählter Wärmetauscheranordnungen, nach [10]. Der freistehende Wärmetauscher ist zwar die einfachste, aber zugleich die ungünstigste Lösung



**Abb. E.72** Schachtgestaltung für Wärmetauscher, nach [10]. **a** Buganordnung (vertikale Schnittansicht), vgl. Abb. E.73, **b** seitliche Anordnung (zwei Varianten, horizontale Schnittansicht). Ein strömungsgünstiger Schacht gliedert sich in 5 Bereiche: 1 Eintritt entrance, 2 Diffusor diffusor, 3 Wärmetauscher (Strömungswiderstand) heat exchanger (flow resistance), 4 Düse nozzle, 5 Austritt exit

Durchströmung von Wärmetauschern u.ä. befinden sich an der Oberseite bzw. den Flanken der Außenhaut oder am Unterboden bzw. im Heckbereich. Ziel bei der Gestaltung von Ein- und Auslässen ist deren hohe Effizienz und natürlich möglichst geringe Beeinflussung des Abtriebs. Einlassöffnungen für Wärmetauscher sollen nicht in der Nähe der Fahrbahn liegen, weil die Lufttemperaturen nahe des Asphaltes an heißen Tagen wesentlich höher sind, als einige Dezimeter darüber.

**Wärmetauscher Heat Exchanger.** Ein Schacht sorgt für die nötige Durchströmung der Wärmetauscher. Das ist wesentlich günstiger als den Wärmetauscher einfach „in den Wind“ zu hängen, Abb. E.71.

Bei einem Schacht ist nicht nur die Luftzu- sondern für ein wirkungsvolles Druckgefälle ebenso die -abfuhr wichtig. Die Austrittsfläche der Luft soll etwa doppelt so groß wie die Eintrittsfläche sein [14]. In Extremfällen hat erst die dreifache Fläche zu befriedigenden Ergebnissen geführt. Weiters ist für die Gestaltung des Eintritts bedeutend, dass es auch zu Schräganströmung kommt, die Luft also nicht bei jedem Fahrzustand „wie geplant“ im rechten Winkel auf die Öffnung zuströmt. Damit es zu keinen Abschattungseffekten durch Strömungsablösung bei schräger Anströmung kommt, wird der Einlassbereich abgerundet und im Querschnitt mit einem Tropfenprofil ausgeführt, Abb. E.72. Der

**Abb. E.73** Wärmetauscher im Bug eines Monopostos (Lotus 49 R6, 1970). Der Einlauf an der Fahrzeugfront ist gerundet. Der Bereich für den Wärmetauscher dahinter ist höher und breiter als der Einlauf. Die Abluft entweicht über zwei Öffnungen an der Oberseite des Rumpfes, vgl. Abb. E.72a. Dazwischen ist eine Hutze für die Belüftung des Cockpits angeordnet. Man beachte überdies den Blechwinkel an der Oberseite des Bugs in der Nähe der Einlassöffnung. Sie wirkt ähnlich wie eine Gurney-Leiste bei einem Flügel



Rundungsradius der Eintrittsfläche soll möglichst groß sein und mindestens in der Größenordnung von 6 bis 12 mm liegen [10]. Der Eintrittsquerschnitt wird bei Neukonstruktionen mit mindestens 25 % der Wärmetauscherfläche ausgeführt. Bei strömungsgünstiger Gestaltung des Schachtes können jedoch auch bis 60 % erforderlich werden.

Der Wärmetauscher stellt ein Strömungshindernis dar, deshalb soll ihn die Luft mit geringer Geschwindigkeit durchströmen. Das wird durch die gezeigte Gestaltung des Schachtes als Diffusor erreicht. Dieser Diffusor führt darüber hinaus die Strömung im rechten Winkel auf das Netz des Wärmetauschers. Damit die Luft beim Verlassen des Schachts möglichst wenig Verluste erzeugt, muss ihre Geschwindigkeit nach dem Wärmetauscher wieder auf das vorherige Niveau beschleunigt werden. Diese Aufgabe übernimmt der Düsenbereich des Schachts. Eine weitere Maßnahme zur Steigerung der Effizienz der Einlassöffnung besteht im Separieren der energiearmen Grenzschicht (s. Anhang). Damit die Grenzschicht nicht in die Öffnung strömt, wird diese von der Oberfläche des restlichen Fahrzeugs abgerückt (Abb. E.72b, linke Variante) oder ein Splitter trennt den Luftstrom in vorteilhafte Weise (Abb. E.72b, rechte Variante).

Die relativ empfindlichen Wärmetauscher netze werden sogar bei Rundstreckenfahrzeugen mit einem Schutzgitter im Einlassbereich des Luftschafts vor Steinschlag geschützt. Abbildung E.74 und E.75 zeigen Beispiele ausgeführter Wärmetauscher.

**Auslegung von Wärmetauschern.** Bauteile, deren Wärme abgeführt werden muss, haben eine gewisse Masse und somit ein gewisses Wärmespeichervermögen. Aus diesem Grund muss der Wärmetauscher nicht auf die mögliche maximal anfallende Wärme ausgelegt werden. Bei einem Motor ist die maximale Leistung durch Messungen bekannt. Ein Formel-1-Ottomotor hat etwa einen Gesamtwirkungsgrad von 26 % [2], d. h. 74 % der durch den Kraftstoff zugeführten Energie müssen über das Kühlungssystem und den Abgasstrahl abgeführt werden. Grob kann bei allen Ottomotoren von einer Drittteilung der Energieanteile im Kraftstoff ausgegangen werden. Derselbe Betrag der abgegebenen Motor(nutz)leistung muss also durch das Kühlungssystem abgeführt werden und derselbe Betrag wird über das Abgas an die Umgebung abgeführt.

Das Kühlungssystem wird auf die durchschnittliche Wärmemenge ausgelegt, die innerhalb einer Runde oder eines Laufes anfällt. Der wärmeaufnehmende Luftstrom ergibt sich aus der durchschnittlichen Fahrzeuggeschwindigkeit, genauer aus der Luftgeschwindigkeit durch die Wärmetauscher. Diese be-



**Abb. E.74** Günstige Anordnung eines Wärmetauschers (Formel Renault, 2000). Das abgebildete Fahrzeug weist zwei Wärmetauscher symmetrisch beidseitig des Cockpits auf. Der betrachtete Wärmetauscher ist links neben dem Cockpit angeordnet. Er ist schräg zur Fahrtrichtung angestellt und weist so eine relativ kleine projizierte Spannfläche auf. Die Gestaltung der Umgebung sorgt dafür, dass der Wärmetauscher dennoch vollflächig von Luft durchströmt wird. Beide Anschlüsse (Vor- und Rücklauf) befinden sich unten am Wärmetauscher. Der untere Wasserkasten enthält also ein Trennblech, damit der Kühler in seiner Höhe zweimal vom Wasser durchströmt wird. Oberhalb des Lufteintritts ist das Motorsteuergerät angeordnet. Es wird von zwei Winkeln geführt und über ein leicht entfernbares, elastisches Band fixiert

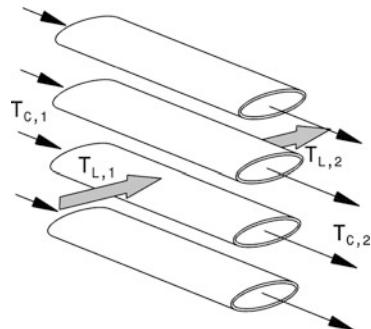
**Abb. E.75** Luftführung zu Wärmetauscher (Dallara Formel 3). Die Luft tritt seitlich neben dem Fahrzeugrumpf ein und wird in einem diffusorartigen Schacht verlangsamt und auf den schräg stehenden Wärmetauscher geleitet. Die austretende Luft strömt durch einen düsenartigen Schacht (nicht im Bild) nach hinten aus. Der Wärmetauscher ist im Seitenkasten untergebracht und verbreitert den Rumpf wegen seiner Schräglage kaum



trägt ungefähr 15 % der Geschwindigkeit, mit der das Fahrzeug angeströmt wird [2]. Bei Rallyes beträgt die Durchschnittsgeschwindigkeit auf den meisten Strecken ca. 80 km/h [16].

Natürlich müssen auch in diesem Bereich Kompromisse eingegangen werden. Das Kühlsystem soll einerseits aus Gründen geringen Gewichts und Luftwiderstands möglichst klein sein, andererseits erhöht ein voluminöses Kühlsystem die (thermische) Stabilität des Motors.

**Abb. E.76** Prinzip eines Kreuzstromwärmetauschers. Die Luft (Index L) strömt durch die Röhrchen, die das Kühlmittel (Index C) leiten und nimmt dabei Wärme auf. Eintritt: Index 1, Austritt: Index 2



Wärmetauscher, die die Wärme an die Luft abgeben, werden meist als Kreuzstromwärmetauscher (*cross-flow heat exchanger*) ausgeführt, Abb. E.76.

Das Kühlmittel durchströmt die Röhrchen vornehmlich quer zur Fahrtrichtung und gibt Wärme an die durch das Netz des Wärmetauschers strömende Luft ab. Die Temperatur des Kühlmediums sinkt dadurch und gleichzeitig wird die Luft erwärmt:

$$\Delta T_C = T_{C,1} - T_{C,2} \geq 0 \quad (\text{E.21})$$

$$\Delta T_L = T_{L,2} - T_{L,1} \geq 0 \quad (\text{E.22})$$

$\Delta T_C$  Temperaturdifferenz Kühlmittel, K

$\Delta T_L$  Temperaturdifferenz Luft, K

Die Wärmeübertragungsleistung eines Wärmetauschers ist:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \overline{\Delta T} \quad (\text{E.23})$$

$\frac{\dot{Q}}{\Delta T}$  Wärmestrom durch den Kühler, W

$\Delta T$  mittlere Temperaturdifferenz, K

$k$  Wärmedurchgangszahl, W/(m<sup>2</sup>K)

Der Wärmestrom bezogen auf eine mittlere Temperaturdifferenz von 1 K (also  $k \cdot A$ ) ist bezogen auf das Blockvolumen (Abb. E.77) eines Kreuzstromwärmetauschers nahezu unabhängig von der Kühlergröße.

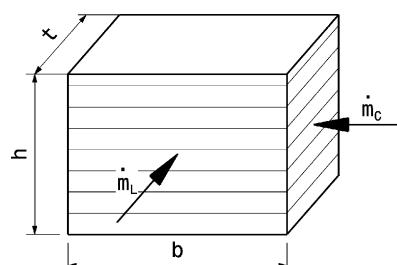
$$\frac{k \cdot A}{V} = f(\dot{M}_L, \dot{M}_C) \quad (\text{E.24})$$

$kA/V$  spezifische Wärmeübertragerleistung, W/(K dm<sup>3</sup>)

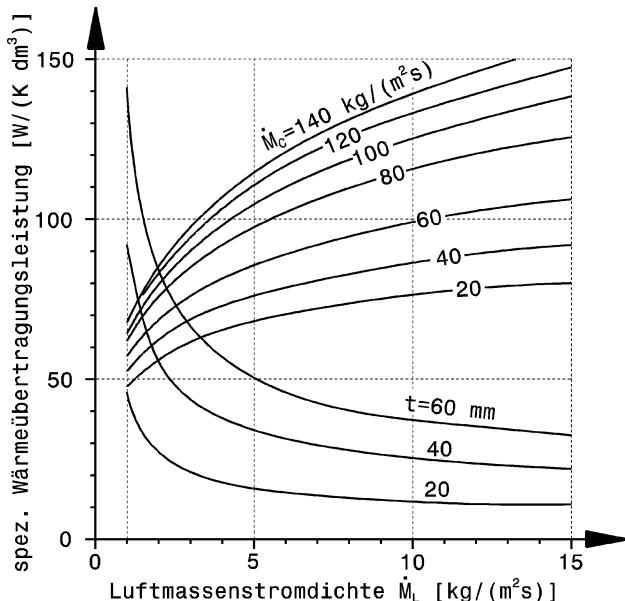
$V$  Blockvolumen des Kühlers, dm<sup>3</sup>.  $V = b \cdot h \cdot t$ ,  $b, h, t$  Abmessungen, dm; siehe Abb. E.77

**Abb. E.77** Blockvolumen und Massenstromdichte eines Kreuzstromwärmetauschers. Aus den Massenströmen  $\dot{m}_L$  bzw.  $\dot{m}_C$  von Luft bzw. Kühlmittel folgen deren Massenstromdichten zu:

$$\dot{M}_L = \frac{\dot{m}_L}{b \cdot h}, \dot{M}_C = \frac{\dot{m}_C}{h \cdot t}$$



**Abb. E.78** Wärmetauscherdigramm [8]. Dem Diagramm liegen folgende Bedingungen zugrunde: Kühlmittel: Wasser-Glykol-Gemisch 50/50 %. Mittlere Fluidtemperatur 355 K, mittlere Lufttemperatur 310 K. Aus den Massenstromdichten  $\dot{M}_L, \dot{M}_C$  von Luft und Kühlmittel folgt die spezifische Wärmeübertragerleistung  $kA/V$  des Kühlers



$\dot{M}_L, \dot{M}_C$  Massenstromdichte von Luft bzw. Kühlmittel,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ; siehe Abb. E.77

$\dot{m}_L, \dot{m}_C$  Massenstrom von Luft bzw. Kühlmittel,  $\text{kg}/\text{s}$

Übliche Blockdicken  $t$  liegt bei etwa 50 mm aufwärts. Die stirnseitigen Abmessungen ( $b, h$ ) richten sich nach den Einbauverhältnissen.

Die spezifische Wärmeübertragerleistung  $kA/V$  wird durch Messung ermittelt und in Diagrammform über die beiden Massenstromdichten von Luft und Kühlmittel wiedergegeben, Abb. E.78. Damit kann die spezifische Wärmeübertragerleistung eines Kühlers bestimmt werden.

Für die Bestimmung der Wärmeübertragerleistung wird nun noch das Betriebscharakteristikdiagramm herangezogen. Für die Eingangsgrößen dieses Diagramms werden die Wärmekapazitätsströme gebraucht:

$$\dot{W}_L = \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \quad (\text{E.25})$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_C \cdot c_{p,C} \quad (\text{E.26})$$

$\dot{W}_L, \dot{W}_C$  Wärmekapazitätsstrom der Luft bzw. des Kühlmittels,  $\text{W}/\text{K}$

$c_{p,L}, c_{p,C}$  spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck der Luft bzw. des Kühlmittels,  $\text{J}/(\text{kgK})$

Daraus folgt  $\dot{W}_{\min}$  und damit wiederum die Eingangsgrößen für das Betriebscharakteristikdiagramm:

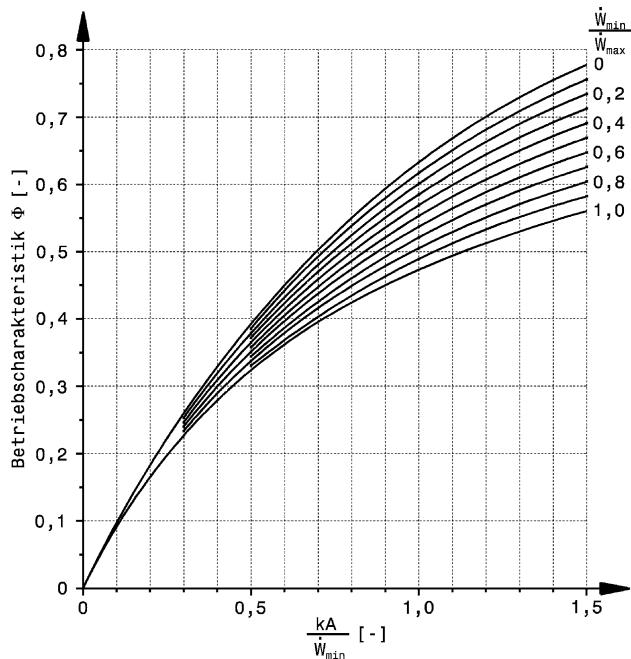
$$\dot{W}_{\min} = \text{Min}(\dot{W}_L, \dot{W}_C) \quad (\text{E.27})$$

Aus dem Betriebscharakteristikdiagramm, Abb. E.79, lässt sich die Betriebscharakteristik  $\Phi$  bestimmt durch das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme  $\dot{W}_L$  und  $\dot{W}_C$  sowie dem Wärmestrom  $kA$  ablesen.

Die Wärmeübertragerleistung  $\dot{Q}$  kann damit vollständig bestimmt werden:

$$\dot{Q} = \Phi \cdot \dot{W}_{\min} \cdot \Delta T_i \quad (\text{E.28})$$

**Abb. E.79** Betriebscharakteristikdiagramm eines Kreuzstromwärmetauschers [8]. Über die Eingangsgrößen  $\dot{W}_{\min}/\dot{W}_{\max}$  und  $kA/\dot{W}_{\min}$  kann  $\Phi$  abgelesen werden



**Abb. E.80** Kamin am Seitenkasten eines Formel-1-Wagens (McLaren-Mercedes). Das Bild zeigt den rechten Seitenkasten. Unter dem Kamin kann man den Splitter vor dem Hinterrad und darüber den Flaschenhals-Einzug erkennen



**Abb. E.81** Entlüftung eines Radhauses an einem Tourenwagen (Mercedes). An der Oberseite des Radhauses sind lamellenartige Öffnungen nach hinten gerichtet. Die außen umströmende Luft erzeugt so einen Unterdruck im Radhaus, der sogar Abtrieb erzeugen kann



An den Seitenkästen von einigen Formelfahrzeugen findet man Kamine, die den Motorraum entlüften und so auch einen Teil der Wärme an die Umgebung abführen, Abb. E.80.

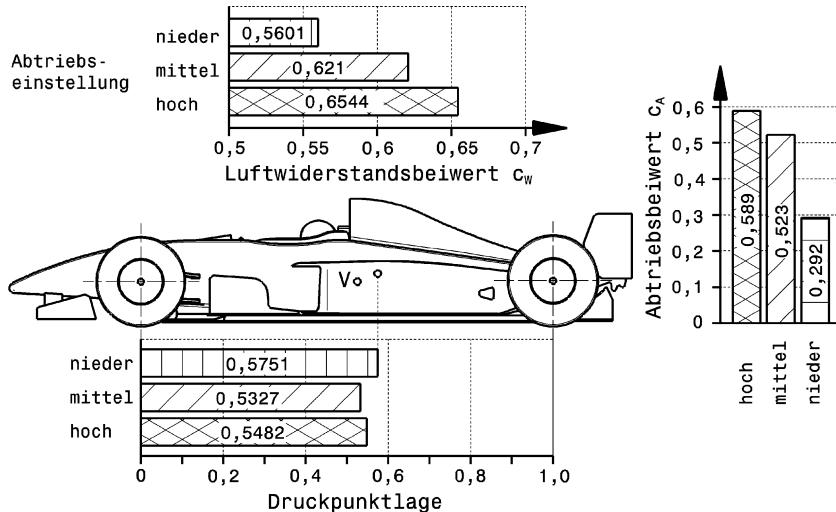
Eine Entlüftung wird auch gerne am Radhaus (*wheel arch, AE: fender*) von Fahrzeugen mit umschlossenen Rädern vorgesehen. Jalousieartige Auslassschlitze (*louvres*) an der Oberseite des Radhauses lassen die zur Bremsenkühlung eingeleitet Luft nach hinten austreten ohne die Außenumströmung allzu stark zu stören, bzw. die beschleunigte Außenströmung senkt im Radhaus den Druck ab und kann so auch Abtrieb hervorrufen, Abb. E.81.

Bei all den technischen Überlegungen zu Wärmeabfuhr und Belüftung darf das Cockpit nicht vergessen werden. Vor allem bei geschlossener Ausführung ist auf eine ausreichende Klimatisierung des Innenraums zu achten. Mit zunehmender Temperatur nimmt die Leistungsfähigkeit und Konzentrationsfähigkeit des Fahrers ab, was vor allem bei Langstreckenfahrzeugen ein maßgebendes Kriterium ist. Darüber hinaus finden sich mittlerweile in einigen Reglements (so z. B. für die 24-Stunden von Le Mans) Vorschriften betreffend die maximalen Lufttemperaturen im Cockpit. Manche Fahrzeuge – vor allem jene mit Frontmotor – weisen so tatsächlich eine Klimaanlage auf, wie sie sonst nur bei Serienfahrzeugen bekannt sind. Bei der Wahl der Belüftungsöffnung ist neben möglichen Wärmequellen auch Regenwasser zu bedenken. Es gab schon Langstreckenfahrzeuge, deren Cockpit bei Regenfahrten überflutet wurde. Die Cockpitklimatisierung ist nicht nur aus menschlicher Sicht, sondern auch aus technischer Sicht wichtig, weil damit das Beschlagen der Windschutzscheibe verhindert werden kann.

## 7 Auslegung und Abstimmung Dimensioning and Setup

Die aerodynamische Auslegung eines Rennfahrzeuges ist ein Kompromiss zwischen Luftwiderstand, der möglichst klein sein sollte, und Abtrieb, der für Bremsen, Beschleunigen und vor allem Kurvenfahrt möglichst groß sein sollte (vgl. auch Abb. Q.4). Wird der Abtrieb vergrößert (z. B. durch Ändern des Anstellwinkels eines Flügels) erhöht sich der Luftwiderstand und umgekehrt, vgl. Abb. E.82.

Die gewählte Einstellung hängt somit von der Strecke ab und wird ausgehend von den Rundenzeiten optimiert. Dabei wird auf engen Kursen ein höherer Luftwiderstand in Kauf genommen, weil durch die höhere Traktion bessere Rundenzeiten erzielt werden. Bemerkenswert an dieser Stelle ist, dass professionelle Fahrer eine Flügelverstellung von bereits  $1^\circ$  (!) spüren.



**Abb. E.82** Gegenseitige Beeinflussung wichtiger aerodynamischer Größen an einem Monoposto (Formel Renault), nach [3]. Für drei unterschiedliche Abtriebeinstellungen sind Druckpunktlage, Abtriebs- und Luftwiderstandsbeiwert genannt. V Fahrzeugschwerpunkt

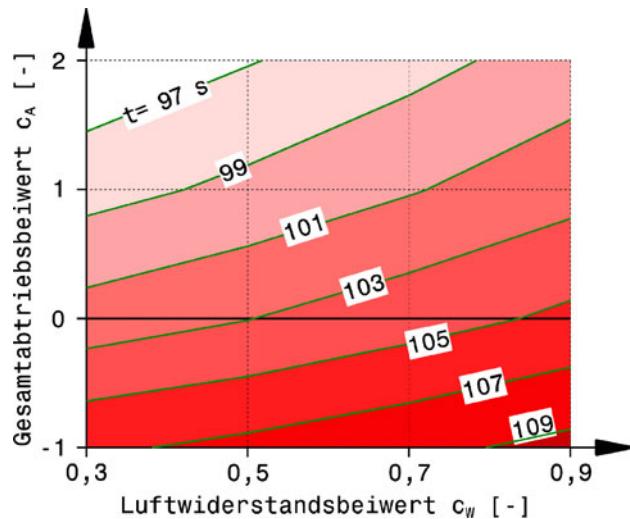
**Tab. E.5** Aerodynamische Effizienz von ausgewählten abtrieberzeugenden Elementen

Bezeichnung	Aerodynamische Effizienz $c_A/c_w [-]$	Bemerkung
Diffusor	6 bis 7 : 1	besonders bei hohen Geschwindigkeiten noch größer
Mehrteilige Flügel	5 bis 6 : 1	
Flügel	2,5 bis 3 : 1	
Splitter	1,5 bis 2 : 1	

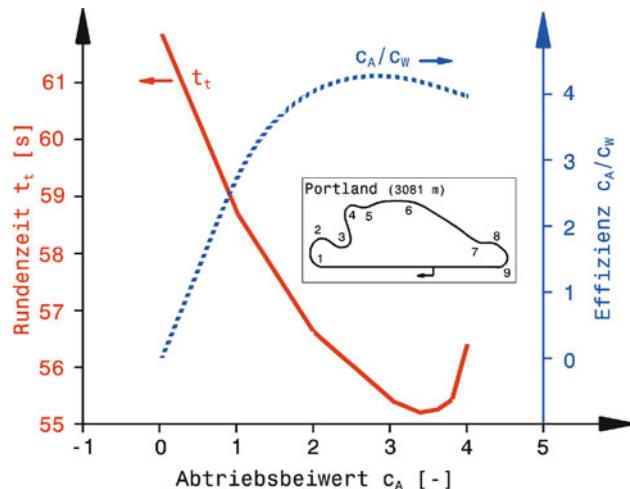
**Effizienz.** Ein Kennwert der Abstimmung ist das Verhältnis Abtrieb : Luftwiderstand oder  $c_A/c_w$ , die so genannte aerodynamische Effizienz (*aerodynamic efficiency*). Je höher dieser Wert ist, umso besser; er ist der Maßstab für den Erfolg der Aerodynamiker. In Tab. E.5 sind die Werte einiger aerodynamischer Elemente vergleichend gegenübergestellt. Aber wie so oft, ist ein einzelner Kennwert nicht ausschlaggebend für die Güte des Gesamtfahrzeugs. Die kleinsten Rundenzeiten werden auf extrem schnellen Kursen nicht in der Abstimmung mit der höchsten aerodynamischen Effizienz erreicht, sondern niedrige  $c_w$ -Werte führen bei gleicher Effizienz zu schnelleren Runden. Im Gegensatz dazu verhält sich die Abstimmung erwartungsgemäß bei Strecken mit vielen engen Kurven und kurzen Geraden: Steigert man den Abtrieb im gleichen Maß wie den Luftwiderstand, d. h. die Effizienz bleibt gleich, so verkürzen sich die Rundenzeiten [8].

Beim Setup geht es darum die erreichbare Querbeschleunigung und die Höchstgeschwindigkeit so aufeinander abzustimmen, dass die Rundenzeit ein Minimum wird. Abbildung E.83 zeigt beispielhaft die Abhängigkeit der Rundenzeiten von Luftwiderstand und Abtrieb für ein simuliertes Rennfahrzeug. Die Abstimmung  $c_w/c_A = 0,3/0,5$  liefert demnach dieselbe Rundenzeit wie  $0,9/2$ . Der Verlauf der Linien gleicher Rundenzeit zeigt, dass hoher Abtrieb und geringer Luftwiderstand jedenfalls kurze Rundenzeiten liefern. Die Steigungen der Linien sind jedoch nicht konstant: Mit steigendem Luft-

**Abb. E.83** Rundenzeiten in Abhängigkeit von Abtrieb- und Luftwiderstandsbeiwert eines generischen Rennfahrzeugs am Hockenheimring [8]. Daten zum Fahrzeugmodell: Fahrzeugmasse  $m_{V,t} = 1100 \text{ kg}$ , Stirnfläche  $A_V = 2,0 \text{ m}^2$ , Gewichtsverteilung Vorder- zu Hinterachse 47/53, Standardrennreifen, Spurweite, Radstand usw. wie Standardtourenwagen



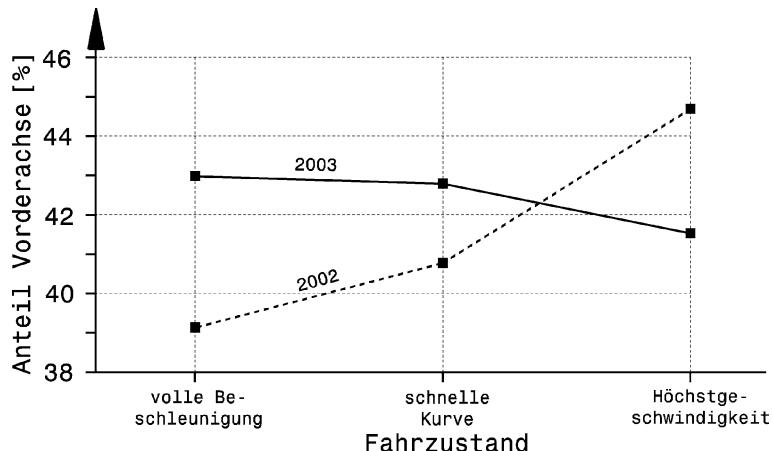
**Abb. E.84** Einfluss von Abtrieb auf Rundenzeit (Simulation) [18]. Für ein generisches Rennfahrzeug sind Rundenzeiten in Portland (USA) für unterschiedliche Abtriebseinstellungen aufgetragen. Der Luftwiderstandsbeiwert wurde nach folgender Beziehung ermittelt:  $c_w = 0,04(c_A + 0,2)^2 + 0,3$ . Die Pole-Position wurde auf dieser Rennstrecke 1991 mit einer Zeit von 56,4 s erreicht, d. h.  $c_A = 2,15$ . Die aerodynamische Effizienz befindet sich in dem Bereich nahe ihrem Maximum



widerstand muss das Maß der Abtriebsänderung größer werden um die Rundenzeit um denselben Betrag zu verbessern.

Die Betrachtung aus der Sicht der Rundenzeit wird in Abb. E.84 vorgenommen. Für unterschiedliche Abtriebseinstellungen sind die errechneten Rundenzeiten aufgetragen. Zusätzlich ist die aerodynamische Effizienz eingezzeichnet. Man erkennt, dass die minimale Rundenzeit mit hohem Abtrieb erzielt wird und dass zu viel Abtrieb zu einer abnehmenden Effizienz führt, was die Rundenzeit wieder ansteigen lässt.

Für Formel-1-Fahrzeuge liegen die Werte von  $c_A/c_w$  zwischen 2,54 und 3,13 [13]. Le-Mans-Prototypen erreichen Werte von 4:1 [4]. Das zeigt die gezielte Auslegung in Richtung Abtrieb. Bei Fahrzeugen mit enorm hohen Motorleistungen ergeben sich andere Entwicklungsziele als nur den Luftwiderstand zu senken. Die Motorisierung erlaubt theoretische Höchstgeschwindigkeiten, die auf



**Abb. E.85** Abtriebsaufteilung zweier Generationen eines Produktionssportwagens (Bentley EXP Speed 8), nach [4]. Für verschiedene Fahrzustände ist der jeweilige Anteil vom Gesamtabtrieb an der Vorderachse aufgetragen. Der jüngere Wagen (2003) weist eine wesentlich ausgeglicheneren Aufteilung auf als sein Vorgänger (2002)

den verhältnismäßig kurzen Geraden der Rennstrecken ohnehin nicht erreicht werden können. Typische Gerade auf Rundkursen sind etwa 1000 bis 2000 m lang. So fällt den Herstellern die Entscheidung leicht diesen Überschuss an Leistung in Abtrieb umzumünzen (vgl. auch Abb. K.13).

Statistische Untersuchungen haben an Rennfahrzeugen folgenden Zusammenhang zwischen Luftwiderstand und Abtrieb festgestellt [18]:

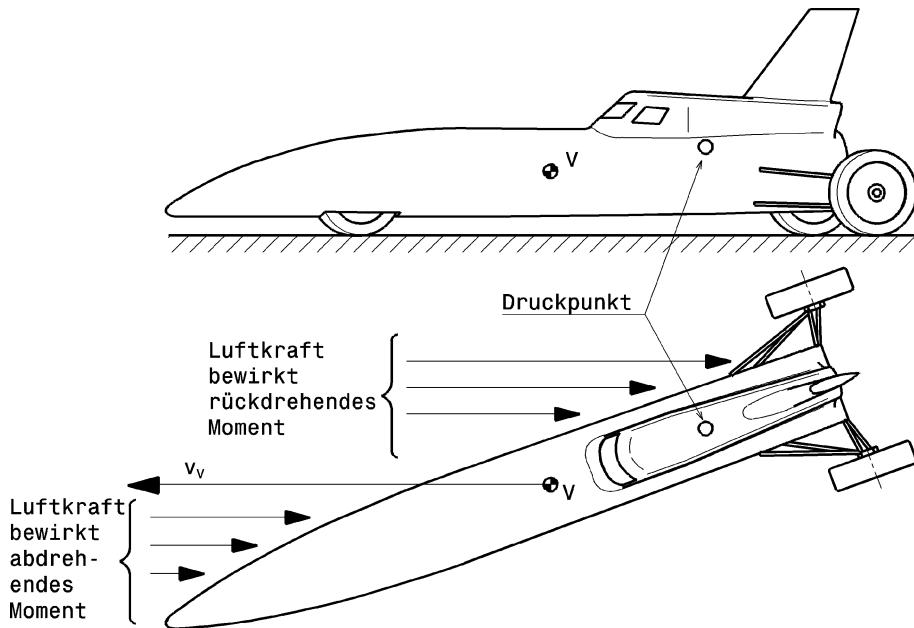
$$c_W = k \cdot (c_A + c_{A,0})^2 + c_{W,0}$$

$k$  Korrekturkonstante, –

$c_{W,0}$  Luftwiderstandsbeiwert des Fahrzeugs ohne Abtriebshilfen, –

$c_{A,0}$  Abtriebsbeiwert des Fahrzeugs beim Zustand mit  $c_{W,0}$ , –.

**Balance.** Generell ist eine Auslegung anzustreben, die über den gesamten Geschwindigkeitsbereich und vor allem bei unterschiedlichen Fahrzuständen ein ausgewogenes Fahrverhalten sichert. Das erleichtert Fahrer und Fahrzeugingenieur die Abstimmung. Maßgeblich hierfür ist die aerodynamische Balance (*aero split*), also die prozentuale Aufteilung des Abtriebs auf Vorder- und Hinterachse, also z. B.  $c_{A,f}/c_A$ . Abbildung E.85 illustriert die Entwicklung der Abtriebsaufteilung eines Produktionssportwagens an zwei Generationen. Das ältere Modell (2002) erzeugt am meisten Abtrieb an der Vorderachse bei Höchstgeschwindigkeit. Die Bodenfreiheit betrug in dem Zustand nur noch 15 mm und entsprechend effektiv arbeitete der Frontdiffusor. Umgekehrt verlagerte sich bei voller Beschleunigung im zweiten Gang die Achslast nach hinten und der Vorderwagen wurde angehoben. Zusätzlich verschiebt sich in einer solchen Situation die Abtriebsaufteilung ebenfalls nach hinten. Beides verstärkt die Untersteuertendenz und hindert den Fahrer daran das Potential der Reifen beim Verlassen einer Kurve auszuschöpfen. Der Nachfolger (2003) – der Le Mans Doppelsieger 2003 übrigens – zeigt ein wesentlich ausgewogeneres Zusammenspiel von Fahrzeugschwerpunkt und aerodynamischer Balance. Dazu ist anzumerken, dass die Einstellmöglichkeiten speziell für Sport-Prototypen am fertigen Fahrzeug eng begrenzt sind. Im Heckbereich bietet zwar der Heckflügel die für Rennfahrzeuge gewohnten Einstellmöglichkeiten, aber im Bugbereich lassen sich bestenfalls kleine Korrekturen mit



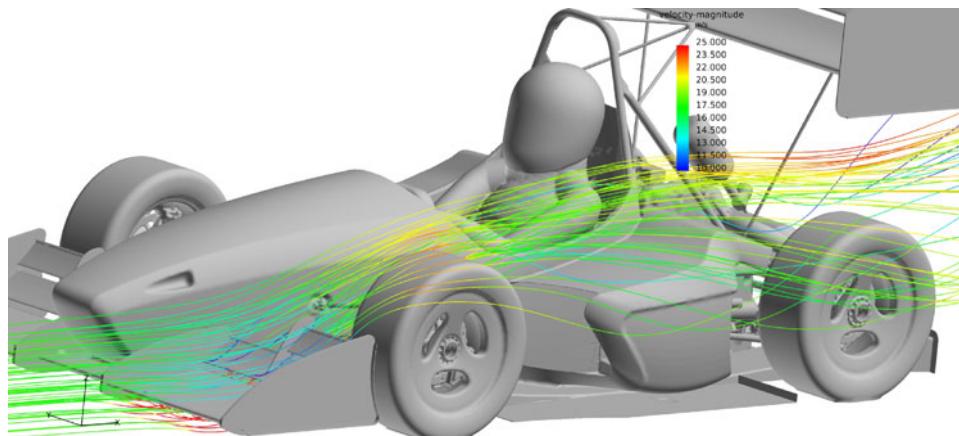
**Abb. E.86** Stabilisierungswirkung einer Heckflosse. Die Fläche der großen Heckflosse verlagert den Druckpunkt (Luftangriffspunkt) zugunsten der Richtungsstabilität nach hinten.  $V$  Schwerpunkt des Fahrzeugs

Zusatzeilen (Abweiser usw.) durchführen. Sollten gröbere Änderungen erforderlich werden, bedeutet das im schlimmsten Fall ein neues Fahrzeug!

Der Druckpunkt (oder Druckangriffspunkt, *centre of pressure*) ist jener Punkt am Fahrzeug, durch den theoretisch die Wirkungslinien aller aerodynamischen Kräfte verlaufen. Seine Lage bestimmt also zum einen die Abtriebsaufteilung zwischen den beiden Achsen und zum anderen die Gier-Wirkung eines Seitenwinds.

Die Abtriebskräfte an Vorder- und Hinterachse sollen im Idealfall den statischen Achslasten entsprechen. Dadurch ändert sich durch Abtriebskräfte das grundsätzliche Fahrverhalten des Fahrzeugs nicht [11]. Die idealen Abtriebshilfsmittel müssten ja direkt auf die Räder wirken und würden so nicht Radaufhängungsteile (Federn, Dämpfer, Lager, ...) zusätzlich beladen. Der Druckpunkt muss demnach für ein ausgeglichenes Fahrverhalten in der Nähe des Fahrzeugschwerpunktes sein. Für das Fahrzeug im Abb. E.82 soll er so z. B. immer zwischen 50 und 60 % des Radstands sein. Bei praktischen Ausführungen wird die Abstimmung dadurch erschwert, dass die Abtriebskräfte an den Fahrzeugenden mit steigender Geschwindigkeit nicht im selben Maße zunehmen, sondern dass die Fahrzeugfront günstigere Verhältnisse vorfindet als das Heck (von Fahrten im Verkehr einmal abgesehen). Mit größer werdender Geschwindigkeit nimmt der Abtrieb des Frontflügels zu und der abnehmende Bodenabstand verstärkt diese Tendenz noch. Das führt zu (äußerst ungeliebten) Übersteuern im Hochgeschwindigkeitsbereich. Die Flügel werden zur Abhilfe dieses Phänomens so eingestellt, dass der Abtrieb des Heckflügels stärker ansteigt als des Frontflügels.

Der Druckpunkt ist aber nicht für die Vertikaldynamik des Wagens von Interesse, sondern er beeinflusst auch wesentlich die Querdynamik. Für stabiles Fahrverhalten bei Seitenwind und bei großen Gierwinkeln muss der Druckpunkt hinter dem Schwerpunkt liegen, Abb. E.86.



**Abb. E.87** CFD (Computational Fluid Dynamics)-Modell eines Rennfahrzeugs. (Software OpenFOAM). Für einen ausgewählten Bereich werden Stromfäden dargestellt. Die Skala zeigt die Strömungsgeschwindigkeit in m/s. Die Anströmung erfolgt mit 70 km/h (grün), Unter dem Frontflügel beschleunigt die Strömung (rot), oberhalb verzögert sie (blau)

Liegt der Druckpunkt hinter dem Schwerpunkt erzeugt die Luftkraft ein stabilisierendes, rückdrehendes Giermoment. Diese günstige Verlagerung des Druckpunkts zum Heck hin beeinflussen große Endplatten am Heckflügel, Heckflossen aber auch hohe Motorabdeckungen und hochliegende Luftfutzen, wie sie an vielen Monoposti zu sehen sind. Inzwischen sind Heckflossen bereits verpflichtend in die Reglements diverser Rennserien eingeflossen. So müssen in Le Mans die Fahrzeuge der Kategorie LM P1 und P2 mit vertikalen Luftleiteinrichtungen auf der Motorabdeckung versehen sein, siehe Kap. C Sicherheit.

Im Allgemeinen ist Abtrieb im Bugbereich des Wagens, wo die Luftströmung noch wenig beeinflusst ist, leichter zu erreichen als im Heckbereich, wo Fahrer, Motorabdeckungen und diverse Aufbauten die Strömung abgelenkt und gestört haben.

Die Mittel hierfür sind Airdamspoiler, Splitter und Flügel.

Der erste Entwicklungsschritt am Fahrzeugheck von Hochgeschwindigkeitsfahrzeugen ist die Reduktion des Auftriebs, beispielsweise mittels Spoiler oder Flügel.

Neben dem Testen auf der Rennstrecke werden vor allem in der Entwicklungsphase Untersuchungen im Windkanal durchgeführt. Führende Teams benutzen 1 : 1 Windkanäle mit Förderbändern, die die Relativbewegung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn berücksichtigen lassen.

Am gezieltesten lassen sich Erkenntnisse mittels Simulation gewinnen, Abb. E.87. Moderne Rechenprogramme ermöglichen zusammen mit dreidimensionalen CAD-Fahrzeugmodellen die Berechnung der Fahrzeugumströmung. Der Versuch und die Messung ergänzen hierbei einander. Der Windkanal liefert die Größenordnung von Werten und die Simulationsrechnung erklärt die qualitativen Einflüsse von Änderungen am Fahrzeug. CFD-Simulationen (s. Anhang) werden so in der Vorausentwicklung eingesetzt, der (Modell-)Windkanal stellt das Entwurfswerkzeug dar und die endgültigen Entscheidungen werden auf Basis von realen Streckentests gefällt. Ein realitätsnahe Verhalten der eingesetzten mathematischen Reifenmodelle (Deformation und Latschform) ist für brauchbare Ergebnisse von CFD-Rechnungen wichtig. CFD-Rechnungen liefern auch Angaben zur Flächenbelastung von Bauteilen. Damit können Flügel und deren Halter dimensioniert werden. Bei

Serienfahrzeugen wird die CFD-Analyse eher in frühen Stadien der Fahrzeugentwicklung eingesetzt, z. B. um die Fahrzeugform zu optimieren. In späteren Phasen werden mit CFD-Detailströmungen untersucht.

**Nickempfindlichkeit *Pitch Sensitivity*.** Die Empfindlichkeit eines Rennwagens gegenüber den Bewegungen um seine Querachse (Nicken (s. Anhang) oder Stampfen) bestimmt zum großen Teil sein Handling. Bleibt trotz der wirkenden Nickkräfte die aerodynamische Balance im gewünschten Bereich, spricht man von geringer Empfindlichkeit. Eine geringe Empfindlichkeit zu erreichen ist nicht so einfach, ändert sich doch der Abtrieb mit änderndem Bodenabstand bei Flügeln und Diffusoren erheblich.

Die Empfindlichkeit gegenüber Nicken hat größeren Einfluss auf das Fahrverhalten eines Wagens als diejenige gegenüber Gieren (um die Hochachse) und gegenüber Wanken oder Rollen (um die Längsachse). Zum Teil lässt sich dem Nicken mit der Fahrwerksauslegung entgegenwirken. Durch entsprechende Anordnung der Nickpole von Vorder- und Hinterachse kann ein Brems- und Beschleunigungsnickausgleich installiert werden, vgl. Abschn. [H Fahrwerk](#). Der Wagenboden bleibt dann im Idealfall im gewünschten Winkel zur Fahrbahn. Die Auslegung des Fahrwerks zur Unterstützung der aerodynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs ist somit ein zentrales Entwicklungsziel.

Die jetzigen Formel-1-Wagen mit dem gestuften Boden dürften kaum nicken.

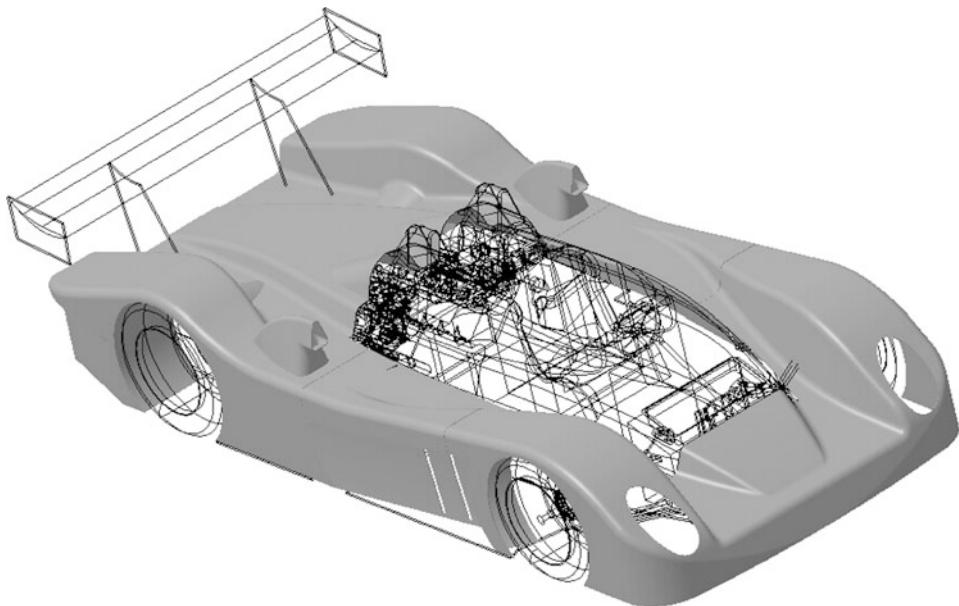
**Windschatten *Slipstream*.** Bei der Entwicklung eines Rennfahrzeugs, das mit mehreren Fahrzeugen gemeinsam auf der Strecke ist (Rundstrecke), wird auch die Betrachtung einer Windschattenfahrt bedeutend. Im Windschatten eines Fahrzeugs ändern sich die Umströmungsverhältnisse eines Wagens und reduzieren die Abtriebskräfte je nach Längs- und Querabstand vom vorausfahrenden Wagen beträchtlich. Das betrifft vor allem die Abtriebskräfte an der Vorderachse, die bei Fahrt unter 3 m Längsabstand ohne Seitenversatz gegen 0 (!) gehen können [15]. Der Luftwiderstand des Verfolgers wird allerdings ebenfalls reduziert, weshalb dieser schneller fahren kann. Aber auch der vorausfahrende Wagen bleibt nicht unbeeinflusst. Für ihn kann sich der Luftwiderstand bis zu 30 % reduzieren (!) [8]. Dadurch können Fahrzeuge in einem dichten Bulk schneller fahren als alleine. Der Heckabtrieb wird tendenziell geringer, je dichter der Verfolger auffährt. Ähnliche Effekte treten bei Serienfahrzeugen zwar auch auf, allerdings sind die Abstände zwischen den Wagen (üblicherweise) wesentlich größer, so dass sie sich kaum bemerkbar machen.

---

## Literatur References

1. Sportgesetz der FIA: Anhang J, Art. 258A „Technical Regulations for Sports Cars“ (2006)
2. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
3. N. N.: Formula Renault 2000 Manual, Renault Sport Promotion Sportive (2001)
4. Paefgen, F.-J., Gush, B.: Der Bentley Speed 8 für das 24-Stunden Rennen in Le Mans. ATZ **4**, 280–289 (2004)
5. Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 22. Aufl. VDI, Düsseldorf (2001)
6. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
7. McBeath, S.: Formel 1 Aerodynamik. Motorbuch, Stuttgart (2001)
8. Hucho, W.-H. (Hrsg.): Aerodynamik des Automobils, 5. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
9. Der neue Audi A6. ATZ/MTZ extra März (2004)
10. Smith, C.: Tune to win. Aero Publishers, Fallbrook (1978)
11. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)

- 
- 12. Tremayne, D.: Formel 1 Technik unter der Lupe, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (2001)
  - 13. Piola, G.: Formel 1. Copress, München (2001)
  - 14. Staniforth, A.: Race and Rallycar Source Book, 4. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2001)
  - 15. Ulrich, W.: Audi – der Sieger von Le Mans, Vortrag der ÖVK-Vortragsreihe, Wien (2004)
  - 16. Mühlmeier, M.: Virtual Design of a World Rally Car, Vortrag auf der Race.Tech, München (2006)
  - 17. Tremayne, D.: The Science of Formula 1 Design, 1. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2004)
  - 18. Katz, J.: New Directions in Race Car Aerodynamics, 2. Aufl. Bentley Publishers, Cambridge (2006)



Der Außenhaut kommen weit mehr Aufgaben zu als bloß die Innereien abzudecken. Sie beinhaltet viele Aerodynamikfunktionen und prägt wie keine andere Baugruppe die Gesamterscheinung des Wagens auf den Betrachter.

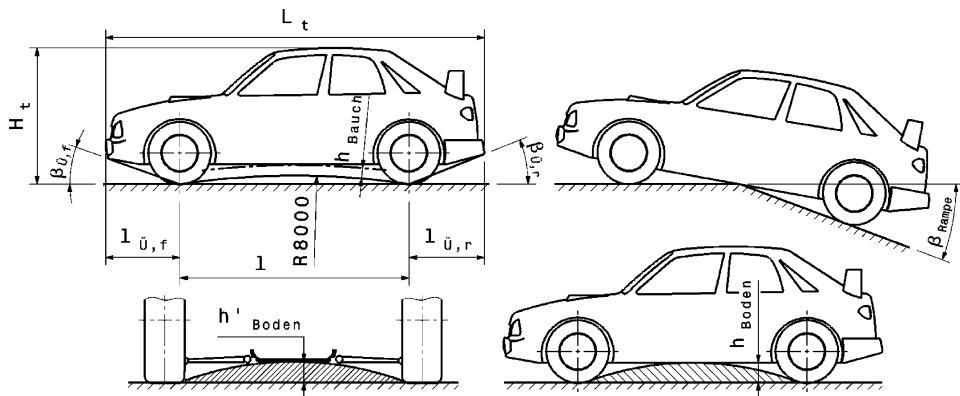
## 1 Begriffe Terms

Zu Beginn sollen einige Begriffe zeigen, dass die Außenhaut das äußere Erscheinungsbild vorgibt und ihre Gesamtabmessungen vom Gesetz bzw. Reglement erfasst werden, Abb. F.1.

## 2 Anforderungen Requirements

Bei der Gestaltung der Außenhaut bzw. der Karosserie müssen zunächst gesetzliche Vorschriften und Reglementvorgaben beachtet werden. So sind festgelegt bzw. eingeschränkt die Lage von Leuchten, Stoßfängern, Crashelementen, Fenster und Türen bzw. Klappen. Darüber hinaus ist die Brandbeständigkeit der eingesetzten Werkstoffe wichtig.

Bei aller Ästhetik und Aerodynamik soll die Außenhaut das Ein- und Aussteigen ermöglichen und nicht behindern. Bei Einsitzern mit offenem Cockpit beispielsweise muss es dem Fahrer bei sämtlichen Reglements möglich sein innerhalb von fünf Sekunden aus der fahrbereiten Position (angegurtet, Hände am Lenkrad) das Fahrzeug ohne fremde Hilfe zu verlassen. Bei geschlossenem Cockpit gibt es diese Regelung seltsamerweise nicht, aber dennoch kann der einfache Ein- und Aus-



**Abb. F.1** Maße an der Außenhaut.  $L_t$  Fahrzeuggesamtlänge,  $H_t$  Gesamthöhe,  $l$  Radstand,  $h_{\text{Bauch}}$  Bauchfreiheit,  $\beta_f$  bzw.  $\beta_r$  Überhangwinkel vorne bzw. hinten,  $\beta_{\text{Rampe}}$  Rampenwinkel,  $l_{U,f}$  bzw.  $l_{U,r}$  Überhang vorne bzw. hinten, Bodenfreiheit  $h_{\text{Boden}}$  und  $h'_{\text{Boden}}$

stieg ein Thema sein. Bei Langstreckenrennen wechseln die Fahrer einander ab und je problemloser und schneller der ausgeruhete Pilot hinter dem Steuer sitzt, desto besser.

Außenhautteile weisen einen gewissen Überhang vorne und hinten auf. Dabei ist auf ausreichende Bodenfreiheit und angemessenen Böschungswinkeln zu achten.

Zur Bodenfreiheit gibt es eine interessante Regelung: Wenn auf einer Fahrzeugseite bei beiden Rädern die Luft abgelassen ist, darf kein Fahrzeugteil die Fahrbahn berühren (FIA Anhang J, Art 252 2.1).

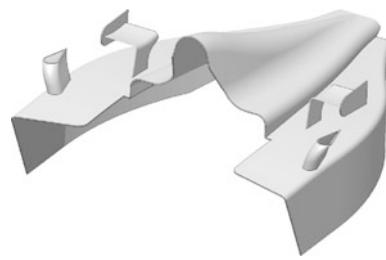
Bei umschlossenen Rädern müssen die Radausschnitte groß genug sein, damit Federn der Räder und Einschlagen der Vorderräder ohne Berührung möglich sind. Die Räder müssen auch ausreichend umschlossen sein. Die Radhausentlüftung wird dabei aus aerodynamischer Sicht wichtig, siehe Kap. E Aerodynamik 2 und 6.

Aerodynamische Überlegungen und Effekte kommen auch an zahlreichen anderen Stellen zum Tragen. Der Luftwiderstand soll möglichst klein sein für größere Beschleunigung und höhere Endgeschwindigkeit, der Abtrieb wiederum tunlichst hoch. Dadurch, dass das Fahrzeug auch einen Schwimmwinkel aufbaut und ein Wind auch von der Seite einwirken kann, ist die Reduzierung der Seitenwindempfindlichkeit besonders bei hohen Geschwindigkeiten bemerkenswert. Gezielte Beeinflussung der Strömung bzw. überlegtes Platzieren von Öffnungen und Abweisern verhindert rasche Scheibenverschmutzung und ermöglicht Kühlluftzu- sowie Abfuhr zu Wärmetauschern (siehe Kap. E Aerodynamik 6 Wärmeabfuhr und Entlüftung) und Bremsen sowie Verbrennungsluftzufuhr zum Motor, Abb. F.2. Bei vielen Fahrzeugen ist im Unterbodenbereich eine zuverlässige Abgasführung sicherzustellen.

Festigkeitsbetrachtungen sind an den Bereichen, die keine tragende Funktion haben untergeordnet, dennoch muss vor allem bei großflächigen Teilen das Schwing-, und Beulverhalten berücksichtigt werden.

Nicht zu vergessen ist letztendlich die Ästhetik: Ein schnittiges Aussehen wird von Sponsoren und Publikum gleichermaßen honoriert.

**Abb. F.2** Motorabdeckung an einem Formel-Fahrzeug. Die Abdeckung beinhaltet die Verkleidung der Luftzufuhr zum Motor, die Verkleidung von Wärmetauschern, Kühlkamine, Zusatzflügel und Luft-Leitflächen. Die Innenseite ist teilweise mit Wärmeschutzfolie beklebt



### 3 Gestaltung Design

Der Entwurf der Außenhaut geht von den Daten der Innenraumgestaltung und der Aggregatanordnung aus und berücksichtigt dabei aerodynamische Gesichtspunkte. Grundsätzlich bieten sich zwei Bauformen an:

- differenziert,
- integriert.

**Differenziert Differentiated.** Die Außenhaut wird von separaten Teilen, die über den Rahmen gestülpt werden, gebildet. Ein Beispiel dazu zeigt Abb. F.3 bzw. Abb. F.4.

Vorteile: Es können leicht unterschiedliche Ausführungen für unterschiedliche Strecken bereitgestellt werden. Nach Kollisionen müssen nur beschädigte Teile getauscht werden.

Nachteile: Die zusätzlichen Teile bedeuten auch zusätzliche Masse. Darüber hinaus werden Halter zum Rahmen, Verbindungen und Überlappungen benötigt.

**Integriert Integral.** Bei dieser Bauform gibt das Chassis bereits selbst die Außengestalt vor. Ein Beispiel zeigt Abb. F.5.

Vorteile: Die Masse ist im Vergleich zur vorhergehenden Bauweise geringer. Schnittstellen samt Verschlüssen entfallen.

**Abb. F.3** Außenhautteile eines Produktionssportwagens (Osella PA 20 S). Im Vordergrund (mit der Startnummer) ist jener Teil, der über das Cockpit gestülpt wird. Dahinter liegt der Bugteil, der am Fahrzeug vor dem Cockpitteil die Vorderräder umschließt. Seitlich daneben ist die Motorabdeckung abgelegt



**Abb. F.4** Montage der Motorabdeckung eines Produktionsportwagens. Die Motorabdeckung wird über dem Motorraum abgesenkt und mit Exzenterverschlüssen mit den übrigen Außenhautteilen verbunden. Am vorderen Ende der Motorabdeckung kann man die Wülste zur Lagefixierung zum davor liegenden Cockpitteil gut erkennen



**Abb. F.5** Bug eines Formelwagens (Formel Renault). An das Monocoque wird die Nase direkt angeschraubt. Diese Außenform wird also vom Chassis selbst vorgegeben. Nur an der Oberseite bleibt ein Bereich, der für Montage und Setup (Dämpfer, Feder, Stabilisator) zugänglich sein muss und der noch mit einem zusätzlichen Deckel abgedeckt wird, Abb. F.6



Nachteile: Nachträgliche Änderungen beispielsweise zur Anpassung der Kühlung oder des Antriebs ist am bestehenden Chassis praktisch nicht mehr möglich. Kollisionsschäden durch einen Unfall sind wesentlich reparaturaufwändiger.

Bei der Gestaltung der Außenhaut darf in keinem Fall die Herstellung außer Acht gelassen werden. Das beginnt bereits bei der Aufteilung in einzelne Abschnitte bzw. Teile. Die Teile sollen handlich sein, was nicht nur Montage und Demontage sondern auch den Formenbau erleichtert. Bei Unfällen kann so auch der Schaden begrenzt bleiben. Die Teilungslinien, mit denen die Außenhaut in einzelne Abschnitte aufgeteilt wird, wird man – wenn die Wahl frei ist – so legen, dass durch Entfernen nur eines Teils Wartungs- und Einstellbereiche zugänglich werden. Stoßen zwei Teile aneinander, so unterstützt ein Versatz den Anschluss des Nachbarnteils, vgl. auch Abb. F.12. Entformungsschrägen werden bei den bevorzugten Fertigungsverfahren von Außenhautteilen und Monocoques sowohl beim Direktabformen von Negativformen als auch beim Herstellen über ein Positivmodell erforderlich.

Die Karosserie und Verkleidung mag am Rennfahrzeug zusätzliche Masse darstellen, diese Bauweise ermöglicht jedoch die aerodynamische Entwicklung und Abstimmung relativ kurzfristig streckenabhängig zu gestalten. Nicht zuletzt aus dem Grund finden sich auch an Fahrzeugen mit Monocoques Abdeckteile, die weitere Funktionen integriert haben, wie z. B. die Motorabdeckung, Abb. F.2.

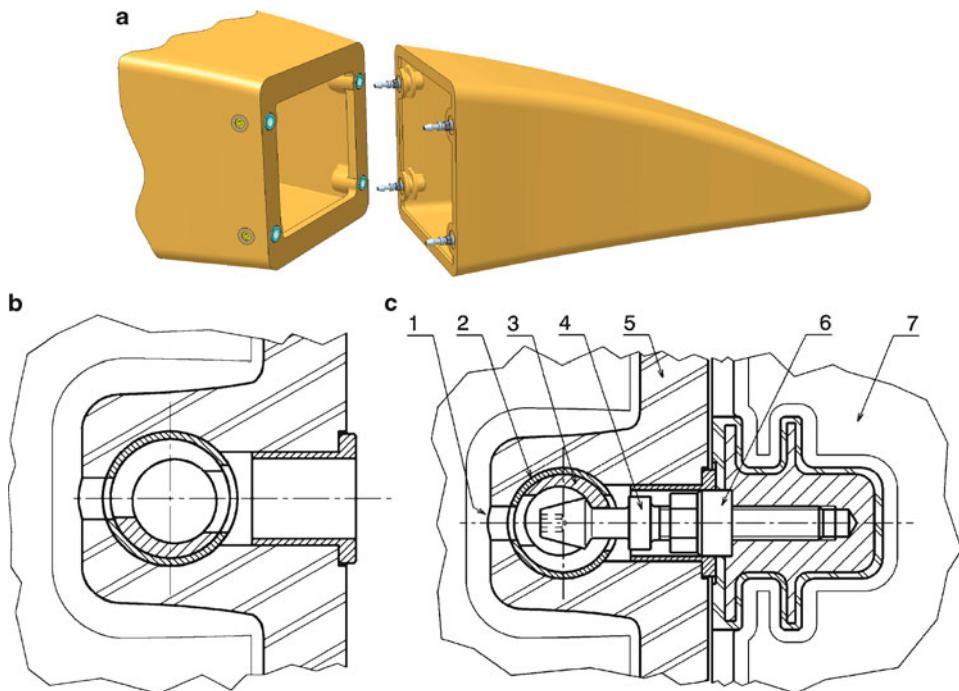
**Abb. F.6** Montage der Bugabdeckung eines Formelwagens. Die Wartungsseite des Bugs aus Abb. F.5 wird mit einem einzigen Deckel verschlossen. Der Deckel wird mit Schnellverschlüssen fixiert



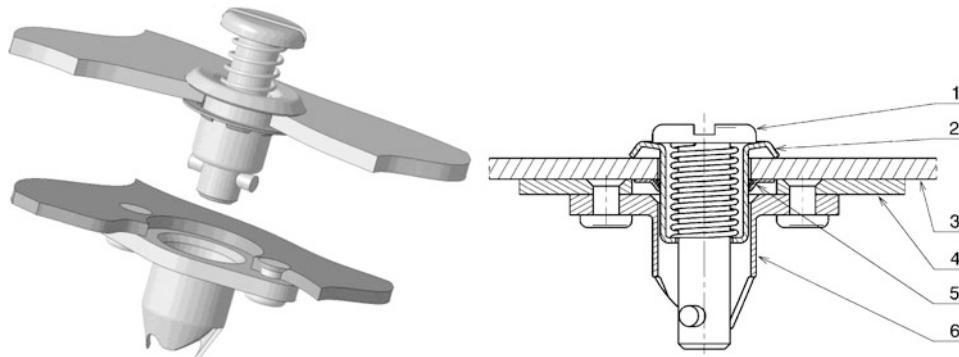
Die Nase bei Formelfahrzeugen trägt nicht nur den Frontflügel, sondern ist auch das energieaufnehmende Element bei einem Frontalcrash (*impact attenuator*). Die Befestigung muss so ausgeführt sein, dass nicht nur Kräfte in Längsrichtung, sondern auch große seitliche Kräfte aufgenommen werden können. Trotzdem will man eine rasche Montage ermöglichen. Eine gängige Lösung dafür zeigt Abb. F.7. Die Nase wird über vier Stifte mit dem Monocoque verbunden. Die vier Stifte sind mit der Nase verschraubt (Bildteil a). Bei der Montage der Nase werden die Stifte in korrespondierende Aufnahmebohrungen des Monocoques eingeführt. Gesichert werden die Stifte durch einen Exzenterverschluss (3, Bildteil c), wie er aus dem Möbelbau bekannt ist. Wird der Verschluss um ca. 180° um seine Achse gedreht, zieht seine innere Exzenterfläche den Kopf des Stiftes (4) nach Innen und drückt so die Kontaktflächen von Nase (7) und Monocoque (5) zusammen. Zum Feineinstellen der Verschlusskraft kann der Stift im gefügten Zustand vom Fußraum des Cockpits her mit einem Stiftschlüssel durch eine kleine Bohrung (1) gedreht werden. Für die Demontage und folgende Wiedermontagen der Nase brauchen nur noch die vier Verschlüsse von außen gedreht werden. Querkräfte werden durch einen Zentrierbund (6) bzw. eine entsprechende Hülse in die umgebenden Spannen eingeleitet. Diese Befestigungsart ermöglicht eine durchgehende glatte Oberfläche und vermeidet Aussparungen, wie sie bei Verschraubungen in Längsrichtung der Nase für den Werkzeugzugang erforderlich sind.

**Verschlüsse Fastener.** Verkleidungsteile, die zu Wartungszwecken entfernt werden müssen, werden mit Schnellverschlüssen befestigt, z. B. Dzus-Verschlüsse, Stifte, Renkverschlüsse. Solche Verschlüsse bestehen im Grunde aus zwei Teilen, die verliersicher jeweils am Rahmen und an der Außenhaut befestigt sind. Beispielhaft für die vielen existierenden Varianten zeigt Abb. F.8 einen solchen Schnellverschluss. Bei der Montage wird der Zapfen (1) gegen die Federkraft eingedrückt und im Verschlussunterteil (6) durch eine Vierteldrehung vorgespannt und verrastet. Die Demontage erfolgt in umgekehrter Reihenfolge.

Mit solchen Schnellverschlüssen lassen sich auch andere Teile am Fahrzeug befestigen. Je nach Gewicht und Größe der zu fixierenden Teile gibt es zahlreiche Verschlüsse, die für ihren Einsatzzweck optimiert worden sind. Die Abb. F.9 und F.13 zeigen einige Beispiele.



**Abb. F.7** Befestigung einer Nase (GP2 Series 2009, Dallara). **a** Axonometrische Darstellung vor der Montage, **b** Detailschnitt durch eine Aufnahme im Monocoque vor der Montage, **c** Detailschnitt einer gefügten Verbindung.  
 1 Zugangsloch für Stiftschlüssel *entry hole for allen key*, 2 Stahlhülse *steel sleeve*, 3 Exzenterverschluss *cam lock*,  
 4 Haltestift *fixing pin*, 5 Monocoque *monocoque*, 6 Kontermutter mit Zentrierbund *locking nut with centring collar*,  
 7 Nase *nose*



**Abb. F.8** Schnellverschluss *quarter-turn fastener*. Der Verschluss wird über eine Vierteldrehung geschlossen.  
 1 Verschlusszapfen, 2 Führungshülse mit Feder, 3 Außenhaut, 4 Rahmen, 5 Sicherungsscheibe,  
 6 Verschlussunterteil

**Abb. F.9** Schnellverschluss an einer Motorhaube (*bonnet, AE: hood*) eines Tourenwagens. Rahmenseitig befindet sich ein Einschraubzapfen (Abb. F.10) mit einer Querbohrung. Auf der Motorhaube sitzt das Gegenstück, ein Dorn mit Sicherungsring, der in einer Führung steckt. Im Bild ist die geöffnete Stellung gezeigt. Zum Schließen wird der Dorn durch die Bohrung gesteckt und der Sicherungsring über den Einschraubzapfen geklappt



**Abb. F.10** Einschraubzapfen für Schnellverschluss. Zu solch einem Zapfen gehört ein Verschluss wie in Abb. F.9. Dieser Zapfen ist im Frontendbereich eines Tourenwagens eingeschraubt



**Abb. F.11** Schnellverschluss an einer Motorhaube eines Tourenwagens. Eine einfache Variante des Verschlusses von Abb. F.9. Durch den rahmenseitigen Zapfen wird ein Vorstecker, der mit einem Nylonfaden vor dem Verlieren gesichert wird, gesteckt



**Wagenboden Undertray.** Der Boden soll möglichst eben und glatt sein. Eine Neigung von  $1^\circ$  bis  $2^\circ$  reicht für Erzeugung eines Unterdrucks bei glattem Unterboden aus, Abb. F.14a. Die Fahrzeugfront ist dabei näher an der Fahrbahn als das Heck. Der Wagenboden ist also geneigt und wirkt in Verbindung mit der Fahrbahn wie ein langer Diffusor, der die Luftströmung erleichtert. Bei der idealen Form der

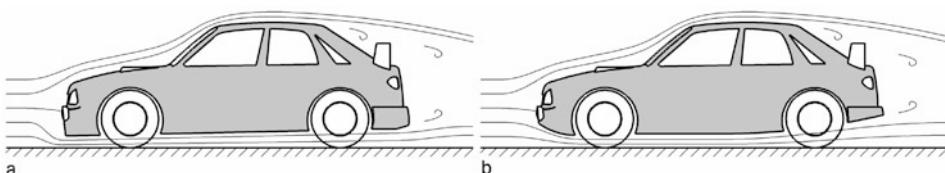


**Abb. F.12** Exzenterverschluss (*over-centre catch*) eines Produktionssportwagens (Norma N20). Der Verschluss wird beim Schließen am Rumpfoberteil (am linken Bild entfernt und nicht zu sehen) eingehängt und vorgespannt. Die beiden Wülste an der Stoßfläche dienen der Lagefixierung des Oberteils, indem sie in entsprechende Vertiefungen des Gegenstücks greifen

**Abb. F.13** Exzenterverschlüsse an der Außenhaut eines Produktionssportwagens (Norma N20). Im Bild ist der Stoß an der linken Fahrzeugfront zu sehen. Hier treffen der Bug (mit dem Radausschnitt und der Radhausentlüftung), der Cockpitrand und der Rumpfunterteil aufeinander. Diese drei Außenhautteile werden an dieser Stelle mit zwei Exzenterverschlüssen miteinander verbunden



Wagenunterseite (Abb. F.14b) wird die Luft zunächst unter dem Bug reibungslos beschleunigt und der Druck sinkt. Im Heckbereich wird durch verminderte Nachströmung der Luftwiderstand des Wagens reduziert. Außerdem strömt weniger Luft über die Fahrzeugoberseite, weil ein größerer Anteil den Weg unterhalb nimmt.

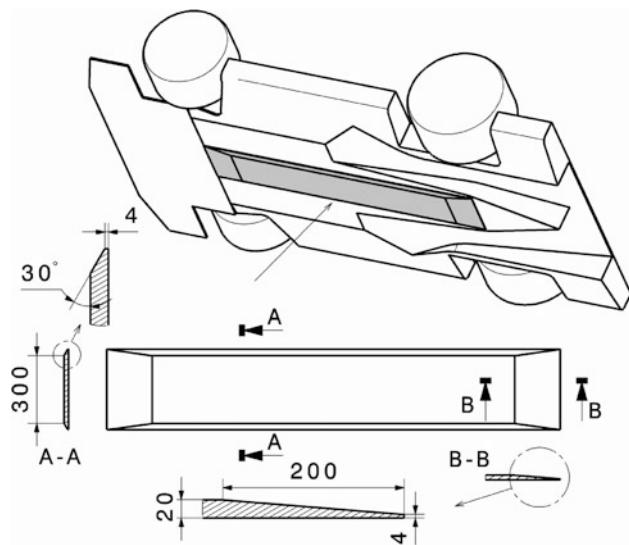


**Abb. F.14** Gestaltung eines glatten Wagenbodens zur Erzeugung von Abtrieb, nach [2]. a ebener Unterboden, b ideale Form der Wagenunterseite

**Abb. F.15** Verschleißbrett am Unterboden eines Formelwagens (Reynard D94 F3000). Das Fahrzeug ist aufgebockt und der Blick ist von unten auf den rechten Seitenkasten gerichtet. Am äußeren Bereich des Unterbodens ist ein dreieckförmiges Sperrholzbrett angebracht. Man kann neben dem Splitter unter dem Rumpf auch den Seitenspiegel und die vorderen Querlenker erkennen



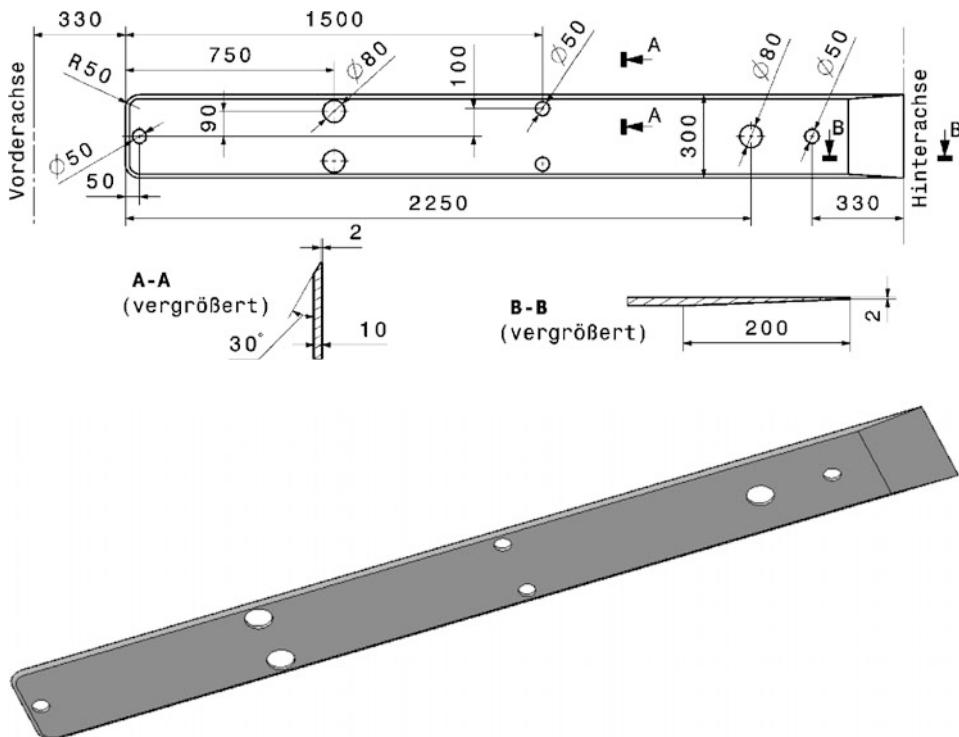
**Abb. F.16** Gleitbrett (skid block) für Sportwagen nach FIA [4]. Die Platte ist am Unterboden befestigt und an ihren Enden abgeschrägt. Sie reicht von Mitte Vorderachse bis Mitte Hinterachse



Der Wagen darf bei extremen Fahrzuständen keinesfalls metallisch aufsitzen. Das führt durch Entlastung eines Rads und fehlende Seitenführung zur Instabilität. Es hat sich bewährt, definierte Verschleißstellen am Unterboden vorzusehen. Das können Holzbrettchen am äußeren Rand sein, die beim Aufsitzen abgescheuert werden und somit nachgeben, Abb. F.15. Bei einigen Fahrzeugen wird der ebene Unterbodenbereich durch eine durchgehende Sperrholzplatte gebildet.

Für zweisitzige Renn-Sportwagen, also solche die ausschließlich auf der Rennstrecke betrieben werden, schreibt die FIA ein 20 mm dickes durchgehendes Brett vor, Abb. F.16. Der Werkstoff ist nur in seiner Dichte eingeschränkt. Diese muss zwischen 1,3 und  $1,45 \text{ g/cm}^3$  liegen. Das Brett muss glatt ohne Öffnungen sein, mit Ausnahme jener für die Befestigung. Die Befestigungselemente (Schrauben, Niete, ...) dürfen die Unterseite nicht überragen.

Auch für Formel-1-Fahrzeuge bestehen ähnliche Vorschriften, Abb. F.17. Bei diesen wird allerdings das 10 mm dicke Bodenbrett nach dem Rennen an bestimmten Stellen auf seinen Verschleiß hin untersucht.



**Abb. F.17** Gleitbrett für Formel-1-Fahrzeuge, nach FIA. Das Brett muss symmetrisch entlang der Längsachse des Fahrzeugs angebracht werden. Es endet genau auf der Höhe Mitte Hinterräder. Der Abrieb wird nach dem Rennen in den 50 und 80 mm großen Bohrungen gemessen

**Bodenfreiheit Ground Clearance.** Eine geringe Bodenfreiheit hat den Vorteil, dass nur wenig Luft unterhalb des Fahrzeuges strömt und so Auftrieb reduziert wird. Damit diese Bodenfreiheit in engen Grenzen bleibt, müssen die Fahrbahn eben und die Federung steif sein. Reglements schreiben oft vor, dass kein Teil der gefederten Masse tiefer als der Unterboden sein darf, mit Ausnahme des Gleitbretts [4].

Für einige Fahrzeugkategorien ist auch eine Mindestbodenfreiheit vorgeschrieben, die durch Schieben eines Blocks mit definierter Höhe unter das Fahrzeug überprüft wird.

Ein möglicher Luftverlust in einem Reifen muss zumindest bei einigen Reglements berücksichtigt werden, siehe Abschn. F.2 Anforderungen.

Interessant sind Ergebnisse einer Untersuchung an konventionellen Fahrzeugen mit unebenem Unterboden: Abtrieb wird dann erzeugt, wenn die Bodenfreiheit in folgendem Größenbereich liegt [2]:

$$0,125 \cdot \text{Radstand} < \text{Bodenfreiheit} < 0,6 \cdot \text{Radstand}$$

Bodenfreiheiten, die kleiner als  $0,125 \cdot \text{Radstand}$  sind führen umgekehrt sogar zu Auftrieb des Fahrzeugs.

Der Durchschnittswert der Bodenfreiheit solcher Fahrzeuge liegt allerdings außerhalb dieses Bereichs, nämlich bei etwa  $0,05 \cdot \text{Radstand}$ . Das verdeutlicht, warum Serienfahrzeuge mit ihren unebenen Unterböden Auftrieb generieren.



**Abb. F.18** Splitter an einem Formel-1-Rennfahrzeug (BMW Williams). Das Fahrzeug ist in der Seitenansicht zu sehen. Die Fahrtrichtung ist nach links. Der Splitter ist hinter den Vorderrädern unterhalb des hochgezogenen Bugs angebracht. Der Abstand zur Fahrbahn beträgt in Konstruktionslage ca. 30 mm. Man beachte auch die Tropfenform der vorderen Kante, die den Splitter gegen Schräganströmung unempfindlicher macht

Bei Rennfahrzeugen ist die Bodenfreiheit zwar wesentlich geringer, der Unterboden jedoch ideal eben, weshalb diese Fahrzeuge auch durch den Unterboden imstande sind Auftrieb zu erzeugen, Abb. F.18.

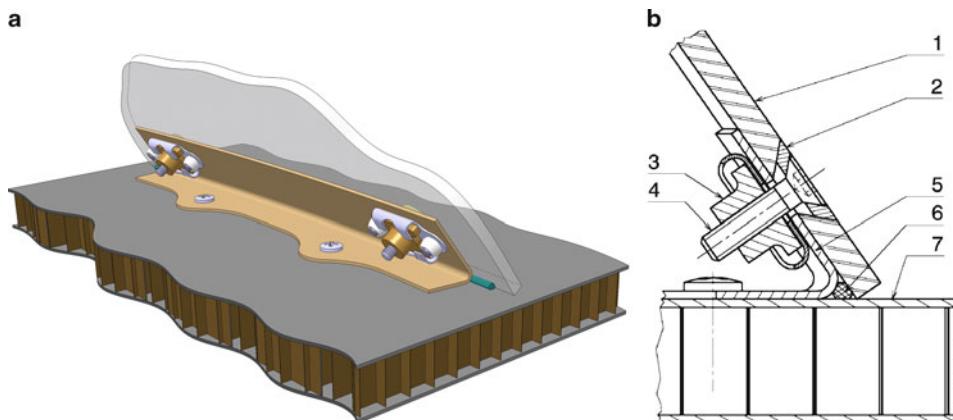
Einige grobe Zahlenwerte folgen nachstehend zur Orientierung. Grob deshalb, weil auch der statische Bodenabstand und damit zwangsläufig die Bodenfreiheit im Zuge der Abstimmung verändert wird und weil die Bodenfreiheiten vorne und hinten absichtlich unterschiedlich sein können. Produktionssportwagen Mercedes C291 (1991) ca. 46 mm [3], Mercedes C-Klasse (DTM '94) ca. 40 mm [3], Formel Ford vorne 45 mm und hinten 70 mm, Formel 1 teilweise unter 25 mm [5], Ferrari F1-2000 vorne von 14 bis 20 mm und hinten zwischen 50 und 61 mm [6].

**Öffnungen Orifices.** Bei geschlossenem Cockpit müssen auch Öffnungen für Sichtbereiche (Windschutzscheibe und Seitenscheiben) mitsamt den für ihre Montage erforderlichen Dichtungen eingeplant werden.

Die Windschutzscheibe (*windscreen, AE: windshield*) ist bei Tourenwagen oft das Serienteil bzw. es wird vom Reglement eine Verglasung mit Straßenzulassung gefordert. Vielfach wird noch eine zusätzliche Halterung zur Serienlösung empfohlen. Die Verglasung bei Pkw ist entweder ein Einscheibensicherheitsglas (ESG) oder ein Verbundscheibensicherheitsglas (VSG) und in jedem Fall relativ schwer. Deshalb laufen auch für Serienfahrzeuge Bestrebungen die Dicke der Verglasung zu senken. ESG wird gegenwärtig mit etwa 3,15 mm verbaut und VSG, das aus zwei Scheiben getrennt durch eine Kunststofffolie besteht, mit etwa 5 bis 6 mm. Vereinzelt sind Dickenreduktionen einer Einzelscheibe auf etwa 2,1 bis 1,6 mm durchgeführt worden. Die Paarung 2,1/2,1 mm stellt aber derzeit die Untergrenze für VSG aus mechanischen und aeroakustischen Gründen dar [1].

Für Tourenwagen sind beheizbare Scheiben lieferbar, die ihre Vorteile bei feuchter, kalter Witterung ausspielen. Für Langstreckenfahrzeuge (GT1, GT2, Le-Mans-Serie) werden auch Abreißfolien aus Kunststoff – ähnlich den Folien auf Visieren von Schutzhelmen – auf den Windschutzscheiben eingesetzt. Bei einem Boxenstop kann ein Mechaniker so rasch die gesamte Scheibe durch Ablösen der obersten Folienlage von sämtlichen Verunreinigungen befreien.

Manchen Produktionssportwagen wird auch von der FIA eine Windschutzscheibe aus starrem Kunststoff gestattet. Abbildung F.19 zeigt wie eine solche Kunststoffscheibe befestigt werden kann. Ein Befestigungswinkel (5) aus CFK trägt Nietmuttern (3) und ist selbst mit dem Monocoque (7) oder dem Cockpit-Spant verschraubt. Die Windschutzscheibe (1) weist kegelförmige Senkbohrungen auf, in die Senkschrauben (4) samt Kegelscheiben (2) eingesetzt werden. In dem Zwickel zwischen Winkel



**Abb. F.19** Befestigung einer Windschutzscheibe aus Kunststoff. **a** Axonometrische Darstellung (von innen gesehen), **b** Schnitt durch eine Verschraubung, 1 Windschutzscheibe *windscreen*, 2 Kegelscheibe *bevel washer*, 3 Nietmutter (schwimmende Ausführung) *anchor nut*, 4 Senkschraube M3,5 *countersunk screw*, 5 Befestigungswinkel *mounting angle*, 6 Dichtschnur *packing cord*, 7 Monocoque *monocoque*.

**Abb. F.20** Aufbau eines Abweisers (Lola Zytec F3000). Dieser Abweiser vor dem rechten Hinterrad ist zwar beschädigt, aber dadurch wird sein Aufbau erst sichtbar. Zwischen den Decklagen aus CFK-Matten sorgt ein Kunststoff-Wabenkern für den steifigkeitserhöhenden Abstand zwischen den äußeren Strukturen



und Windschutzscheibe wird noch eine Dichtschnur (6) eingelegt. Die Glasscheiben bei Serienfahrzeugen werden über einen Profilgummi im Blechausschnitt gehalten oder direkt mit der Karosserie verklebt.

Bei seitlichen Öffnungen können in vielen Rennserien Vollkunstoffscheiben eingesetzt werden.

An Rallyefahrzeugen wird von der FIA verlangt, dass Seitenscheiben, die nicht aus Verbundglas bestehen, mit durchsichtiger Anti-Splittersicherheitsfolie beklebt werden. Die Stärke dieser Folie darf 0,1 mm nicht überschreiten.

**Werkstoffe.** Einscheibensicherheitsglas: DIN 1249-12 bzw. E EN 12150. Verbund-Sicherheitsglas: DIN 52337 bzw. prEN 12600. Kunststoffscheiben bestehen aus PC (Polycarbonat, Handelsname z. B. Makrolon, Lexan) und werden im Spritzprägverfahren hergestellt.

## 4 Werkstoffe Materials

Für die Herstellung der großflächigen Außenhautteile kommen folgende Werkstoffe zum Einsatz:

Faserverstärkte Kunststofflaminate: Die Matrix bilden dabei Polyester- oder Epoxydharze. Die Verstärkung übernehmen Glasfasern (GFK), Kohlefasern (CFK) und Kevlarfasern (AFK), Abb. F.20

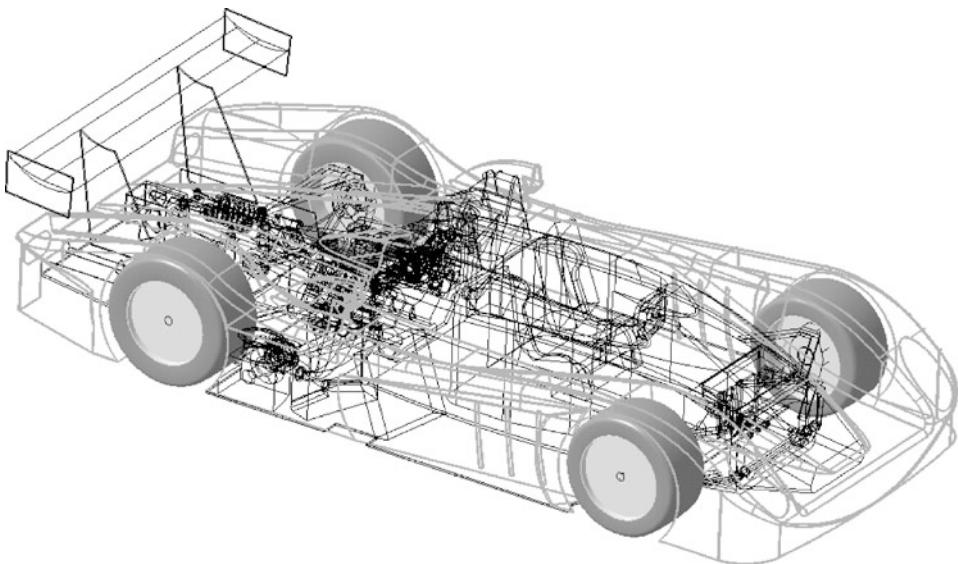
Der Herstellprozess besteht grob aus Modellerstellung, Formenbau und Abformen. Er wird im Kap. O Rahmen 2.3 Monocoques aus Faserverbundwerkstoffen näher beschrieben.

Es werden aber auch Metalle, so etwa Aluminium- oder Magnesiumblech für Teile herangezogen.

---

## Literatur References

1. Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
2. McBeath, S.: Formel 1, Aerodynamik. Motorbuch, Stuttgart (2001)
3. Ludvigsen, K.: Mercedes Benz Renn- und Sportwagen, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1999)
4. Sportgesetz der FIA, Anhang J, Art. 258A „Technical Regulations for Sports Cars“ (2006)
5. Staniforth, A.: Competition Car Suspension, 3. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
6. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)



Während Räder noch wegen ihrer ästhetischen Wirkung im allgemeinen Blickfeld stehen, wird den Reifen von den Zusehern an der Rennstrecke kaum Beachtung geschenkt. Auch bei Serienfahrzeugen sind die Verhältnisse nicht anders. Untersuchungen haben gezeigt, dass kaum ein Lenker den Fülldruck seiner Reifen regelmäßig kontrolliert. Dabei zählen beide Teile zu den ungefederten Massen, sind sicherheitsrelevant und der Reifen ist mit Abstand das wichtigste Einzelbauteil an einem Fahrzeug und besonders an einem Wettbewerbsfahrzeug. Die Reifen übertragen sämtliche Kräfte auf den Wagen, die seine gewünschte Lage zur Fahrbahn sicherstellen (die aerodynamischen Kräfte unterstützen ihn hierbei bloß bzw. wirken sogar störend in Fall eines Auftriebs an den Achsen oder bei Seitenwind), und sind somit das begrenzende Glied im Gesamtsystem Rennfahrzeug. Abgesehen davon sind die Reifen zugleich das am schwierigsten zu beherrschende Bauteil, weil es großen Deformationen unterworfen ist und zusätzlich seine Eigenschaften stark mit der Temperatur und mit dem Verschleißzustand, also bereits während eines Rennens, ändert.

## 1 Begriffe Terms



Reifen werden durch den Außendurchmesser, die Querschnittsbreite, den Felgendurchmesser und in vielen Fällen durch die Querschnittshöhe charakterisiert, Abb. G.1. Die Betriebsbreite  $b_{T,\max}$  kann bis zu 6 % größer als die Querschnittsbreite sein. Unter Last federt der Reifen ein (statische Reifeneindrückung). Deshalb ist der statische Halbmesser etwas kleiner als die Hälfte des Außendurchmessers. Beim raschen Rotieren des Reifens im Betrieb wächst der Halbmesser an. Bei 60 km/h wird dieser Wert als Vergleichsgröße herangezogen und dynamischer Rollradius genannt.

**Reifenbezeichnungen Tyre Designation.** Die Reifenkennzeichnung nach europäischen Normen und Gesetzen gilt für Pkw- und Lkw-Reifen bis 270 km/h und wird auf der Seitenwand des Reifens ausgewiesen, Abb. G.2.

Bezeichnungsbeispiel für die Größenangabe und Tragfähigkeit eines Radialreifens:

245/40 R 18 88 Y mit:

- 245 = Breite  $b_T$  des Neureifens in mm auf der Messfelge bei einem Fülldruck von 1,8 bar
- 40 = Querschnittsverhältnis in %
- R = Reifenbauart: R = Radialreifen / - = Diagonalreifen / D = Notrad
- 18 = Felgendurchmesser  $d_{\text{nenn}}$  in Zoll
- 88 = Lastindex, legt die Tragfähigkeit fest, siehe Tab. G.1: max. 560 kg bei 2,5 bar Fülldruck
- Y = Geschwindigkeitssymbol, siehe Tab. G.2: Bis 300 km/h.

Bezeichnungsbeispiel für die Größenangabe eines Diagonalreifens:

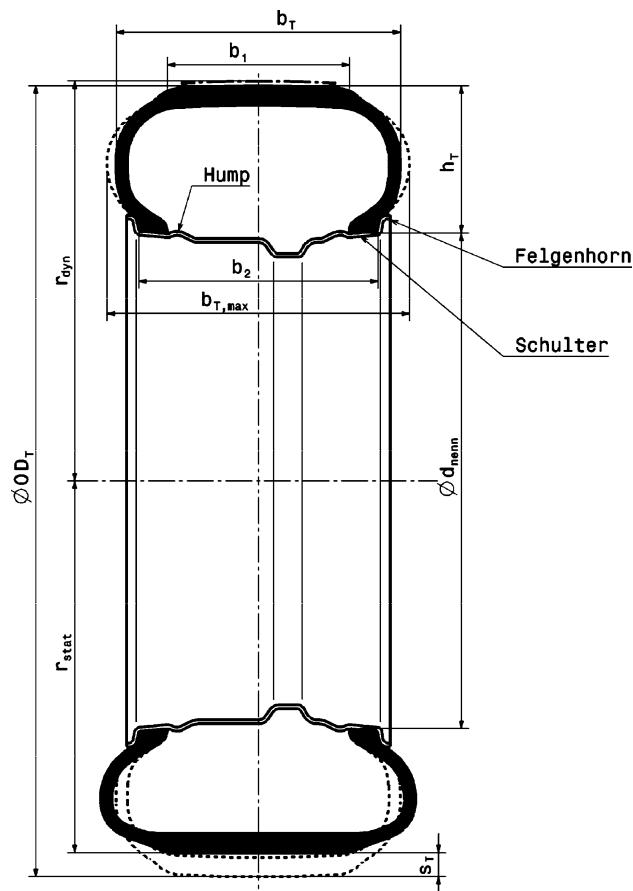
5.60-15/4 PR mit:

- 5.60 = Reifenbreite in Zoll
- 15 = Felgendurchmesser in Zoll
- 4 PR = Anzahl der Lagen (ist in dem Fall 4). Angabe zur Karkassenfestigkeit, PR steht für *ply rating*

Der Mindestfülldruck von Pkw-Reifen wird bestimmt von der Radlast und der Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs, siehe Tab. G.1 und G.2.

Die in den Tab. G.1 und G.2 angeführten Fülldruckwerte sind Mindestwerte. Die tatsächlichen Drücke für optimales Fahrverhalten können höher liegen. Außerdem müssen die Drücke z. B. wegen höherer Fahrgeschwindigkeit oder abweichender Sturzwinkel erhöht werden. Die in Tab. G.3 angeführten Maximalwerte dürfen dabei jedoch keinesfalls überschritten werden.

**Abb. G.1** Rad- und Reihenmaße nach DIN 70020 T5. Felge *rim*:  $d_{\text{nenn}}$  Felgendurchmesser *rim diameter,  $b_2$  Maulweite *rim width*, Reifen *tyre*, *AE*: *tire*: Nenn-durchmesser *nominal diameter*,  $b_T$  Querschnittsbreite *section width*, ermittelt auf Messfelge bei 1,8 bar (bzw. 2,3 bar bei V-, W- und ZR-Reifen) Fülldruck,  $b_1$  Laufstreifenbreite *tread width*,  $b_{T,\max}$  Betriebsbreite *overall width*,  $\text{OD}_T$  Außendurchmesser *outside diameter*, ermittelt auf Messfelge bei 1,8 bar (bzw. 2,3 bar bei V-, W- und ZR-Reifen) Fülldruck,  $h_T$  Querschnittshöhe *section height*,  $s_T$  statische Reifeneindrückung *static tyre deflection*,  $r_{\text{stat}}$  statischer Reifenhalbmesser *static loaded radius*,  $r_{\text{dyn}}$  dynamischer Rollradius *dynamic rolling radius*, s. auch DIN 70 020: Reifen Begriffe, DIN 7803 Teil 5: Radialreifen Kennzeichnung, DIN 74 361 Teil 1: Scheibenräder, DIN 74 361 Teil 2: Räder Befestigung, DIN 7829: Felgen Kennzeichnung*



Die Bezeichnung für Rennreifen unterscheidet sich von jener der Straßenreifen. Sie ist folgendermaßen aufgebaut: Reifenbreite/Außendurchmesser–Felgendurchmesser

Bezeichnungsbeispiele Rennreifen:



250/530-13

250 = Reifenbreite in mm

530 = Außendurchmesser in mm

13 = Felgendurchmesser in Zoll



**Abb. G.2** Einige gesetzliche und genormte Angaben für Straßenfahrzeuge Reifen. 1 Hersteller, 2 Produktnummer, 3 Größenbezeichnung, siehe unten, 4 Angaben zu Tragfähigkeit und Geschwindigkeit, siehe unten, 5 tubeless = schlauchlos, 6 Genehmigung nach internationalen Vorschriften mit Prüfnummer (E = ECE R 30 Sollwerte. 4 = Land, das Genehmigung erteilt hat), 7 Herstellercode: Fabrik, Reifenausführung, Herstellendatum (Produktionswoche/Jahr: 43 Woche 2006), 8 Department of Transportation (US-Verkehrsministerium), 9 TWI = Tread Wear Indicator (Profilnutzungsanzeiger, Querstege in Profilrillen, die bei 1,6 mm Restprofilhöhe auftauchen), 10 Angaben zum Reifenaufbau und max. Fülldruck, 11 Treadwear: relative Lebensdauer des Reifens bezogen auf einen US-spezifischen Standardtest, 12 Traction: A, B oder C. Nassbremsvermögen des Reifens, 13 Temperatur: A, B oder C. Temperaturfestigkeit des Reifens bei höheren Geschwindigkeiten

**10.0/20.0-13**

10.0 = Reifenbreite in Zoll

20.0 = Außendurchmesser in Zoll

13 = Felgendurchmesser in Zoll

**Höhen-Breitenverhältnis (Querschnittsverhältnis) Aspect Ratio.** Das für die Reifeneigenschaften einflussreiche Verhältnis ist definiert als:

$$\text{Querschnittsverhältnis} = \frac{\text{Höhe}}{\text{Breite}} = \frac{h_T}{b_T} \cdot 100 \%$$

Bei einem Höhen-Breitenverhältnis von beispielsweise 50 % spricht man von einem Reifen der Serie 50 oder einem 50er-Reifen.

Die etwa hundertjährige Entwicklungsgeschichte des Pkw-Reifens zeigt eine eindeutige Abnahme des Querschnittsverhältnisses von 113 % auf mittlerweile bis zu 25 % [15], d. h. die Reifen wurden immer breiter bei gleichzeitig abnehmender Seitenwandhöhe. Auch bei Rennreifen ist diese Entwicklung zu beobachten [10]. Breitere Reifen übertragen (Seiten-)Kräfte besser und kurze Seitenwände führen zu steiferen Reifen (allerdings mit Komforteinbußen, die das Fahrwerk wieder wettmachen)

**Tab. G.1** Tragfähigkeitskennzahlen (Lastindex)

Last-index	Reifentragfähigkeit <sup>1)</sup> [kg] bei Fülldruck <sup>2)</sup> [bar]										
1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	
69	215	225	240	250	260	270	285	295	305	315	325
70	225	235	245	260	270	280	290	300	315	325	335
71	230	240	255	265	275	290	300	310	325	335	345
72	235	250	260	275	285	295	310	320	330	345	355
73	245	255	270	280	295	305	315	330	340	355	365
74	250	260	275	290	300	315	325	340	350	365	375
75	255	270	285	300	310	325	335	350	360	375	387
76	265	280	295	310	320	335	350	360	375	385	400
77	275	290	305	315	330	345	360	370	385	400	412
78	280	295	310	325	340	355	370	385	400	410	425
79	290	305	320	335	350	365	380	395	410	425	437
80	300	315	330	345	360	375	390	405	420	435	450
81	305	325	340	355	370	385	400	415	430	445	462
82	315	330	350	365	380	395	415	430	445	460	475
83	325	340	360	375	390	405	425	440	455	470	487
84	330	350	365	385	400	420	435	450	470	485	500
85	340	360	380	395	415	430	450	465	480	500	515
86	350	370	390	410	425	445	460	480	495	515	530
87	360	380	400	420	440	455	475	490	510	525	545
88	370	390	410	430	450	470	485	505	525	540	560
89	385	405	425	445	465	485	505	525	545	560	580
90	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600

<sup>1)</sup> Die Lastindizes sind für alle Pkw-Reifen bis zum Geschwindigkeitssymbol „W“ gültig.

<sup>2)</sup> Der Fülldruck bezieht sich auf eine Geschwindigkeit von 160 km/h und Sturzwinkel bis zu 2°. Für die tatsächlich am Fahrzeug anzuwendenden Drücke sind andere Kriterien wichtig, wie Höchstgeschwindigkeit, Fahrverhalten usw.

Über 160 km/h müssen die Fülldrücke linear um  $\Delta p_T$  erhöht werden bzw. die Tragfähigkeit reduziert sich bei gleichem Druck entsprechend einer Absenkung um  $\Delta p_T$ :

Geschwindigkeit, km/h	160	170	180	190	200	210
$\Delta p_T$ , bar	0	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3

Die Maximaldrücke nach Tab. G.3 dürfen nicht überschritten werden.

Bei Sturzwinkel  $\varepsilon$  über 2° müssen die Fülldrücke mit folgendem Faktor  $k_p$  korrigiert d. h. multipliziert werden:

Sturzwinkel $\varepsilon$ , °	2	2,5	3	3,5	4
Korrekturfaktor $k_p$ , -	1	1,03	1,07	1,1	1,14

(Zwischenwerte sind linear zu interpolieren)

bzw. die Tragfähigkeit muss mit folgendem Faktor  $k_Q$  korrigiert werden:

Sturzwinkel $\varepsilon$ , °	2	3	4
Korrekturfaktor $k_Q$ , -	1	0,95	0,90

(Zwischenwerte sind linear zu interpolieren)

**Tab. G.2** Geschwindigkeitssymbol und Tragfähigkeit

Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs, km/h	Geschwindigkeitssymbol		
120	L		
130	M		
140	N		
150	P		
160	Q		
170	R		
180	S		
190	T		
200	U		
210	H		
über 240	ZR		
Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs, km/h	Geschwindigkeitssymbol und Korrekturfaktor, –		
	V	W	Y
210	1	1	1
220	0,97	1	1
230	0,94	1	1
240	0,91	1	1
250	–	0,95	1
260	–	0,90	1
270	–	0,85	1
280	–	–	0,95
290	–	–	0,90
300	–	–	0,85

Bei V, W und Y gilt: Bei höheren Geschwindigkeiten müssen geringere Tragfähigkeiten in Kauf genommen werden. Die zulässigen Tragfähigkeiten ergeben sich durch Multiplikation der Werte aus Tab. G.1 mit den angeführten Korrekturfaktoren. Bei den nicht mehr hergestellten ZR-Reifen wurden diese Werte von Fahrzeug- und Reifenhersteller gemeinsam festgelegt.

Bei höheren Geschwindigkeiten sind die angegebenen Mindestfülldrücke (Tab. G.1) aus Sicherheitsgründen um die angeführten Werte [bar] zu erhöhen:

Geschwindigkeit, km/h	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	300
Geschwindigkeitssymbol	H	0	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3	–	–	–	–	–	–
	V	0	0	0	0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5
	W	0	0	0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,5	–
	Y	0	0	0	0	0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5

Die Maximaldrücke nach Tab. G.3 dürfen nicht überschritten werden.

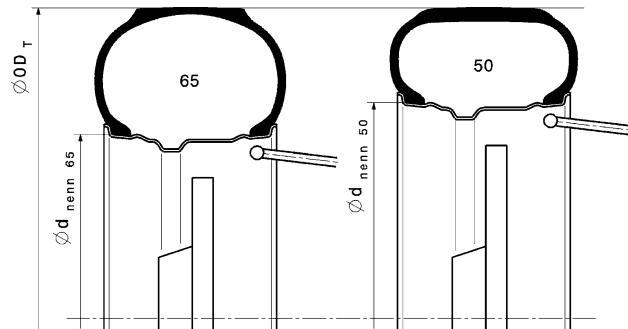
muss). Ein Reifen mit kleinem Querschnittsverhältnis erlaubt auch bei gleichem Außendurchmesser eine größere Felge zu verwenden. Diese wiederum bietet mehr Platz für größere Bremsscheiben und weitere Wirkabstände von Fahrwerksgelenken, Abb. G.3.

**Tab. G.3** Grenzwerte für den Fülldruck

Geschwindigkeitssymbol	max. Fülldruck <sup>1)</sup> , bar
bis einschließlich T	3,2
H, V, W, Y, ZR	3,5

<sup>1)</sup> bei kaltem Reifen bei Betriebsbeginn. Die durch die Walkarbeit hervorgerufene Druckerhöhung darf nicht durch Ablassen von Luft ausgeglichen werden.

**Abb. G.3** Auswirkung eines kleineren Querschnittsverhältnisses bei konstantem Außendurchmesser. Der Außendurchmesser  $OD_T$  sei vorgegeben. Der Reifen der Serie 50 führt zu einem größeren Felgendurchmesser  $d_{nenn}$  50 und erlaubt den Einbau einer Bremsscheibe mit größerem Durchmesser sowie ein Anbringen der Gelenke weiter außen am Radträger



**Abb. G.4** Kennzeichnung von Felgen nach DIN 7829. 1 Hersteller, 2 Felgen-Nummer, 3 Größenbezeichnung, siehe Abschn. G.3.2, 4 Herstellungsdatum: Produktionswoche/Jahr



Formel-1-Reifen sind keine typischen Niederquerschnittreifen, ganz im Gegenteil Ballonreifen. Das hat aber kaum technische Gründe. Es kommt vielmehr vom Reglement (es sind max. 13"-Felgen erlaubt und bei den erlaubten Außendurchmessern ergibt sich der hohe Querschnitt) und die Zuseher sind seit Jahrzehnten diese voluminösen Reifen gewöhnt.

Die Querschnittshöhe lässt sich aus den Angaben der Reifenbezeichnung errechnen:

$$h_T = 0,5 \cdot (OD_T - 25,4 \cdot d_{nenn})$$

mit:

$h_T$  und  $OD_T$  in mm  
 $d_{nenn}$  in Zoll (1 Zoll = 25,4 mm)

**Bezeichnungen von Felgen und Rädern Designation of Rims and Wheels.** Räder werden durch den Felgendurchmesser und die Maulweite der Felge festgelegt. Weitere wichtige Größen ergeben sich durch die Ausführung des Bereiches der die Reifenwulst aufnimmt.

Felgen werden, soweit sie lose ohne Radscheiben geliefert werden, in der Nähe des Ventillochs gekennzeichnet, Abb. G.4.

**Abb. G.5** Kennzeichnung von Rädern nach DIN 7829, 1 Felgengröße (Breite × Durchmesser), 2 Hump- und Felgenbett-ausführung, 3 Einpresstiefe 45 mm, 4 Hersteller, Teile-Nummer und Herstell datum (Wochen-/Jahresstempel)



Räder erhalten auf ihrer Außenseite zwischen den Befestigungslöchern eine entsprechende Kennzeichnung, Abb. G.5. Näheres siehe Abschn. G.3.2.

## 2 Reifen Tyres

Die Reifen sind bezogen auf den Einfluss auf Fahrleistungen das wichtigste Einzelteil eines Fahrzeugs. Sie übertragen sämtliche Kräfte und Momente auf die Fahrbahn über vier relativ kleine Flächen – Latsch (*contact patch*) genannt – und andere Baugruppen, wie Radaufhängung und aerodynamische Hilfen, unterstützen die Reifen bloß in dieser Funktion. Außerdem übernehmen sie die Abfederung der Räder und der mit ihnen bewegten Fahrwerksteile. Die Reifen beeinflussen somit neben Komfort (mechanisch und akustisch) und Wirtschaftlichkeit (Laufleistung, Kraftstoffverbrauch) vor allem das Fahrverhalten und die Fahrsicherheit eines Fahrzeugs (Eigenlenkverhalten, Lenkpräzision, Fahrstabilität, Kraftschluss). Folgende, für Rennfahrzeuge wichtige Bewertungskriterien zur Beurteilung von Reifen ergeben sich daraus [15]:

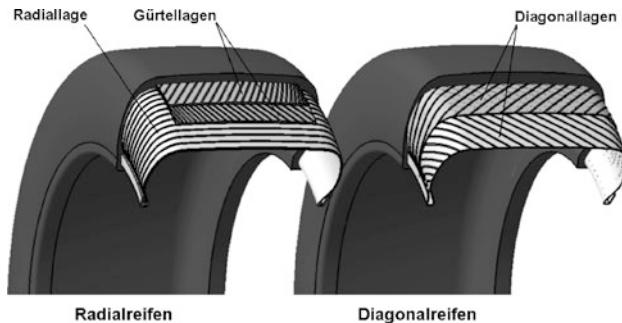
- basierend auf dem Kraftschluss: Traktion, Bremsweg, Rundenzeit, Aquaplaning.
- zu Fahrstabilität: Geradeausstabilität, Kurvenstabilität, Bremsen in Kurven.
- das Lenkverhalten im 0°-Bereich und im Grenzbereich, sowie die Lenkpräzision.
- zu Haltbarkeit: Strukturelle Haltbarkeit, Hochgeschwindigkeitstüchtigkeit, Durchschlagsfestigkeit.

### 2.1 Anforderungen Requirements

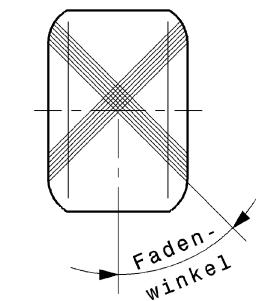
Die Anforderungen, die an einen Rennreifen gestellt werden, können knapp formuliert werden: Maximale Haftwerte bei minimaler Abnutzung und ausreichender Gestaltfestigkeit. Der ideale Reifen ändert sein Verhalten im Gegensatz zu seinem realen Ebenbild während des Rennens auch nicht.

Die Reifen sollen möglichst geringe Masse aufweisen, damit sie dem Fahrbahnverlauf leicht folgen können und geringes Massenträgheitsmoment, damit sie beim Bremsen und Antreiben keine unnötigen Beschleunigungskräfte erfordern.

**Abb. G.6** Prinzipieller Aufbau von Radial- und Diagonalreifen  
*radial tyre and bias-ply tyre*



**Abb. G.7** Fadenwinkel (Zenitwinkel) von Unterbaulagen. Der Fadenwinkel ist der Winkel, den die Kordfäden mit der Reifenmitte- nebene einschließen



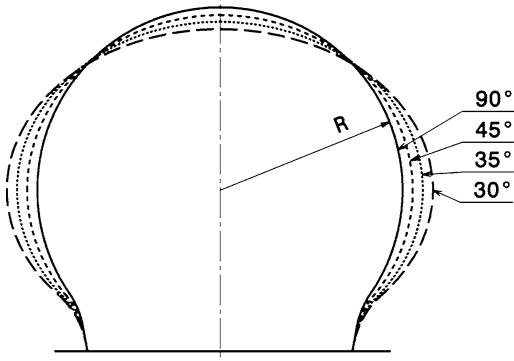
## 2.2 Grundlagen Basics

**Reifenaufbau** *Tyre Construction.* Es werden sowohl Radial- als auch Diagonalreifen eingesetzt, Abb. G.6. Bei der Ausrüstung von Pkw und Lkw spielen Diagonalreifen allerdings keine Rolle mehr.

Bei Radialreifen (Abb. G.10) verbindet die Karkasse (Unterbau) die beiden Wulstkerne (Stahlseile) mit radial (Name!) verlaufenden Kordfädern. Die für die Funktion des Reifens erforderliche Steifigkeit sichern Gürtellagen, die unter dem Laufstreifen auf der Karkasse liegen. Daher kommt auch die alternative Bezeichnung Gürtelreifen. Die Seitenwände dieser Reifenbauart sind durch den beschriebenen Karkassenaufbau extrem beweglich. Dadurch beeinflussen die Seitenwände den Kontakt des Laufstreifens wenig. Die Reifenaufstandsfläche wird in erster Linie vom steifen Gürtel (meist aus Stahllitzen) bestimmt. Gegenüber der Diagonalbauart wird dadurch weniger Wärme im Latsch freigesetzt, der Rollwiderstand und die Abnutzung des Laufstreifens sind geringer. Bei gleicher Lebensdauer lässt sich so bei einem Radialreifen eine weichere Gummimischung am Laufstreifen einsetzen, die größere Reibkräfte ermöglicht. Es gibt nur wenige Nachteile des Radialreifens – ein Grund warum er so dominant ist. Seine Seitenwand ist relativ verletzlich und auf Kopfsteinpflaster kann es zu Längsschwingungen kommen, die als Dröhngeräusche wahrgenommen werden. Letzteres ist ein Komfortproblem und nur für Serienfahrzeuge relevant. Dort entkoppeln deshalb elastische Lagerungen die Radlenker vom Wagenkasten.

Bei Diagonalreifen besteht der Unterbau (Karkasse) aus mindestens zwei Lagen gummiertem Kordfädern, deren Fadenwinkel (*cord angle*) bei Standardreifen zwischen  $38^\circ$  und  $40^\circ$ , bei Hochgeschwindigkeitsreifen zwischen  $30^\circ$  und  $35^\circ$  und bei Rennreifen bei  $26^\circ$  liegt [19], Abb. G.7. Der Fadenwinkel beeinflusst wesentliche Reifeneigenschaften wie Seitensteife, Federsteife und Rollwiderstand. Ein stumpfer Fadenwinkel erhöht den Fahrkomfort, verringert aber die Seitenstabilität. Ein spitzer Fadenwinkel erhöht die Fahrstabilität zu Lasten des Fahrkomforts. Durch das Fehlen von

**Abb. G.8** Einfluss des Fadenwinkels auf den Karkassenquerschnitt, nach [16]. Ein Fadenwinkel von  $90^\circ$  führt zu einem kreisförmigen Querschnitt. Mit kleineren Winkeln wird der Querschnitt ovaler



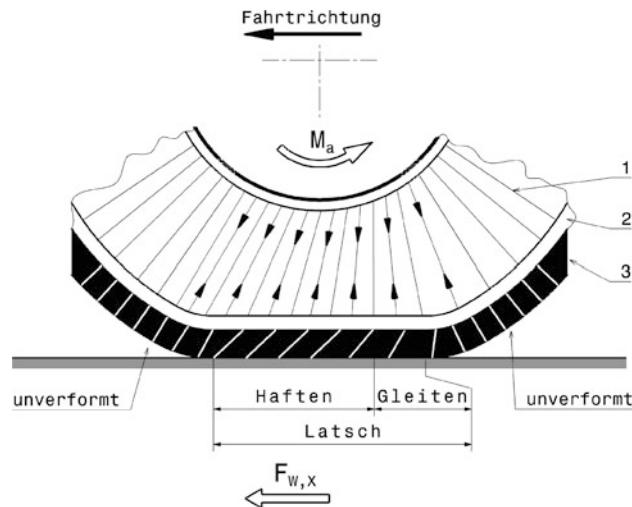
(Stahl-)Gürtellagen ist das Massenträgheitsmoment geringer als bei Radialreifen. Vor allem diese Eigenschaft macht diese Bauart für Rennreifen immer noch interessant.

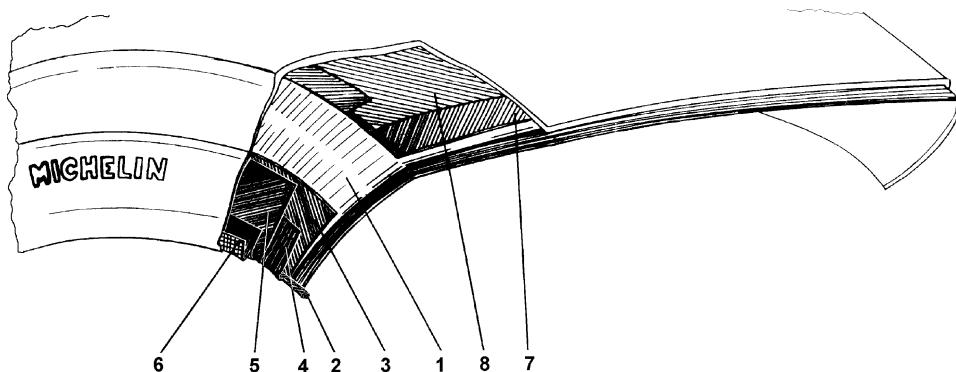
Eine Diagonalkarkasse weist einen etwa kreisförmigen Querschnitt auf, vgl. Abb. G.8. Damit die Lauffläche breiter wird muss entsprechend mehr Gummi an den Seiten aufgebracht werden. Das begrenzt das Verbreitern von Reifenquerschnitten bzw. genauer das Reduzieren des Höhen/Breitenverhältnisses. An Radialreifen wird der gewünschte flache Laufstreifen durch den auf die Karkasse gelegten Gürtel erzeugt.

Das Übertragen einer reinen Umfangskraft ist mit  $90^\circ$  Fadenwinkel nicht möglich. Die Kordfäden können ja nur Zugkräfte übertragen und richten sich bei einer Relativdrehung der Felge gegenüber dem Laufstreifen entsprechend schräg aus, Abb. G.9. Rennreifen in Radialbauweise haben daher im Gegensatz zu Standardradialreifen mit einer Lage unter  $90^\circ$  Zenitwinkel wegen der größeren Belastung im Allgemeinen zweilagige Karkassen mit Fadenwinkel zwischen  $85$  und  $70^\circ$  [16].

Im angelsächsischen Raum existiert noch eine dritte Bauart, die zwischen den beiden genannten liegt, der Semi-Gürtelreifen (*bias-belted tire*). Auf einer Diagonalkarkasse liegen Gürtellagen, wie bei

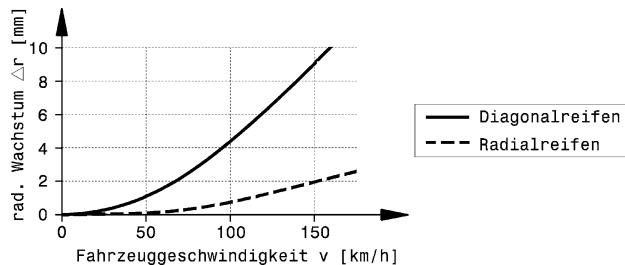
**Abb. G.9** Übertragung einer Umfangskraft vom Laufstreifen eines Radialreifens auf die Felge. Beim Übertragen eines Moments richten sich die Kordfäden abweichend von der ursprünglichen radialen Richtung schräg aus und übertragen so die Umfangskraft von der Reifenaufstandsfläche. Die Gummielemente im Laufstreifen werden beim Einlaufen in den Latsch durch die Reibung verformt (Bereich: Haften) und gleiten beim Auslaufen (Bereich: Gleiten) wieder in die Normallage zurück. 1 Kordfäden *cords*, 2 Karkasse, Gürtellagen *carcass, crown plies*, 3 Laufstreifen *tread*,  $F_{w,x}$  Kraft, die von der Fahrbahn auf den Reifen wirkt,  $M_a$  Antriebsmoment auf die Felge





**Abb. G.10** Reifenaufbau eines Rennreifens in Radialbauweise [9]. 1 Radiallagen *radial casing plies*, 2 Drahtkern *bead wire*, 3 erste Unterbaulage *1<sup>st</sup> sidewall protector*, 4 Umschlag einer Mantellage *turn-up of one casing ply*, 5 zweite Unterbaulage *2<sup>nd</sup> sidewall protector*, 6 Umschlag einer weiteren Mantellage *turn-up of another casing ply*, 7 erste Gürtellage *1<sup>st</sup> crown ply*, 8 zweite Gürtellage *2<sup>nd</sup> crown ply*

**Abb. G.11** Radiales Reifenwachstum über der Geschwindigkeit gemessen am Zenit des Reifens, nach [1]. Reifendimensionen: Diagonalreifen 6.00-13, Radialreifen 165 R13



einem Radialreifen. Die Eigenschaften dieser Bauart reichen jedoch nicht an jene des Radialreifens heran. Der Reifen rollt wohl im unteren Geschwindigkeitsbereich weicher ab, ist aber nicht unbedingt für höhere Geschwindigkeiten geeignet.

Diese unterschiedlichen Bauarten der Reifen verlangen teilweise unterschiedliche Fahrwerksauslegungen, damit die größtmöglichen Kräfte aufgebaut werden können.

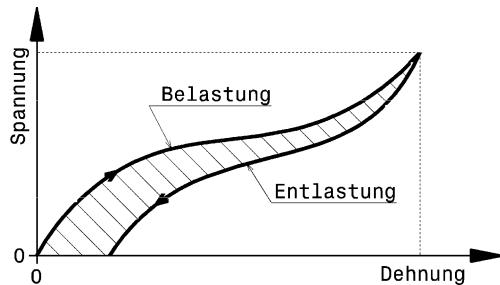
An Radialreifen verformt sich der Aufstandsbereich weniger als bei Diagonalreifen, dafür ist die Seitenwand nachgiebiger und ein Schräglaufwinkel wird rascher aufgebaut. Allerdings führt das zu einem schmäleren Grenzbereich bei Kurvenfahrt, was für den Fahrer das Einschätzen des fahrbaren Schräglaufwinkels schwieriger macht [9]. Radialreifen erfordern eine größere Sturzänderung für einen effizienten Seitenkraftaufbau.

Bei Radialreifen bleibt der dynamische Rollradius etwa konstant. Der (Stahl-)Gürtel unterhalb des Laufstreifens wird zwar oval verformt, sein Umfang bleibt aber wie bei einem Raupenfahrzeug gleich. Nicht so bei Diagonalreifen. Ihr Querschnitt wird mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit gewissermaßen dreieckförmig und der Außendurchmesser nimmt zu, vgl. Abb. G.11.

## 2.3 Einfluss auf das Fahrverhalten *Influence on Driving Behaviour*

Der Einfluss der Reifen auf das Fahrverhalten ist vielfältig. Sie bestimmen unter welchen Verformungen eine Kraft zwischen Fahrbahn und Fahrzeug aufgebaut wird und beeinflussen so die Stellung des

**Abb. G.12** Visko-elastisches Verhalten von Gummi. Die von den Kurven eingeschlossene Fläche entspricht der Formänderungsarbeit, die nicht wiedergewonnen und in Wärme umgewandelt wird



Fahrzeugs. Die bedeutendsten Größen sind der Schlupf, bei dem die größte Umfangskraft übertragen wird, und jener Schräglauwinkel, bei dem die größte Seitenkraft aufgebaut wird, weil der Fahrer eines Rennfahrzeugs so fährt, dass (fast) immer die maximal möglichen Kräfte zwischen Straße und Reifen ausgeschöpft werden.

**Reibung Friction.** Die eigentliche Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn ist von vielen Faktoren abhängig, wie z. B. Radlast, Temperatur, Gleitgeschwindigkeit und Oberflächenzustand.

Zunächst ist das Verhalten des Werkstoffes Gummi interessant. Er weist eine enorm große Elastizität auf, d. h. er macht leicht Formänderungen mit und kehrt nach der Entlastung in die Ausgangslage zurück, und er fasziniert durch extrem hohe Dehnbarkeit. Die Molekülketten bilden im Ruhezustand ein Knäuel, das beim Dehnen zu Strängen entwirrt wird. Je nach Gummimischung wird die Rückkehr in den Ausgangszustand durch innere Reibung gedämpft oder es bleibt sogar ein Verformungsrest (visko-elastisches Verhalten). Die Verläufe beim Beladen und Entlasten in einem Spannungs-Dehnungsdiagramm fallen also im letzteren Fall nicht zusammen und schließen eine Fläche ein (Hysterese), Abb. G.12.

Je größer diese Fläche ist, desto mehr der Verformungsenergie wird von dieser Gummimischung in Wärme umgewandelt und nicht wieder zurückgegeben. Lässt man einen Ball aus Gummi ohne Hysterese fallen, so springt er fast wieder zur Ursprungshöhe zurück. Einer aus Gummi mit extrem großer Hysterese bleibt verformt am Boden liegen. Der Laufstreifen von Straßenreifen weist im Gegensatz zu Rennreifen eine relativ kleine Hysterese auf.

Zusätzlich zeigt Gummi ein sich veränderndes Verhalten über Verformungsgeschwindigkeit und Last.

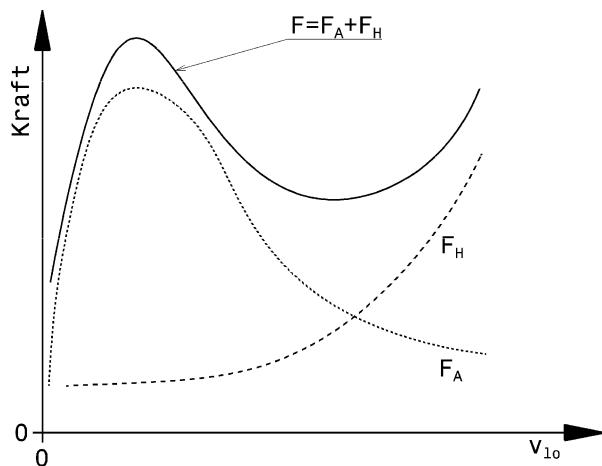
Wird dieser Werkstoff über eine Fläche gezogen, so ist eine Kraft zu überwinden, die sich wie folgt zusammensetzt:

$$F_{fr} = F_{\text{Adhäsion}} + F_{\text{Hysterese}} + F_{\text{Kohäsion}} + F_{\text{Viskose}}$$

Dabei stellt der Anteil der Adhäsionskräfte die dominierende Komponente dar. Kohäsionskräfte rufen den Verschleiß bei Reibkontakt hervor und sind anteilmäßig von untergeordneter Bedeutung. Den Verlauf der ausschlaggebenden Kraftanteile über der Gleitgeschwindigkeit zeigt Abb. G.13. Man erkennt, dass bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten (z. B. vorderer Latschbereich bei ABS-Bremsung) Adhäsionskräfte bestimmt sind, während Hysteresekräfte im Bereich hoher Gleitgeschwindigkeiten (z. B. bei Blockierbremsen) die übertragbaren Kräfte festlegen.

Die optimale Gleitgeschwindigkeit für große Reibkräfte liegt etwa zwischen 0,05 und 0,5 m/s. Tritt zwischen der Fahrbahn und dem Gummi des Laufstreifens ein Trennfilm, so wirken die Adhäsionskräfte nicht mehr und es bleiben nur die geringeren Anteile der Reibungskraft über. Bei Regen werden

**Abb. G.13** Hauptzusammensetzung der Gummireibung und Einfluss der Gleitgeschwindigkeit.  
 $F_A$  Adhäsionskräfte,  $F_H$  Kräfte durch Hysterese,  $v_{lo}$  Gleitgeschwindigkeit



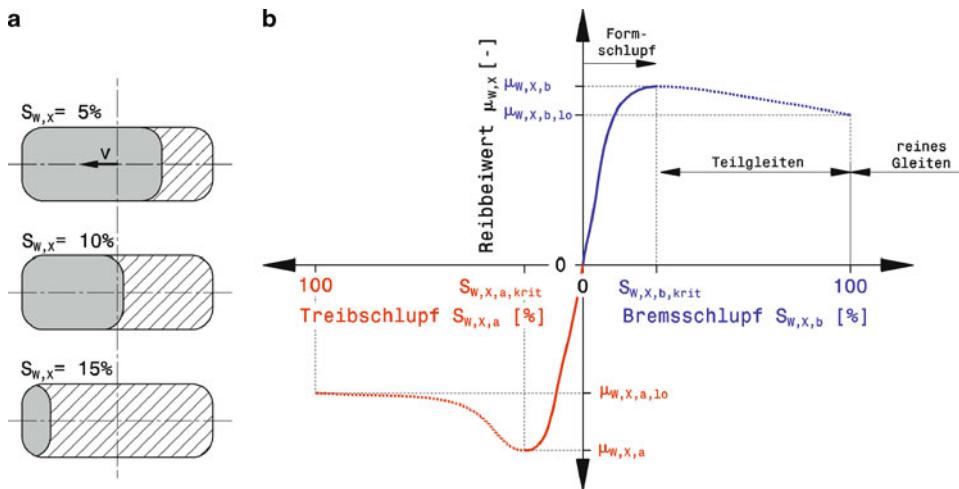
deshalb profilierte Reifen eingesetzt. Diese verdrängen das Wasser in die Profiltäler und stellen so einen gewissen Kontakt zwischen dem Gummi der Profilblöcke und der Fahrbahn her. Bei trockener Strecke weisen unprofilierte Reifen (Slicks) die höchsten Kraftschlusswerte auf. Ebenso ist straßenseitig eine glatte, ebene Fläche günstiger als rauere Oberflächen, die weniger Kontaktflächen bereitstellen. In Anlehnung an die trockene Reibung fester Körper wird auch bei Reifen die Reibkraft als Funktion der Radlast ausgedrückt:

$$F_{W,X} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z} \quad \text{bzw.} \quad F_{W,Y} = \mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z}$$

$\mu_{W,X}, \mu_{W,Y}$  Reibungsbeiwert in Umfangs- bzw. Querrichtung, –  
 $F_{W,X}$  bzw.  $Y$  und  $Z$  Kräfte im Reifenaufstandspunkt wirkend in Umfangs-, Quer- und vertikaler Richtung, N

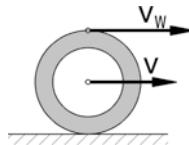
Die Reibungsbeiwerte sind wie oben bei der Reibkraftzusammensetzung erläutert für eine bestimmte Paarung Gummimischung zu Fahrbahn nicht konstant, sondern hängen unter anderem von der Gleitgeschwindigkeit ab.

Sobald ein Reifen Umfangskräfte (Antreiben, Bremsen) überträgt, tritt also eine Relativgeschwindigkeit zwischen Reifenaufstandsfläche und Fahrbahn auf. In Abb. G.9 ist die Verformung des Laufstreifens zu erkennen. Die Gummielemente im einlaufenden Latschbereich haften an der Fahrbahn, die Felge rotiert weiter und der Laufstreifen verformt sich elastisch (Formschlupf, *shear*). Diese Deformation nimmt in Richtung des Auslaufbereichs so zu, dass Elemente zu gleiten beginnen (Gleitschlupf, *slip*), bis sie schlussendlich wieder in den unverformten Ausgangszustand schwingen, wenn der Laufstreifenabschnitt von der Straße abhebt. Die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens ist größer oder kleiner als die Fahrzeuggeschwindigkeit, je nachdem, ob Antriebs- oder Bremskräfte übertragen werden.



**Abb. G.14** Einfluss des Schlupfes auf den Reibbeiwert, schematisch. **a** Latschauftteilung nach Formschlupf (grau) und Gleitschlupf (schraffiert), **b** Verlauf des Reibbeiwerts über dem Schlupf

Das Verhältnis der beiden Geschwindigkeiten ist der Schlupf (*slip*)  $S_W$ :



$$S_{W,x,b} = \frac{v - v_W}{v} \cdot 100 [\%]$$

$$S_{W,x,a} = \frac{v_W - v}{v_W} \cdot 100 [\%]$$

$v$  Geschwindigkeit des Fahrzeugs, m/s

$v_W$  Umfangsgeschwindigkeit des Reifens, m/s

$$v_W = r_{dyn} \cdot \omega_W$$

$r_{dyn}$  dynamischer Reifenradius, m

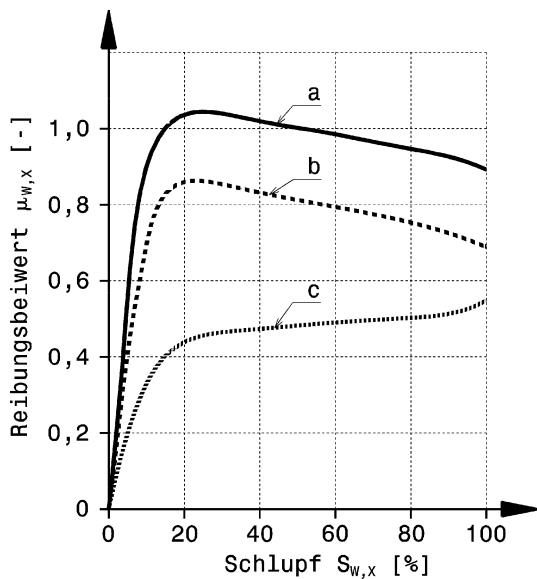
$\omega_W$  Radwinkelgeschwindigkeit,  $s^{-1}$

$S_{W,x,b}$  beim Bremsen auftretender Schlupf, %

$S_{W,x,a}$  beim Antreiben auftretender Schlupf, %

Ein rein rollendes Rad hat demnach Schlupf 0 %, ein blockierendes oder ein durchdrehendes Rad 100 %. Den grundsätzlichen Einfluss des Schlupfes auf den Reibbeiwert zeigt Abb. G.14. In dem vom Formschlupf geprägten Bereich (Abb. b) wächst die Reibung annähernd linear mit dem Schlupf an, bis ein kritischer Schlupfwert erreicht wird, an dem der Reibwert sein Maximum erreicht. Der folgende abfallende Teil ist punktiert dargestellt, weil er praktisch nicht stationär vor sich geht, sondern in Sekundenbruchteilen zum reinen Gleiten überführt. In der Reifenaufstandsfläche verändern sich die Anteile (Abb. a) von Formschlupf im einlaufenden Bereich (grau) und Gleitschlupf im auslaufenden Bereich (schraffiert) mit dem Schlupfwert  $S_{W,x}$ . Je größer der Schlupfwert, desto größer der Anteil des Gleitbereichs.

**Abb. G.15** Reibungsbeiwerte eines profilierten Pkw-Reifens, nach [12]. a Asphalt trocken, b Asphalt nass, c loser Kies

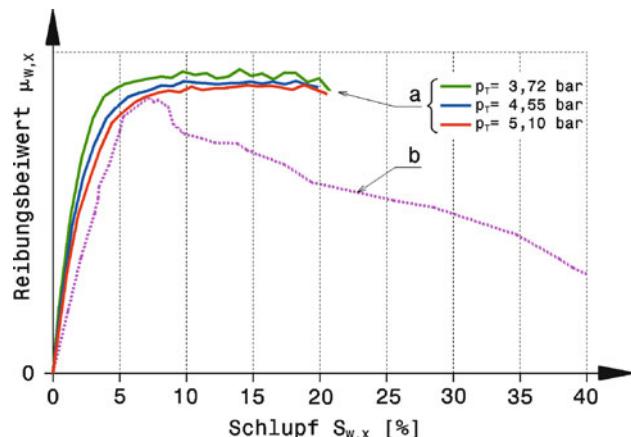


Die Umfangskraft entsteht also durch Gleiten des Gummis auf der Fahrbahn und die größten Kräfte entstehen bei der optimalen Gleitgeschwindigkeit der Gummimischung also einem bestimmten Schlupf. Einige beispielhafte Verläufe von Reibungsbeiwerten über dem Schlupf zeigen Abb. G.15 für Pkw-Reifen und Abb. G.16 für Rennreifen.

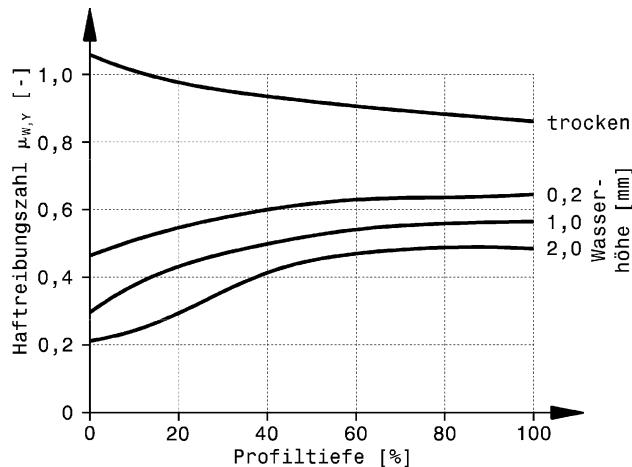
Rennfahrzeuge werden so betrieben, dass die vom Reifen diktieren maximalen Kräfte übertragen werden. Eine wichtige Größe für Längskräfte ist dabei der Schlupf. Der Maximalwert des Reibbeiwerts wird Haftriebungszahl  $\mu_w$  genannt und tritt je nach Reifen und Fahrbahn bei etwa 10 bis 30 % Schlupf auf. Der kleinste Wert wird gemessen, wenn das Rad blockiert. Er heißt Gleitreibungszahl  $\mu_{w,lo}$ .

Die Haftriebungszahlen von Rennreifen auf trockener Fahrbahn können für eine kurze Zeitspanne (ca. 500 ms) Werte von 3 und Spitzenwerte bis zu 5 erreichen [14].

**Abb. G.16** Verlauf des Reibungsbeiwerts über dem Schlupf von Rennreifen, a nach [24], b nach [14]. Bei der Messreihe a ist zusätzlich der Einfluss des Reifenfülldruckes  $p_T$  eingetragen. Ein geringerer Druck führt zu einer größeren Aufstandsfläche, die eine größere Umfangskraft übertragen kann.



**Abb. G.17** Einfluss des Profils auf die mögliche seitliche Haftreibung  $\mu_{w,y}$  eines Pkw-Radialreifens, nach [12]. Reifen: 155 R13 78 S, 100 % Profiltiefe = 8 mm, Fülldruck: 1,8 bar, Fahrgeschwindigkeit: 60 km/h, Schrägaufwinkel:  $10^\circ$



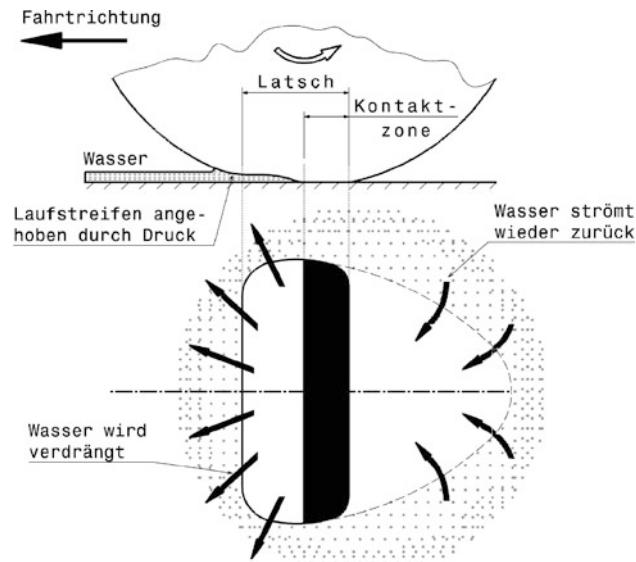
Dieses schlupfabhängige Verhalten der Reibung ist für die Regellogik von Traktionsregelungen (*traction control*) und Starthilfen (*launch control*) von zentraler Bedeutung. Der Bordrechner muss für beste Beschleunigung auf den Schlupf der Haftreibungszahl einregeln und nicht etwa dafür sorgen, dass der Reifen gar nicht gleitet.

**Profilzustand Condition of Tread.** In manchen Fahrzeugklassen sind profilierte Reifen vorgeschrieben. Dabei stellt man fest, dass Reifen mit der minimal erlaubten Profiltiefe die besten Rundzeiten ermöglichen. Auf trockener Fahrbahn, wo Adhäsionskräfte das Reibungsverhalten diktieren, ist der Reifen mit größerer Kontaktfläche zur Fahrbahn im Vorteil, Abb. G.17. Beim profilierten Reifen wird die Aufstandsfläche durch Profilrillen unterbrochen und die übertragbare Kraft reduziert. Bei Nässe liegen die Verhältnisse genau umgekehrt. Weitere Phänomene, die das bessere Abschneiden abgefahrener Reifen erklären sind: Einmal steigt das Verformungsvermögen mit der Profiltiefe, was der Fahrer als schwammiges Fahrverhalten empfindet, und weiters erwärmt sich die Lauffläche mit größerer Verformung stärker, was neben einer Reduzierung der übertragbaren Kraft bis zur Überhitzung des Reifens führen kann. Außerdem erschweren hohe Profilblöcke die Wärmeabfuhr an den Reifenunterbau. Das führt ebenfalls zu thermischen Problemen. Profilierte Rennreifen werden in manchen Rennklassen durch mechanisches Abarbeiten eines Reifens auf die vorgeschriebene Mindestprofiltiefe (ca. 2,4 bis 6 mm) hergestellt [8]. Dabei muss die Lebensdauer eines solchen Reifens gar nicht schlechter sein als jene des unbearbeiteten Reifens. Im Gegenteil: Wegen der oben beschriebenen Phänomene der Erwärmung halten die abgearbeiteten Reifen im Rennbetrieb sogar länger als die mit der vollen Profiltiefe gefahrenen [16]. Es gibt aber auch profilierte Rennreifen, die mit einer Profiltiefe von nur 2,4 bis 3,2 mm hergestellt werden und gleich benutzt werden können. Sommerreifen für Pkw weisen fabrikneu vergleichsweise mindestens 8 bis 10 mm Profil auf.

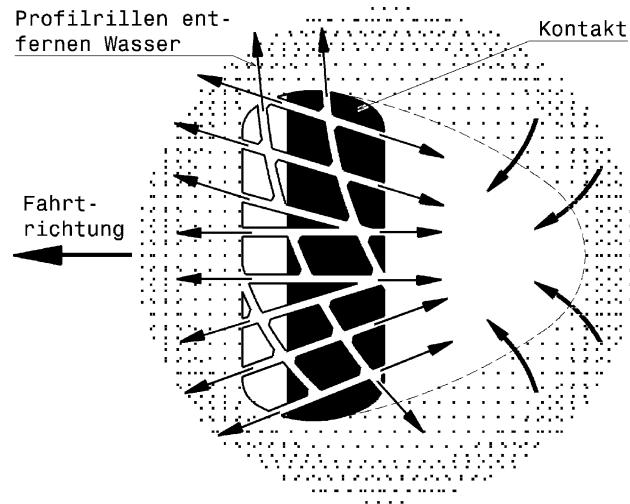
Gummireibung wird zum überwiegenden Teil durch Adhäsion und Deformation hervorgerufen. Tritt ein Trennfilm zwischen die beiden Kontaktpartner Laufstreifen und Fahrbahn, wird der Adhäsionsanteil drastisch reduziert oder sogar aufgehoben und es bleibt praktisch nur der geringere Deformationsanteil über. Bei geringen Wassertiefen baut auch ein Slick noch brauchbare Kräfte auf, weil ein gewisser Teil der Reifenaufstandsfläche noch direkten Kontakt zur Fahrbahn hat, Abb. G.18.

Ziel bei der Entwicklung eines Regenreifens muss es also sein, das Wasser zwischen Gummi und Fahrbahn zu entfernen. Dies erfolgt durch entsprechende Gestaltung der kanalartigen Vertiefungen zwischen den Profilblöcken. Sind die Profilblöcke klein, wirken die Räume dazwischen als Ausweich-

**Abb. G.18** Fahrbahnbereich eines Slicks bei Nässe, nach [21]. Im Einlaufbereich des Reifens hebt der Laufstreifen durch den Druck des Wassers ab. Echter Reibkontakt entsteht erst in der hinteren Zone des Latsches. Der Wasserfilm wird so vom Aufstandsbereich weggedrückt und das Wasser strömt nach dem Abrollen des Reifens verzögert in diesen Fahrbahnbereich wieder zurück

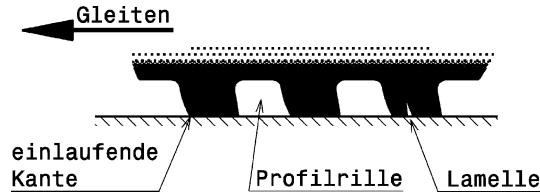


**Abb. G.19** Wasserverdrängende Wirkung eines Profilierten Reifens, nach [21]. Das Wasser wird durch die einlaufenden Profilblöcke in die Zwischenräume gedrängt und nach vorne, hinten sowie zur Seite geleitet. Ein Teil der Reifenoberfläche findet so trockenen Kontakt mit der Fahrbahn



raum für das Wasser. Dem Vergrößern dieses Ausweichraums sind allerdings Grenzen durch die im gleichen Maße verkleinerte Aufstandsfläche des Gummis gesetzt. Die Kontaktfläche kann überhitzen. Werden die Profilzwischenräume als Kanäle ausgebildet, wird das Wasser nach vorne, hinten und zur Seite abgeleitet. Durch diese Kanäle wird das Wasser aber nur dann aus dem Latsch gedrängt, wenn das Rad rotiert – bei blockierten Rädern kommt diese Wirkung abhanden, Abb. G.19. Die wasser-verdrängende Wirkung schlägt sich auch im Rollwiderstand nieder. Dieser steigt bei Nässe bis zum 10-fachen an.

**Abb. G.20** Wischwirkung von Profilstollen, nach [21]. Die einlaufende Kante eines Profilstollens wischt den Wasserfilm weg und ermöglicht so trockenen Fahrbahnkontakt für den Stollen



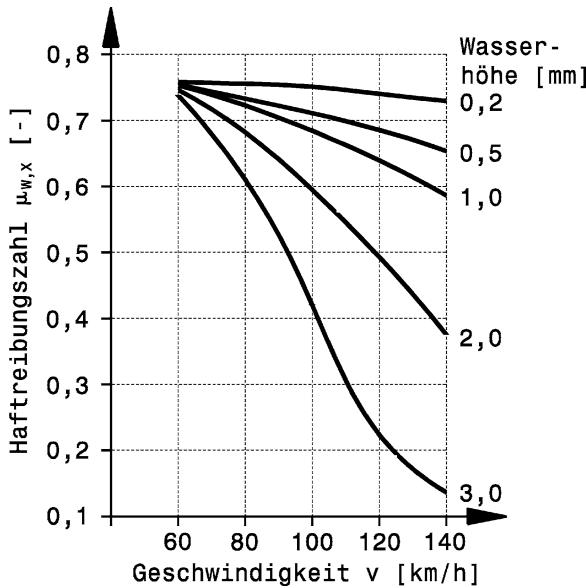
Für die effiziente Gestaltung der Kanäle ist großer Berechnungs<sup>1</sup> und Versuchsaufwand erforderlich. Erschwert wird die Entwicklung dadurch, dass ein Profil für verschiedene Wassertiefen und Fahrgeschwindigkeiten optimiert werden muss, was bestenfalls ein Kompromiss sein kann. Der Reifenlatsch ist wegen Sturz, Vorspur und Seitenkräften asymmetrisch. Deshalb werden auch asymmetrische Profile angeboten.

Auch wenn das Wasser von den Profilrillen von der Reifenaufstandsfläche entfernt wurde, bleibt noch ein schmierender Flüssigkeitsfilm für die einlaufenden Profilstollen vorhanden. Zur Erhöhung der Reibung muss dieser Film also auch noch entfernt werden. Abbildung G.20 zeigt den Vorgang. Die einlaufende Kante eines Profilstollens wischt den Wasserfilm von der Fahrbahn und ermöglicht so trockenen Kontakt für den restlichen Stollen. Zusätzlich können Schnitte in Profilstollen eingebracht werden. Die so entstandenen Lamellen bilden weitere Kanten und verbessern die Abstreifwirkung.

Außerdem bewirkt ein Profil eine Druckerhöhung an den verbleibenden Profilblöcken in der Aufstandsfläche, weil bei gleicher Radlast die Kontaktflächen kleiner werden. Das Wasser kühlst die Lauffläche und so überhitzen die Kanten der Profilblöcke auch bei Gummimischungen mit verhältnismäßig niedriger Glasübergangstemperatur (s. Anhang) nicht.

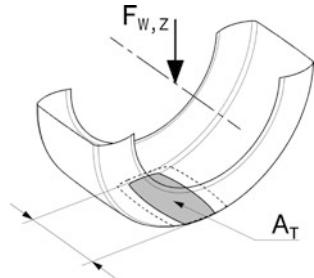
Die Auswirkung eines Wasserfilms auf das Reibverhalten zeigt Abb. G.21.

**Abb. G.21** Haftreibungszahlen eines profilierten Serienreifens bei verschiedenen Wassertiefen, nach [12]. Gemessen an einem Pkw-Sommerreifen mit 8 mm Profiltiefe. Unterhalb von 60 km/h ist kaum ein Einfluss feststellbar. Bei großen Wassertiefen von 3 mm schwimmt der Reifen bei großen Geschwindigkeiten auf



<sup>1</sup> Z. B. mit CFD (Computational Fluid Dynamics), Computerprogrammen zur Strömungssimulation

**Abb. G.22** Tragverhalten eines luftgefüllten Reifens. Die Radlast  $F_{W,Z}$  wird durch eine entsprechende Latschfläche  $A_T$  aufgenommen. Bei größerer Radlast wird die Fläche sich zur strichiert dargestellten Kontur ausdehnen



Dazu ist anzumerken, dass auf regennassen Strecken Wassertiefen über 2 mm selten sind. Größere Werte entstehen bei starken Regengüssen und in Spurrillen sowie anderen Vertiefungen. Bei hohen Geschwindigkeiten, kleinen Verdrängungsquerschnitten und großen Wasserhöhen kommt es zum vollständigen Aufschwimmen des Reifens, dem gefürchteten Aquaplaning. Anders als bei trockener Fahrbahn verbessert sich in dem Fall das Übertragungsverhalten bei höheren Fülldrücken und kleineren Reifenaufstandsflächen (dadurch wird der Wasserfilm vom Reifen eher „durchbrochen“). Breitere Reifen sind durch den relativ kurzen Latsch in dem Zusammenhang ebenfalls benachteiligt.

Ein Regenreifen kann also nicht die Fahrleistungen eines Slicks erbringen, aber er schiebt die Geschwindigkeit, ab der Aquaplaning auftritt, hinaus. Die Reifenseitenwand kann auch weicher als beim Slick gestaltet werden, weil die Regenreifen geringere Kräfte aufbauen. Der Reifefülldruck wird gewöhnlich ebenfalls niedriger gewählt.

**Reifefülldruck Inflation Pressure.** Vereinfacht kann man sich den Reifen als biegeweiche Membran vorstellen, die durch den Innendruck  $p_T$  gehalten wird. Mit diesem Modell lässt sich leicht die Aufstandsfläche  $A_T$  eines Reifens für eine gegebene Radlast  $F_{W,Z}$  errechnen, vgl. auch Abb. G.22:

$$A_T = \frac{k \cdot F_{W,Z}}{p_T}$$

$k$  Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Reifensteifigkeit,  $-k \approx 0,9$  bis  $0,85$  [15].

Tatsächlich ist die Fläche etwas kleiner, weil die Reifenflanken mittragen und ein Biegemoment zum Laufstreifen übertragen und somit die Membran entlasten. Dies wird mit dem Faktor  $k$  berücksichtigt. Mit zunehmender Belastung (oder abnehmenden Fülldruck) wird der Latsch also länger, seine Breite bleibt ja annähernd gleich [14]. Eine längere Aufstandsfläche hat den Nachteil, dass der Laufstreifen sich beim Anlegen an die Fahrbahn und beim Verlassen um einen größeren Winkel biegen muss – die sogenannte Walkarbeit nimmt zu, der Reifen wird wärmer und versagt im Extremfall.

Zu hoher Reifefülldruck verkleinert die Aufstandsfläche auf befestigter Fahrbahn und somit die übertragbaren Kräfte. Auflosem Untergrund wird die Traktion mit geringerem Fülldruck besser, was bei Raid- und Rallyefahrzeugen genutzt wird. Bei Serienfahrzeugen ist der Fülldruck aus Komfortgründen vergleichsweise niedriger als bei Rennfahrzeugen. Das Ideal stellt in dem Zusammenhang ein System dar, das den Fülldruck während der Fahrt variiert. Bei geringen Fahrgeschwindigkeiten wird ein niedrigerer Fülldruck eingestellt, der mit zunehmendem Tempo erhöht wird.

Einige prinzipielle Einflüsse des Fülldrucks auf verschiedene Reifenkennwerte zeigt Abb. G.23. Der Rollwiderstand lässt sich durch stärkeres Aufpumpen der Reifen reduzieren (Diagramm links oben: Verlauf Rollwiderstand über Radlast). Dadurch wird die Federwirkung des Reifens auch steifer (vgl. Verlauf Radlast über statischer Reifeneindrückung). Die Seitensteifigkeit nimmt mit steigendem Reifeninnendruck zu (vgl. Verlauf Seitenkraft über Schräglauftwinkel). Aus diesem Grund lässt sich bei

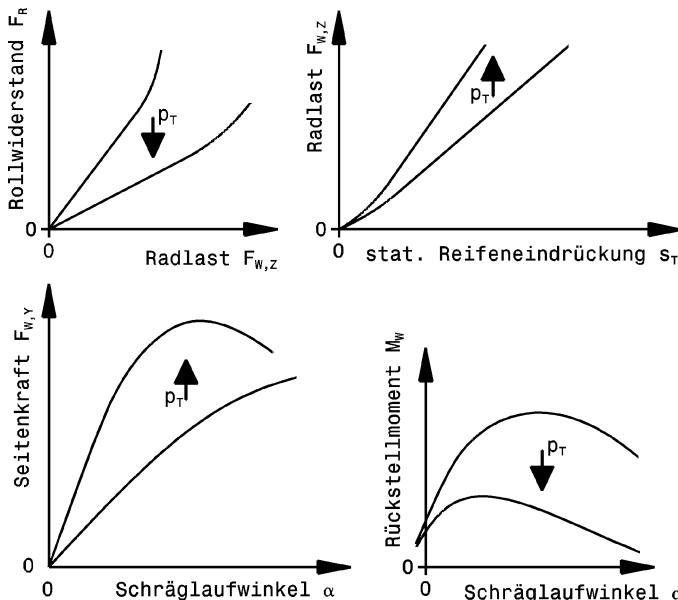


Abb. G.23 Prinzipieller Einfluss des Fülldruckes auf unterschiedliche Kennwerte des Reifens.  $p_T$  Reifendruck

jedem Fahrzeug die Steuerungstendenz in Richtung Untersteuern korrigieren, wenn man den Reifeninnendruck an der Hinterachse erhöht. Mit dem erhöhten Reifeninnendruck wird auch der Gütegrad der Seitenkraftverteilung besser [1]. Ein zu hoher Fülldruck verkleinert jedoch die Aufstandsfläche und reduziert so die übertragbaren Reibungskräfte. Für den Fahrer spürbar wird dies unter anderem durch ein reduziertes Rückstellmoment.

Bei sinkendem Reifendruck steigt die Raddrehzahl wegen des kleiner werdenden Aufstandsdurchmessers (dyn. Rollradius) an. So genannte passive Reifendruckkontrollsystme nutzen diesen Effekt indem sie rechnerisch den Reifendruck durch Vergleich der Raddrehzahlen ermitteln.

Betrachtet man das Volumen im Reifen als unveränderlich (isochor), lässt sich die Druckerhöhung im Reifen durch Erwärmung leicht ausrechnen, Abb. G.24:

$$p_{T,2} = p_{T,1} \frac{273,15 + \vartheta_{T,2}}{273,15 + \vartheta_{T,1}} + p_0 \frac{\vartheta_{T,2} - \vartheta_{T,1}}{273,15 + \vartheta_{T,1}}$$

$p_{T,1}$  bzw.  $p_{T,2}$  Überdruck im Reifen bei Temperatur  $\vartheta_{T,1}$  bzw.  $\vartheta_{T,2}$ , bar

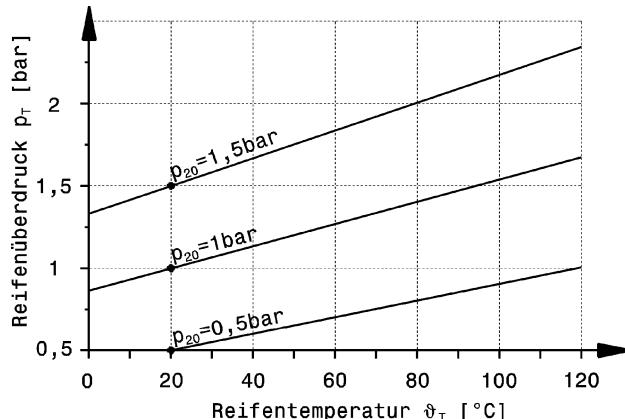
$\vartheta_{T,1}$  bzw.  $\vartheta_{T,2}$  Temperatur der Luft im Reifen, °C

$p_0$  Umgebungsdruck, bar

An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass professionelle Rennfahrer eine Druckänderung im Reifen von 0,01 (= 1/100!) bar spüren.

Der durchschnittliche Fülldruck beträgt 1 bis 1,25 bar in der Formel 1 [9]. Es gibt Rennstrecken, an denen mit unterschiedlichen Fülldrücken links und rechts gefahren wird. In Barcelona starten Formel-1-Wagen mit geringerem Druck in den linken Reifen. Durch das Befahren von den drei schnellen Rechtskurven steigt die Temperatur der linken Reifen durch die größere Aufstandschaft und damit der Innendruck an. Somit wird das Druckverhältnis links zu rechts im Verlauf des Rennens angeglichen [5].

**Abb. G.24** Isochorer Druckanstieg im luftgefüllten Reifen. Durch Erwärmung im Fahrbetrieb steigt bei konstantem Reifenvolumen der Druck an. Für drei ausgewählte Reifendrücke  $p_T$  bei  $20^\circ\text{C}$  ist der Anstieg eingetragen. Der Umgedruck beträgt 1 bar



Rennreifen werden gerne mit Stickstoff ( $\text{N}_2$ ) statt Luft gefüllt. Bei einem Gehalt von mindestens 95 %  $\text{N}_2$  sind die Vorteile geringerer Druckverlust (größeren  $\text{N}_2$ -Moleküle diffundieren schwerer durch Gummi), stabilere Druckverhältnisse (andere spezifische Wärmekapazität) und höhere Temperaturbeständigkeit (geringere Druckerhöhung) [11]. Außerdem reduziert eine Stickstofffüllung den natürlichen Gehalt an Wasserdampf der Luft und somit Phänomene wie Dampfbildung (der Druck im Reifen steigt dann überproportional an) und Korrosion. Eine kostengünstige Alternative besteht darin, getrocknete Luft in den Reifen zu pumpen. Der  $\text{N}_2$ -Gehalt natürlicher Luft liegt ja bei etwa 70 %.

**Radlast Corner Weight.** Die Tragfähigkeit eines Reifens hängt hauptsächlich ab von: Fülldruck, Felgendurchmesser, Laufstreifenbreite und Querschnittshöhe.

Erwartungsgemäß nimmt die übertragbare Umfangskraft eines Reifens mit der Radlast zu, Abb. G.25.

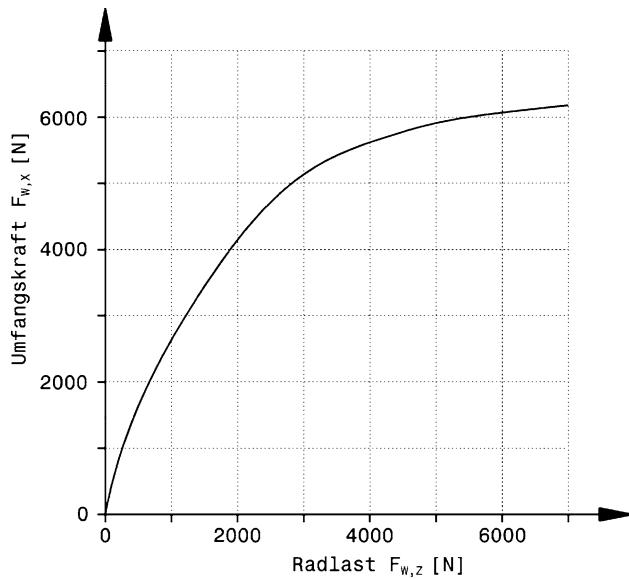
Betrachtet man jedoch den Kraftschlussbeiwert, sieht die Sache anders aus. Mit zunehmender Radlast nimmt im Allgemeinen der Kraftschlussbeiwert ab. Dies gilt nicht nur für Umfangs-, sondern auch für Seitenkräfte, vgl. Abb. G.26 und G.27.

Bei gegebener Radlast sind demnach breitere Reifen besser, weil in der Reifenaufstandsfläche ein kleinerer Druck herrscht und eine größere Reibkraft aufgebaut wird (vgl. auch Abb. G.37). Eine „Überbereifung“ ist aber trotzdem schlecht: Ein gewisser Druck ist in der Aufstandsfläche für einen großen Kraftschluss erforderlich, was im Abb. G.28 erkennbar ist. Bei einer zu geringen Radlast nimmt die Reibkraft gegenüber dem Höchstwert wieder ab.

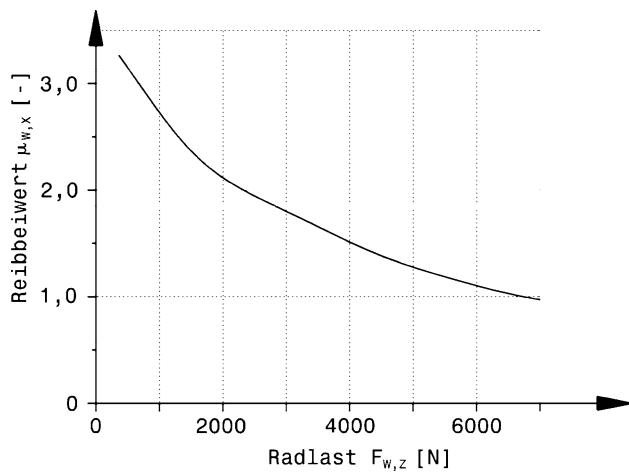
Bei extremen Winkelbeschleunigungen des Reifens, wie sie z. B. bei Dragsterrennen auftreten, entsteht ein großer Schlupf und die Kontaktkraft im Aufstandsflächeneinlauf nimmt durch Masseneffekte des Reifens beachtlich zu. Dadurch wird das Beschleunigungsvermögen solcher Fahrzeuge gesteigert. Zusätzlich ersetzt das mit der Geschwindigkeit zunehmende Reifenwachstum (vgl. Abb. G.11) ein Getriebe, so dass hohe Geschwindigkeiten ohne Schaltmanöver erreicht werden [16].

Die in den Diagrammen gezeigten Werte für Umfangs- und Querkräfte sind Maximalwerte, die für eine bestimmte Paarung Reifen-Fahrbahn erzielbar sind. Der Reifen braucht allerdings eine gewisse Zeit (und damit eine Wegstrecke), bis er die Seitenkraft aufgebaut hat. Für Pkw-Reifen liegen typische Werte dieser so genannten Einlaufstrecke zwischen 0,2 und 0,7 m [15]. Kommt es nun zu Radlastschwankungen – wie es bei einer realen Fahrt unvermeidlich ist – so bewirkt das einen Sei-

**Abb. G.25** Umfangskraft  $F_{w,x}$  eines Reifens in Abhängigkeit von der Radlast  $F_{w,z}$ , nach [14]. Mit zunehmender Radlast nimmt die übertragbare Umfangskraft zu



**Abb. G.26** Verlauf des Reibbeiwertes eines Reifens in Umfangsrichtung über der Radlast. Dieser Verlauf entspricht dem aus Abb. G.25 (nach [14])



tenkraftverlust, dessen Größe im Wesentlichen von Stoßdämpfern, Reifenfülldruck und von den Lenkerlagern abhängt.

**Schräglauf Tyre Slip.** Die von der Geraden als Projektion der Radebene auf die Fahrbahn abweichende Bewegungsrichtung wird immer als Schräglauftypus bezeichnet, unabhängig davon, welcher Fahrbahnkontakt besteht.

Der Reifenschräglauftypus ist die dominierende der die Fahrstabilität bestimmenden Größen. Der Reifen-Schräglauftypus in Abhängigkeit von der Seitenkraft wird vom Reiftypus, aber auch ganz besonders vom Reifeninnendruck und von der Radlast beeinflusst. Weiters haben Reifenkonstruktion und Laufflächenzustand, sowie die Überlagerung einer Umfangskraft einen Einfluss.

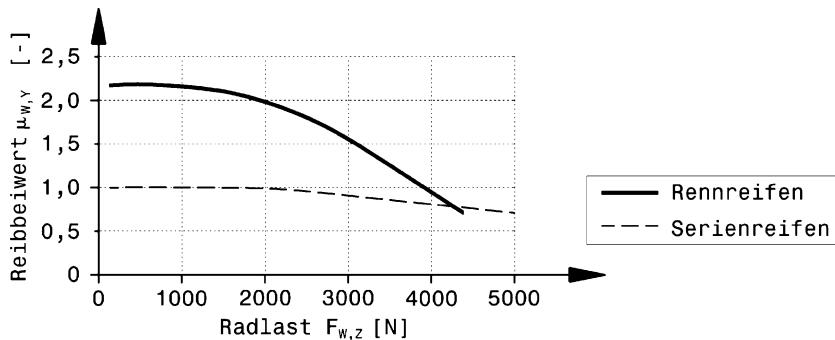


Abb. G.27 Typischer Verlauf der Reibbeiwerte von Reifen in Querrichtung über der Radlast. Die Werte ergeben sich aus Abb. G.31 für Schräglaufwinkel  $\alpha = 8^\circ$

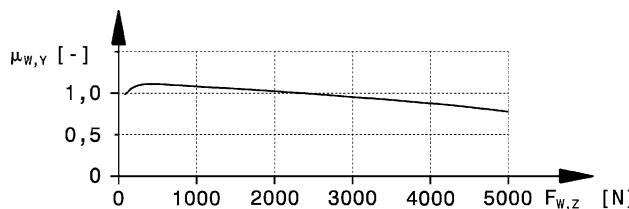
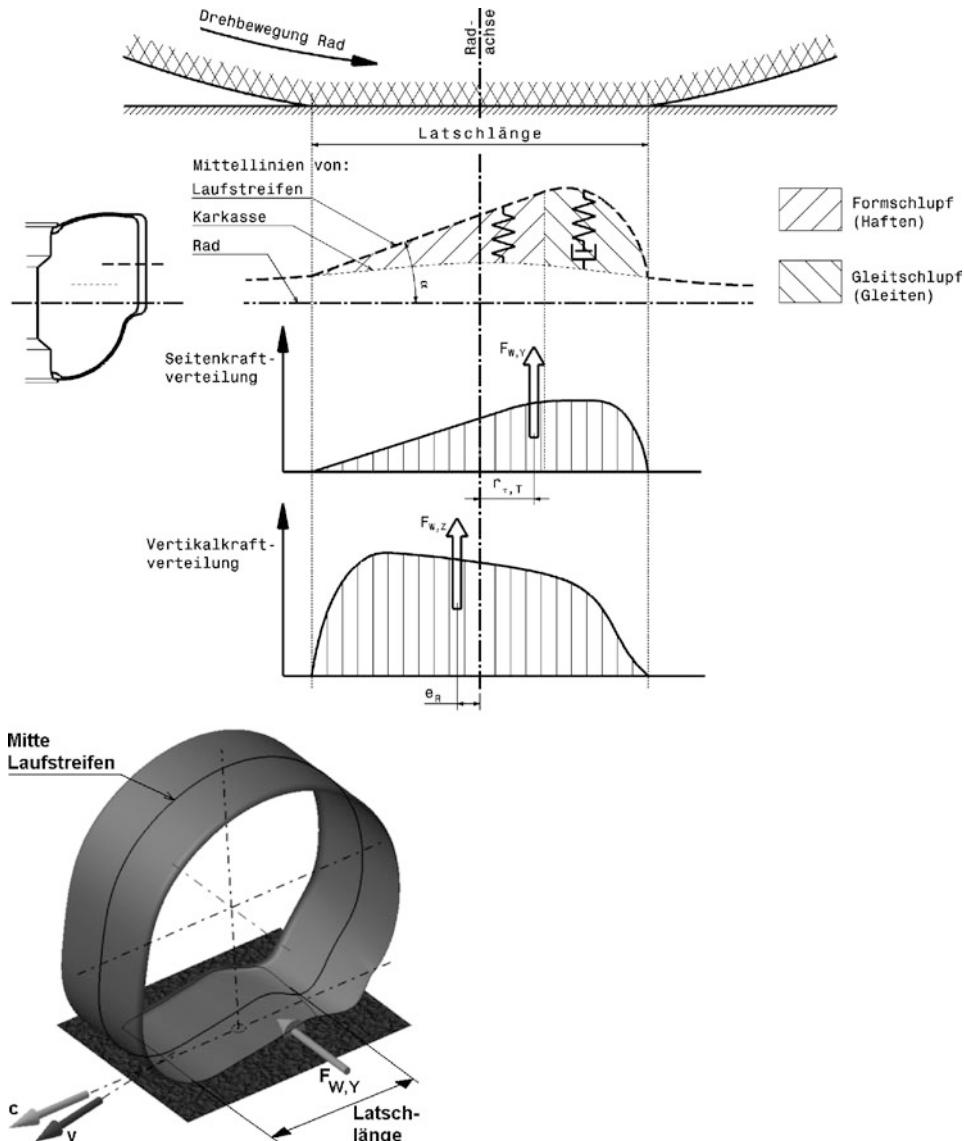


Abb. G.28 Verlauf des Kraftschlussbeiwerts in Querrichtung über der Radlast. Damit überhaupt eine Reibkraft aufgebaut werden kann, ist eine gewisse Radlast erforderlich. Das Maximum an Reibung wird jedoch schon bei niedrigen Radlasten erreicht, ab da verringert sich die Reibkraft mit zunehmender Radlast

Beim schräg laufenden Rad werden die Gummielemente durch die im Latsch angreifende Seitenkraft aus ihrer Normallage ausgelenkt, Abb. G.29. Dabei wirkt zunächst die elastische Rückstellkraft des Reifens gegen die über der Lauflänge (annähernd linear) zunehmende Auslenkung. Wird die maximal übertragbare Reibkraft von Gummielementen in der Aufstandsfläche überschritten (das ist z. B. bei großen Schräglaufwinkeln der Fall), so kommt es zum Gleiten dieser Elemente und die Auslenkung nimmt über der Lauflänge nicht mehr zu. Erreichen die Gummielemente das auslaufende Ende des Latsches, nimmt die Kontaktkraft ab und die Elemente springen letztendlich wieder in ihre Ausgangslage zurück. Durch die Strukturfestigkeit des Reifens wird der Laufstreifen schon vor dem Einlaufen in den Latsch ausgelenkt und kehrt erst nach dem Auslaufen wieder in die Ausgangslage zurück. Entsprechend der seitlichen Verformung ergibt sich der Verlauf der Seitenführungskraft in der Aufstandsfläche. Bemerkenswert hierbei ist, dass die resultierende Gesamtkraft  $F_{w,Y}$  um  $r_{\tau,T}$  hinter dem geometrischen Radaufstandspunkt angreift. Dies führt zum so genannten Rückstellmoment (siehe unten).

Der Laufstreifen muss beim Einlaufen in den Latsch erst umgelenkt werden. Masseneffekte und Materialsteifigkeit führen dazu, dass die Kontaktkräfte im Einlaufbereich größer sind als in der restlichen Aufstandsfläche. Die resultierende vertikale Gesamtkraft  $F_{w,z}$  greift dabei um  $e_R$  vor dem Radmittelpunkt an und erzeugt demnach ein Moment, das der Rollbewegung des Rads entgegenwirkt (Rollwiderstand *rolling resistance*).

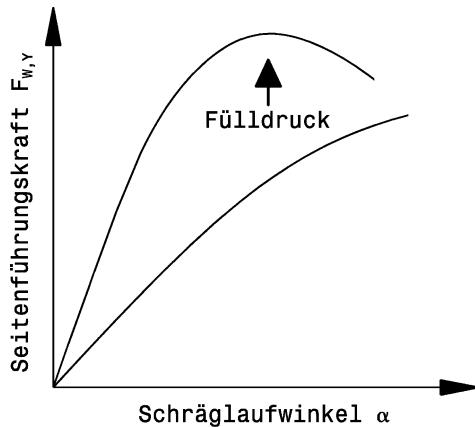
Die für die Fahrzeugführung brauchbare Auswirkung von Schräglauft, nämlich das Aufbauen einer Seitenkraft über dem Schräglaufwinkel, ist schematisch in Abb. G.30 dargestellt. Im Grunde sieht der Verlauf für alle Reifen gleich aus. Nur die Neigung des ersten linearen Anstiegs ist unter-



**Abb. G.29** Deformation eines schräg rollenden Reifens, oben: schematische Verläufe, unten: Schrägrissdarstellung.  $v$  Bewegungsrichtung des Reifens *tyre heading*,  $c$  Mitte Rad *median plane wheel*,  $F_{W,Y}$  Seitenkraft auf Reifen wirkend *lateral force*,  $F_{W,Z}$  Vertikalkraft auf Reifen wirkend *vertical force*,  $r_{T,T}$ ,  $e_R$  Versatzstrecken von Kräften zur Radachse *center offset distance of forces*,  $\alpha$  Schräglauwinkel *slip angle*

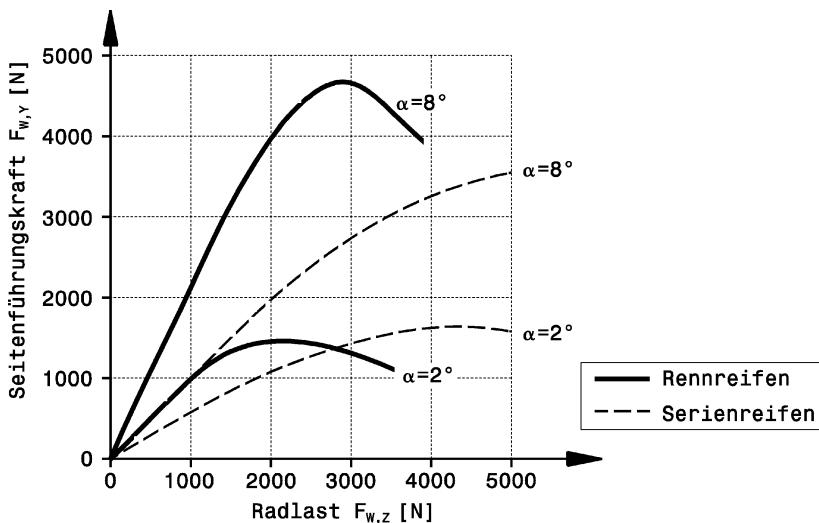
schiedlich. Sie hängt hauptsächlich ab von Reifenbauart (Höhen/Breitenverhältnis, Karkassenaufbau, Gummimischungen, ...), Fülldruck und Radlast. Man erkennt aber auch, dass ab einem gewissen Schräglauwinkel die Seitenkraft wieder abnimmt. Es gibt also einen optimalen Schräglauwinkel für

**Abb. G.30** Prinzipieller Verlauf der Seitenführungskraft über dem Schräglaufwinkel. Zusätzlich ist der Einfluss eines zunehmenden Reifenfülldruckes eingetragen



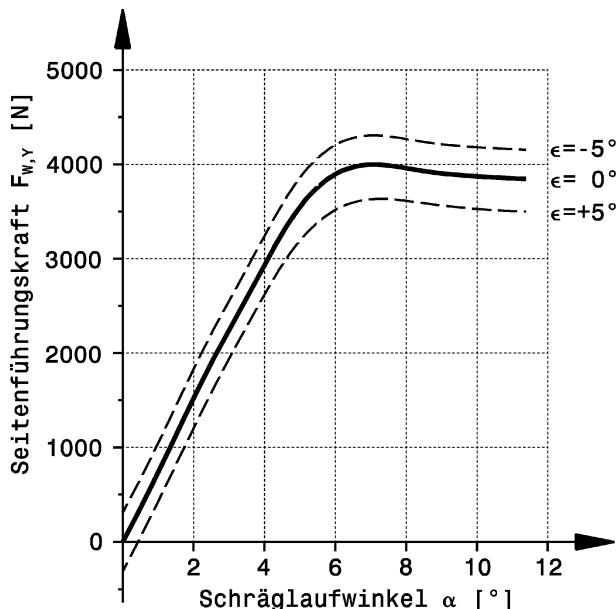
maximale Seitenkraft. Dieses Optimum ist allerdings wieder von vielen Einflüssen abhängig, auch die Fahrgeschwindigkeit spielt eine Rolle. Bei hohen Geschwindigkeiten bewirkt der Schräglauft eine nicht unerhebliche Erwärmung des Reifens. Deshalb werden im Allgemeinen bei hohen Geschwindigkeiten kleinere Schräglauftwinkel gefahren, damit die Reifen nicht zerstört werden.

Ein höherer Fülldruck erhöht die Seitensteifigkeit eines Reifens (Abb. G.31). Ein zu geringer Fülldruck wirkt sich negativ auf die maximale Seitenführungskraft aus. Das Fahrverhalten eines Wagens

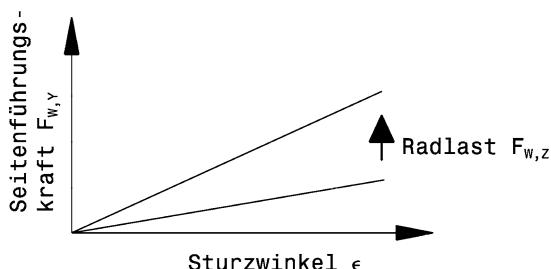


**Abb. G.31** Typische Seitenführungskraft  $F_{w,y}$  zweier Reifen in Abhängigkeit von der Radlast  $F_{w,z}$ . Es sind jeweils zwei Kurven für unterschiedliche Schräglauftwinkel  $\alpha$  dargestellt. Man erkennt, dass mit größer werdendem Schräglauftwinkel die Seitenführungskraft zunimmt. Weiters zeigt der Rennreifen einen wesentlich steileren Seitenkrautfabau über der Radlast im Vergleich zum Serienreifen. Dafür fällt die Seitenkraft nach Überschreiten ihres Maximums ebenfalls wieder steil ab. Der Serienreifen verhält sich dagegen erheblich gutmütiger und ist somit für den Durchschnittsfahrer besser geeignet

**Abb. G.32** Typischer Verlauf der Seitenführungs kraft  $F_{w,y}$  eines Rennreifens über dem Schräglau winkel  $\alpha$ . Zusätzlich ist die Änderung des Verlaufs beeinflusst durch den Sturzwinkel  $\epsilon$  eingetragen. Ein Sturzwinkel ruft auch bei Geradeausfahrt ( $\alpha = 0^\circ$ ) eine Seitenkraft hervor. Diese vergrößert bei negativem Sturz die vorhandene Seitenkraft des Schräglaufs. Ein positiver Sturz vermindert die Schräglauft Seitenkraft



**Abb. G.33** Prinzipieller Verlauf der Seitenkraft über dem Sturzwinkel. Zusätzlich ist der Einfluss zunehmender Radlast eingetragen



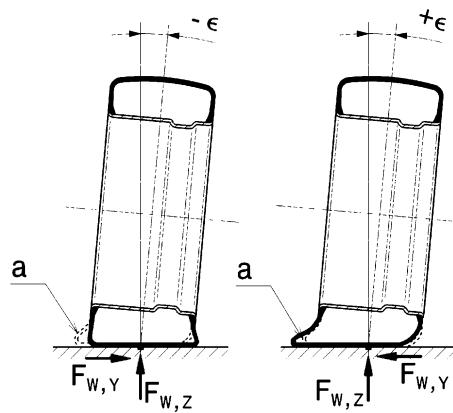
lässt sich so durch den Fülldruck beeinflussen. Erhöht man den Druck der Reifen einer Achse, so tritt an dieser bei gleicher Seitenführungs kraft ein kleinerer Schräglau winkel auf.

**Sturz Camber.** Eine weitere Einflussgröße ist die zur Fahrbahn geneigte Reifenebene (= Sturz), Definition und Vorzeichen siehe Abb. G.34.

Das unter Sturz frei rollende Rad verhält sich wie ein Kegelstumpf und beschreibt einen Kreisbogen auf der Fahrbahn. Wird das Rad daran gehindert (z. B. durch die Radaufhängung), so erzeugt es eine Kraft, die zum Scheitel dieses Kegelstumpfes weist. Die Größe der Seitenkräfte durch Sturz (Abb. G.33) hervorgerufen sind bezogen auf den relevanten Winkel in Grad etwa ein Fünftel bis ein Zehntel jener Kräfte, die Schräglauft erzeugt, Abb. G.32.

Wird dieser Sturzseitenkraft bei Kurvenfahrt eine weitere Kraft überlagert, so vergrößert oder verkleinert sich die Gesamtseitenkraft des Reifens, je nachdem, wie das Rad gestürzt ist, Abb. G.34.

Eine Sturzseitenkraft kann auch entstehen, ohne dass das Rad gestürzt ist. Ein asymmetrischer Reifenaufbau (z. B. ist eine Wand steifer als die andere) erzeugt einen ähnlichen Effekt. Der Reifen deFORMiert sich unter der Radlast im Grunde wie in Abb. G.34 links zu sehen und ruft dadurch eine Seitenkraft beim Abrollen hervor. Diese Möglichkeit eines „in den Reifen eingebauten“ Sturzes wird



**Abb. G.34** Einfluss von Sturz bei gleichzeitigem Angreifen von Seitenkräften. a Kontur des verformten Reifens infolge konischen Abrollens. Im linken Bildteil ist der Sturzwinkel negativ: Die zusätzliche Seitenkraft  $F_{W,Y}$  wirkt in dieselbe Richtung wie die Sturzseitenkraft, wirkt also der Reifenverformung entgegen. Die gesamte übertragbare Seitenkraft wird größer. Der auftretende Schräglauwinkel ist positiv. Im rechten Bildteil wirkt die zusätzliche Seitenkraft  $F_{W,Y}$  gegen die Sturzseitenkraft und reduziert so die Gesamtseitenkraft. Der auftretende Schräglauwinkel ist negativ

bei Rennserien genutzt, in denen reglementbedingt nur kleine Sturzwinkel möglich sind und bei denen Kurven nur in einem Sinn durchfahren werden. Dies trifft beispielsweise auf die NASCAR-Serie mit den in den USA beliebten Ovalstadien zu [16]. Der „eingebaute“ Sturz ist teilweise so stark, dass die Mechaniker Gegenlenken müssen, wollen sie den Wagen geradeaus in die Box schieben.

**Rückstellmoment Self-aligning Torque.** Die Seitenführungs Kraft eines gelenkten, schräglauflaufenden Reifens wird in der Aufstandsfläche beginnend vom Einlauf zunächst stetig und abhängig von den Reibungszuständen im weiteren Verlauf wieder abnehmend aufgebaut, vgl. Abb. H.6, G.29 und J.10. Die resultierende Gesamtkraft greift dabei hinter dem geometrischen Aufstandspunkt an und erzeugt somit ein Moment um die Reifenhochachse. Dieses Moment will das Rad in die Geradeausstellung zurückdrehen und heißt daher Rückstellmoment. Die Größe des Rückstellmoments ist also abhängig von den Haftungs- und Gleitvorgängen im Latsch und liefert dem Fahrer über das Moment am Lenkrad einen wertvollen Hinweis über die Kräfteverhältnisse in der Reifenaufstandsfläche. Von besonderer Bedeutung ist dabei, dass das Rückstellmoment sein Maximum vor der Seitenkraft über dem Schräglauwinkel erreicht. Dadurch kann der außergewöhnlich feinfühlige Fahrer gezielt an die Grenze der Reifen (= Maximum der Seitenkraft) gehen.

Die wichtigsten Einflüsse und deren Wirkung sind im Abb. G.35 eingetragen. Man erkennt, dass alle Maßnahmen, die die übertragbaren Kräfte in der Aufstandsfläche erhöhen auch das Rückstellmoment vergrößern. So zunehmende Radlast, abnehmender Fülldruck, große Fläche (= geringes bis kein Profil) und zunehmender Kraftschluss.

Eine zusammenfassende Darstellung von Reifenkräften ermöglicht das so genannte Gough-Diagramm, Abb. G.36. Es vereinigt die Parameter Seitenkraft, Rückstellmoment, Reifennachlauf, Radlast und Schräglauwinkel in einem Bild.

**Reifenbreite Tyre Width.** Die Aufstandsfläche hängt in erster Linie vom Fülldruck und der Radlast ab wie oben näher erläutert. Bei gleicher Radlast und gleichem Fülldruck (und demnach gleicher Fläche) weist ein breiter Reifen einen kürzeren (aber eben breiteren) Latsch auf als ein schmaler.

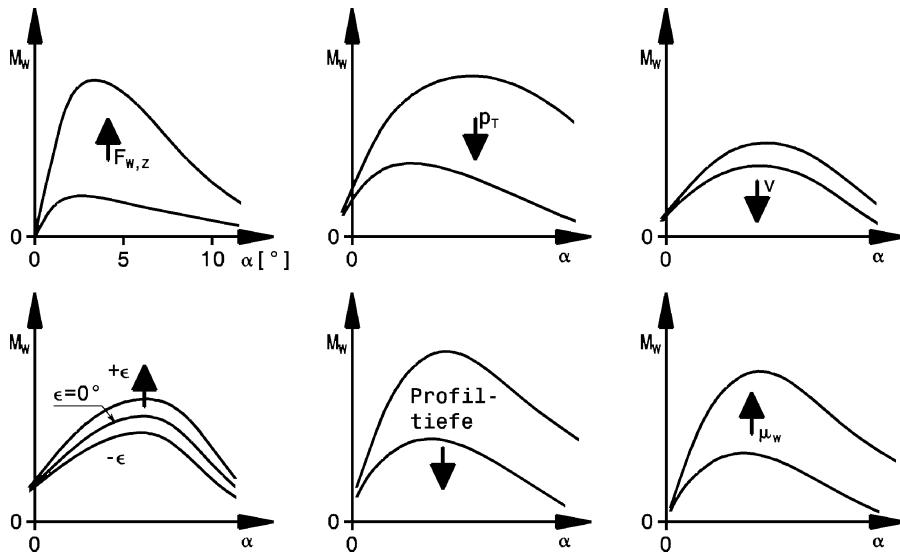


Abb. G.35 Einige Einflüsse auf das Rückstellmoment.  $M_w$  Rückstellmoment,  $\alpha$  Schräglauwinkel,  $F_{W,z}$  Radlast,  $p_T$  Reifenumdruck,  $v$  Fahrgeschwindigkeit,  $\epsilon$  Sturzwinkel,  $\mu_w$  Kraftschluss

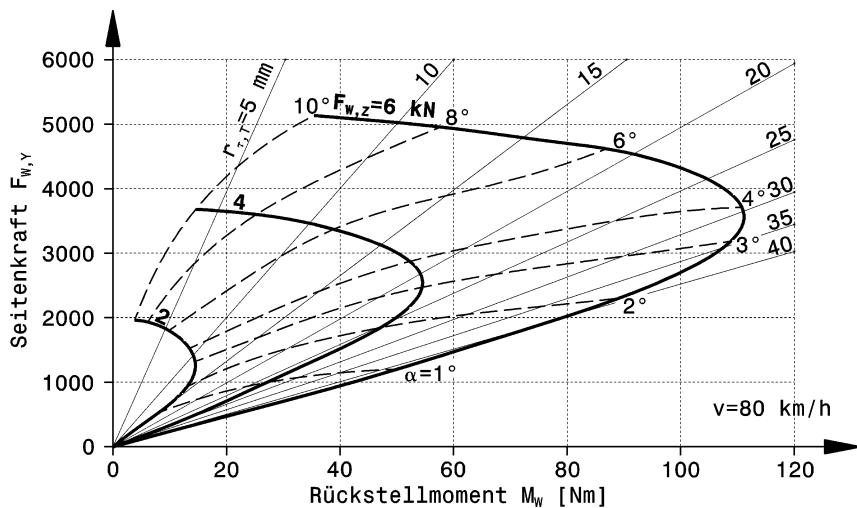
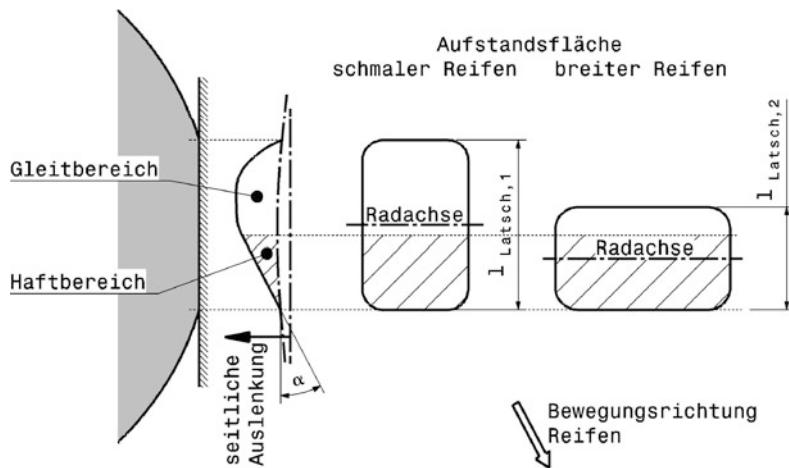


Abb. G.36 Gough-Diagramm für einen typischen Pkw-Reifen, nach [18]. Für drei Radlasten  $F_{W,z}$  (2, 4 und 6 kN) sind Seitenkräfte und Rückstellmoment eingetragen. Außerdem lassen sich der Reifennachlauf und der Schräglauwinkel ablesen.  $r_{\tau,T}$  reifenbedingter Nachlauf,  $\alpha$  Schräglauwinkel

Denkt man nun an das Deformationsverhalten eines Reifens unter Einwirkung einer Seitenkraft (z. B. Abb. G.29), so wird offenkundig, dass bei gleichem Schräglauwinkel im Latsch des breiteren Reifens der Anteil an haftender Fläche größer ist als beim schmäleren Reifen. Abbildung G.37 stellt diese



**Abb. G.37** Auswirkung unterschiedlicher Reifenbreiten auf das Reibungsverhalten in der Aufstandsfläche beim schräglaugenden Rad.  $\alpha$  Schräglaufwinkel. Dargestellt ist die seitliche Auslenkung der Gummielemente im Laufstreifen. Der erste Bereich, in dem die Verschiebung linear zunimmt, ist der Haftbereich (Formschlupf). Daran schließt der Bereich des Gleitens an. Bei gleichen Verhältnissen (Radlast, Fülldruck, Schräglaufwinkel) stellen sich etwa gleiche Deformationsverhältnisse ein. Beim breiten Reifen mit der kürzeren Latschlänge  $l_{\text{Latsch},2}$  führt das zu einem hohen Anteil an Haftfläche (schraffiert) bezogen auf die gesamte Aufstandsfläche

Überlegung schematisch dar. Der größere Haftanteil in der Aufstandsfläche bedeutet größere übertragbare Seitenkräfte für den breiten Reifen bei gleichen Bedingungen.

Breite Reifen übertragen auch Umfangskräfte besser und sind damit schmäleren überlegen. Ein kurzer Latsch verlangt vom Laufstreifen einen kleineren Biegewinkel beim Einlaufen auf die ebene Fahrbahn als ein langer. Dadurch wird dieser Anteil der Walkarbeit beim Breitreifen geringer. Ein Nachteil von Breitreifen ergibt sich durch den kurzen Latsch bei Nässe. Das Aquaplaningverhalten von kurzen Aufstandsflächen ist wesentlich schlechter als von langen.

**Rollwiderstand Rolling Resistance.** Die Reifeneinfederung und die damit verbundene Walkarbeit stellt eine der Hauptursachen für den Rollwiderstand des geradeaus rollenden Reifens dar. In Abb. G.29 ist zu sehen, dass die resultierende Gesamtvertikalkraft der Reifenaufstandsfläche  $F_{W,Z}$  einen Betrag  $e_R$  vor der Radmitte angreift. Dies führt zu einem Rollwiderstandsmoment  $M_R$ :

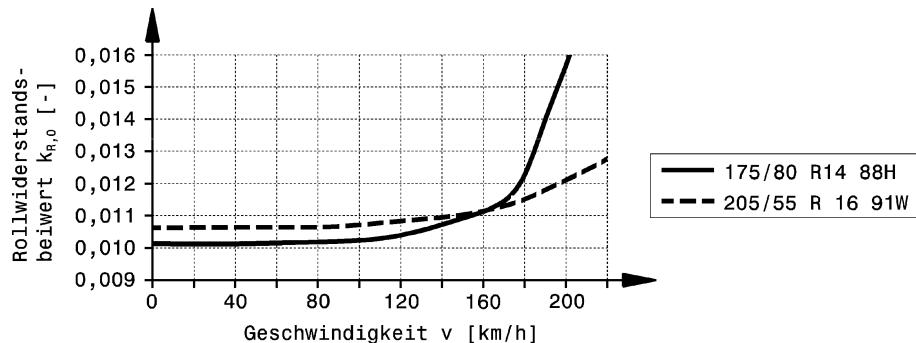
$$M_R = F_{W,Z} \cdot e_R$$

Aus dem Momentengleichgewicht am geradeaus rollenden Reifen mit dem Radius  $r_{\text{dyn}}$  ergibt sich daraus für die Rollwiderstandskraft  $F_R$ :

$$F_R = \frac{e_R}{r_{\text{dyn}}} F_{W,Z} = k_R \cdot F_{W,Z}$$

$k_R$  Rollwiderstandszahl, –.

Die Rollwiderstandszahl ist abhängig von der Reifenbauart, der Fahrbahn, der Radlast, der Fahrgeschwindigkeit und dem Fülldruck (vgl. Abb. G.23). Prinzipielle Verläufe sind Abb. G.38 zu entnehmen.



**Abb. G.38** Durchschnittswerte von Rollwiderstandszahlen für Serien-Radialreifen, gemessen auf einem Trommelprüfstand, nach [12]. Tatsächliche Werte weichen von den Trommel-Messwerten ab, siehe Text. H-Reifen sind nur bis 210 km/h zugelassen und weisen unter 160 km/h einen geringeren Rollwiderstand auf als z. B. V und W Reifen

Diese Werte werden auf einem Trommelprüfstand ermittelt. Dabei wird das Rad gegen eine Lauftrömmel gedrückt. Gegenüber den Messungen auf der Trommel ergeben sich zum Teil erhebliche Abweichungen auf realen Fahrbahndecken. Bei Asphalt steigt die Rollreibung um etwa 20 % an, auf rauem Beton um mindestens 30 %. Bei neuwertigen Fahrbahnen sind die Werte geringer als bei ausgefahrenen Oberflächen.

Der tatsächliche Wert  $k_R$  ergibt sich demnach aus dem Messwert  $k_{R,0}$  zu:

$$k_R = i_R \cdot k_{R,0}$$

$i_R$  Verhältniszahl, –.

Werte für  $i_R$ :

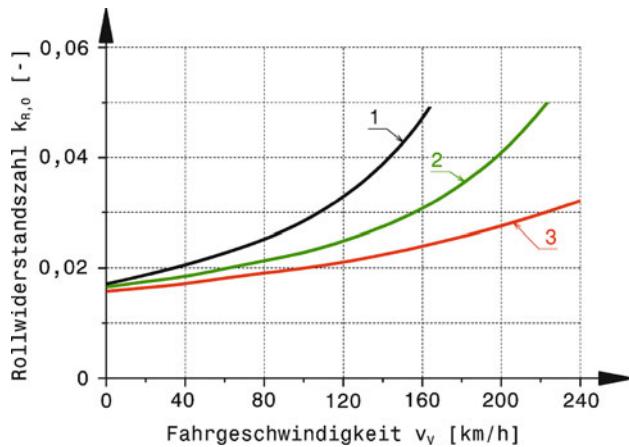
Oberfläche	$i_R$
Asphalt	1,2
Beton	1,3 bis 1,4
Kopfsteinpflaster	ca. 1,5
festgefaehrner Sand	ca. 4
loser Sand	bis 20

Den Einfluss der Reifenbauart auf den Rollwiderstand zeigt Abb. G.39 anhand einiger typischer Verläufe der Widerstandszahl über der Fahrgeschwindigkeit. Ein Rennreifen (3) ist für wesentlich höhere Geschwindigkeiten ausgelegt als ein Pkw-Reifen (1) und das schlägt sich u. a. in wesentlich geringerem Rollwiderstand bei gleichen Geschwindigkeiten nieder.

Regenreifen verdrängen in Profilrillen das Wasser der Fahrbahn von der Reifenaufstandsfläche. Durch diese Arbeit kann sich der Rollwiderstand bis zum 10-fachen erhöhen.

Den Einfluss der Temperatur auf den Rollwiderstand zeigt Abb. G.40. Über der Prüfzeit erhöht sich die Reifentemperatur durch die Walkarbeit und der Rollwiderstand nimmt ab. Man erkennt auch, dass die Temperaturerhöhung über der Zeit einen zulässigen Grenzwert anstrebt. Der Reifen kann so sicher betrieben werden. Zusätzlich ist noch ein Temperaturverlauf eines Reifens mit unzulässig niedrigem Fülldruck eingetragen. Dessen Temperatur steigt kontinuierlich an, was bei längerem Betrieb unvermeidbar zur Zerstörung des Reifens führen würde.

**Abb. G.39** Rollwiderstands-zahlen unterschiedlicher Reifen, nach [23]. 1 Pkw-Reifen, 2 Reifen für Sportwagen, 3 Rennreifen

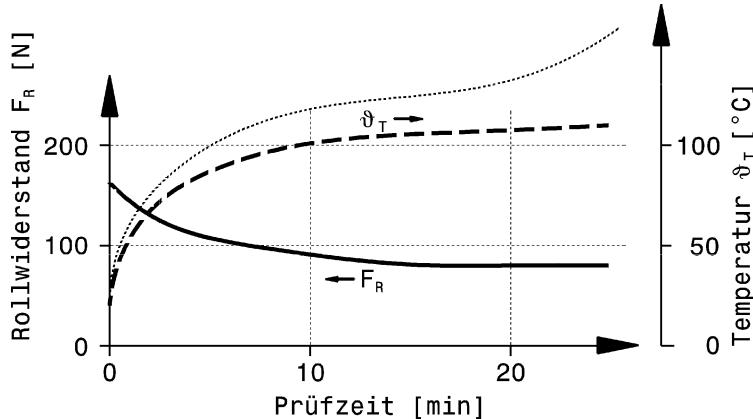


Weicht die Bewegungsrichtung eines Reifens von der Radebene ab (Schräglauft), erhöht sich der Rollwiderstand bezogen auf die tatsächliche Bewegungsrichtung des Reifens, Abb. G.41. Dabei trägt die Seitenführungskraft  $F_{W,Y}$  mit folgendem Anteil bei:

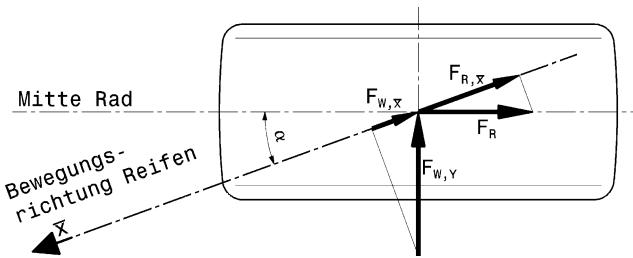
$$F_{W,\bar{x}} = F_{W,Y} \cdot \sin \alpha$$

Vom Rollwiderstand  $F_R$  bei geradeaus laufendem Rad wirkt folgende Komponente der Bewegung entgegen:

$$F_{R,\bar{x}} = F_R \cdot \cos \alpha$$



**Abb. G.40** Rollwiderstand in Abhängigkeit von der Reifentemperatur  $\vartheta_T$ , nach [1]. Reifen: 7,25-13 Nylon; Geschwindigkeit: 165 km/h; Radlast: 4000 N; Reifeninnendruck: 1,5 bar; Trommeldurchmesser: 2,5 m; Trommelkrümmung konvex, d. h. der Reifen wird an die Außenfläche der Trommel gedrückt. Aufgetragen ist der Anstieg der Reifentemperatur und der Abfall des Rollwiderstands über der Prüfzeit. Zusätzlich ist das Verhalten eines Reifens mit zu niedrigem Fülldruck eingetragen (schmal punktiert). Unzulässige Temperaturerhöhung würde nach einiger Zeit zur Reifenerstörung führen



**Abb. G.41** Kräfte, die der Bewegungsrichtung eines schräg laufenden Reifens entgegenwirken (Ansicht von oben). Sowohl die Seitenführungskraft als auch der Rollwiderstand hat einen Beitrag, der der Bewegungsrichtung des Reifens entgegenwirkt

Durch diesen Schräglaufeinfluss wirken folgende Umstände widerstandserhöhend:

- Vor/Nachspur (etwa 1 % Änderung je  $\delta_{V,0} = 10'$ ) bzw. Radstellungsfehler
- zunehmende Kurvengeschwindigkeit (größere Schräglaufwinkel)
- Spurweitenänderung beim Ein- und Ausfedern
- produktionsbedingter Geradeauslauf Fehler des Reifens
- Sturzstellung des Reifens (Einfluss kann bis  $\pm 2^\circ$  vernachlässigt werden).

Durch den Schlupf und den Schräglauft nimmt der Reifen zusätzlich Energie auf ohne diese in Vortrieb umzusetzen. Ein Teil der Leistung wird demnach bereitgestellt um den Reifen zu deformieren:

$$P_{ls,a} = F_{W,\bar{x}} \cdot v$$

$$P_{ls,S} = F_{W,X} \cdot v \cdot \frac{S_{W,X,a}}{1 - S_{W,X,a}}$$

$P_{ls,a}$  Verlustleistung durch Schräglauft

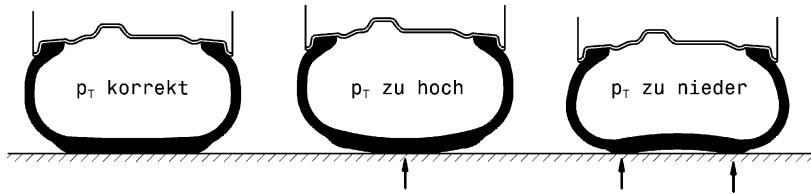
$P_{ls,S}$  Verlustleistung durch Antriebsschlupf

Eine Vorstellung über die Größenverhältnisse solcher Verluste bei Formel-1-Wagen (Gesamtmasse 675 kg) liefert Tab. G.4.

Beim Überschreiten einer bestimmten Geschwindigkeit, genauer bei einer bestimmten Raddrehzahl, kommt es zur Zerstörung des Reifens durch erhöhte Walkarbeit und Zentrifugalbeschleunigung.

**Tab. G.4** Verlustleistung der Reifen bei Beschleunigung, Bremsung und Kurvenfahrt eines Formel-1-Wagens, nach [21]

Geschwindigkeit km/h	Fahrzustand	Verformungszustand	Verlustleistung kW
100	1,2g Beschleunigung	3 % Schlupf	6,7
100	1,2g Beschleunigung	6 % Schlupf	13,4
300	3,5g Bremsung	3 % Schlupf	58,2
300	3,5g Bremsung	6 % Schlupf	116,3
240	3,5g Querbeschleunigung	3° Schräglauft	80,5
240	3,5g Querbeschleunigung	6° Schräglauft	160,3



**Abb. G.42** Einfluss des Fülldruckes auf die Reifenerwärmung. Sowohl ein zu hoher als auch ein zu niedriger Fülldruck wirken sich negativ auf die Druckverteilung im Latsch aus und senken Laufleistung und Kraftübertragung

Jeder Reifen besitzt demnach eine bauartbedingte Höchstgeschwindigkeit, die nicht überschritten werden darf.

**Temperatur Temperature.** Durch Reibung und Deformation (vgl. Abb. G.12) wird Wärme freigesetzt. Ein Teil dieser Wärme wird durch Konvektion an die Umgebung abgeführt. Gummi ist jedoch ein schlechter Wärmeleiter und es stellt sich eine relativ hohe Materialtemperatur ein. An heißen Tagen können Höchstwerte um 130 °C [9] unmittelbar nach der Ankunft in der Box gemessen werden. Bei der Reifenentwicklung wird daher großes Augenmerk auf die Temperatur der Gummimischung im Betrieb gelegt. Üblicherweise werden Temperaturen im Stand gemessen. Der nadelartige Messaufnehmer wird in den Laufstreifen bis zum Unterbau eingedrückt. Es gibt aber auch optische Messverfahren, die die Oberflächentemperatur erfassen (vgl. Abb. Q.3). Solche berührungslose Messungen sind auch während der Fahrt möglich und zeigen Werte von 150 °C [16]. Spitzenwerte liegen bei 180–190 °C. Die Temperatur kann sich mit einer Rate von 10 °C/s ändern [22]. Das erklärt auch den großen Unterschied zwischen Messungen in der Box und im Betrieb. Zwischen Innen- und Außenreifen sind auch Temperaturdifferenzen von 40 bis 65 °C keine Seltenheit.

Die Temperatur wird beeinflusst durch: Fahrzeuggewicht, Fahrverhalten des Fahrzeugs, Reifenfülldruck, Gummizusammensetzung und Reifenaufbau, Umgebungstemperatur und Fahrbahntemperatur [9].

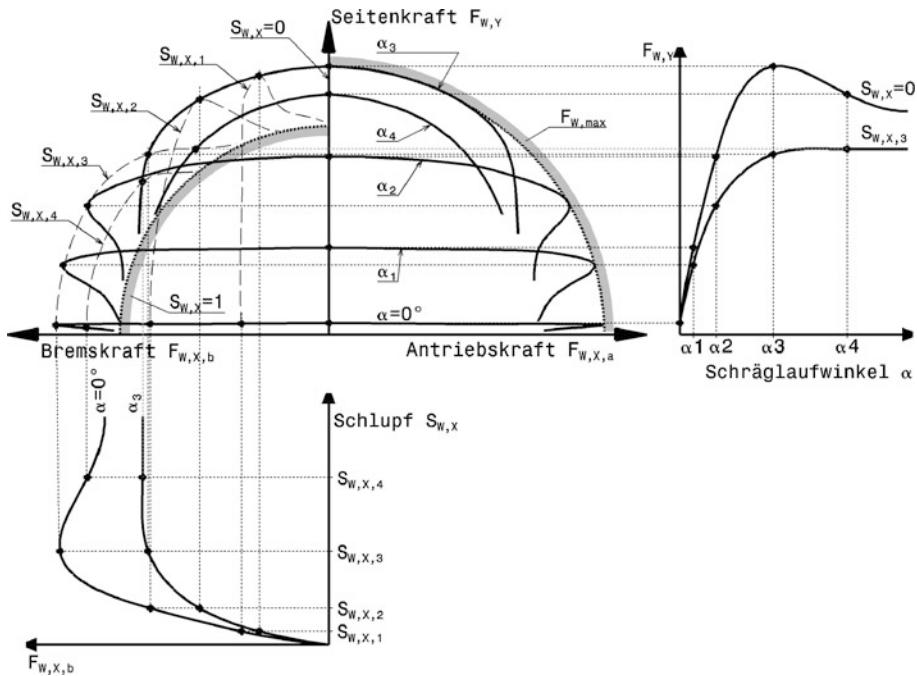
Der Fahrzeugkonstrukteur kann dabei das Gewicht und das Fahrverhalten beeinflussen. Durch Ändern des Reifendurchmessers kann die Temperatur in Grenzen beeinflusst werden (siehe Wahl der Reifengröße) [9].

Der Fülldruck beeinflusst die Druckverteilung im Latsch und damit die Temperatur. Ist der Druck zu groß, ist die Temperatur in der Mitte des Laufstreifens höher als an den Rändern, Abb. G.42. Ein zu niedriger Fülldruck lässt die Temperaturen an den Reifenschultern höher werden.

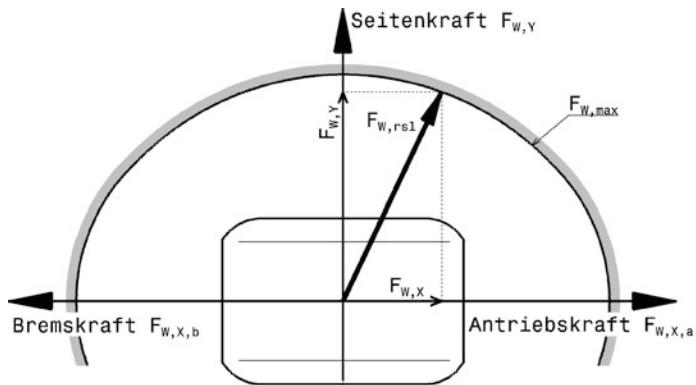
Für die größtmögliche Reibkraft eines Reifens muss die Temperatur über der Laufstreifenbreite konstant sein. Die Fahrwerksgometrie beeinflusst die Temperaturverteilung. Einseitig höhere Temperaturen können ihre Ursachen in einem zu großen Sturz oder einer zu großen Vorspur haben. Die Reifenschultern, welche Fahrbahnkontakt haben, weisen die höheren Temperaturen auf.

**Verhalten bei kombinierten Belastungen Behaviour Under Combined Forces.** Kombiniert man die Kennlinien aus Umfangs- und Seitenkräften zu einem Kennfeld, so wird deutlich, dass die Einhüllenden der Maximalwerte auf einer annähernden Ellipse liegen, Kurve  $F_{W,\max}$  in Abb. G.43.

Ein Reifen kann die größtmögliche Kraft nur in einer Richtung übertragen. Soll ein Fahrzeug die maximale Querbeschleunigung aufbauen, so darf der Fahrer weder Bremsen noch Gas geben. Umgekehrt kann in einer Kurve nicht voll beschleunigt werden. Will man dennoch in einer Kurve beschleunigen, diktieren die in Anspruch genommene Seitenkraft  $F_{W,Y}$  des kurvenäußeren Rads, wie groß die Umfangskraft  $F_{W,X}$  sein darf, damit die Seitenkraft erhalten bleibt, Abb. G.44. Wird diese

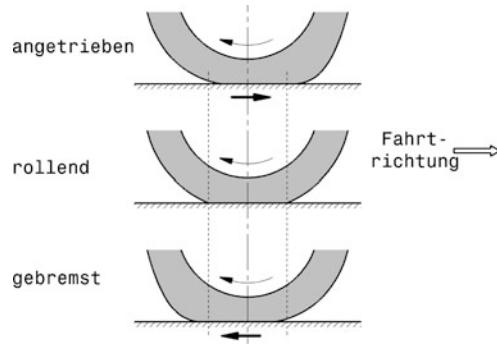


**Abb. G.43** Zusammensetzen eines Reifenkennfelds aus den Kennlinien Seitenkraft über Schräglau und Umfangskraft über Schlupf, idealisiert, nach [17]. Neben der Einhüllenden der maximal übertragbaren Kraft  $F_{W,max}$  ist die Grenzkurve für das blockierte Rad ohne Schräglau ( $S_{W,x} = 1$ ) eingetragen



**Abb. G.44** Kombination von Umfangs- und Seitenkraft an einem Rad in einer Kurve, schematisch. Das vollständige Diagramm ist symmetrisch, also für positive und negative Seitenkräfte (Kurvenfahrt nach links und rechts) gleich. Die resultierende Gesamtkraft  $F_{W,rs1}$  setzt sich aus einem Seitenkraft- und einem Umfangskraftanteil zusammen. Größer als die vom Reifen vorgegebene Grenze ( $F_{W,max}$ ) kann die Vektorsumme der beiden Anteile nie werden

**Abb. G.45** Verschiebung der Reifenaufstandsfläche durch den Einfluss von Umfangskräften

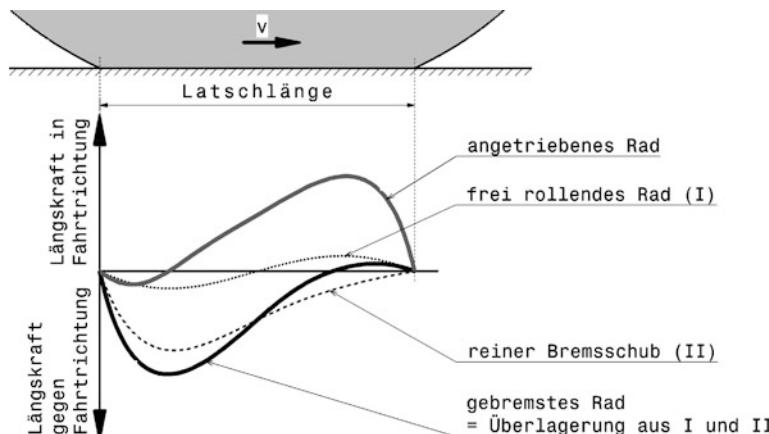


maximal übertragbare Kraft überschritten, reduziert sich die übertragbare Seitenkraft entsprechend, das Rad beginnt zu gleiten und der Wagen bricht an der entsprechenden Achse aus.

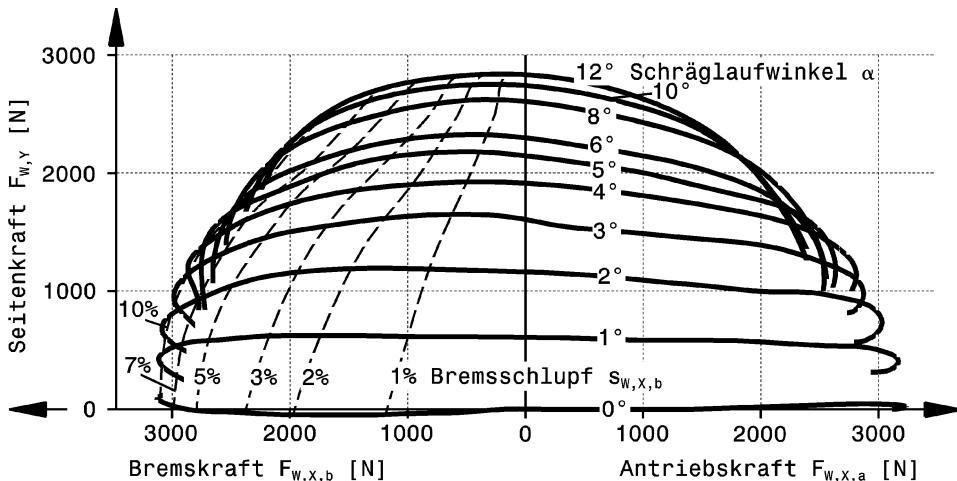
Gegenüber dem rein rollenden Rad wandert die Aufstandsfläche beim beschleunigten Reifen nach vor oder zurück, je nachdem wie die Umfangskräfte angreifen, Abb. G.45. Schon daraus wird offensichtlich, dass für den Reifen Brems- und Antriebskräfte nicht gleich wirken.

Betrachtet man die Kraftverteilung in der Aufstandsfläche genauer, so erhält man den im Abb. G.46 idealisiert dargestellten Verlauf. Der Umfangsschub im Latsch ist nicht einmal beim frei rollenden Rad konstant und ändert seinen Verlauf durch Einwirken äußerer Kräfte erheblich. Beim angetriebenen Rad liegt das Schwergewicht der Längskräfte im vorderen Latschbereich, beim Bremsen im auslaufenden. Wegen dieser unsymmetrischen Verteilung der Schubspannungen ist der Schlupf beim Bremsen größer als beim Antrieben.

In einem realen Kennfeld sind die Linien gleichen Schräglauwinkels tatsächlich nicht symmetrisch. In Abb. G.47 erkennt man einen deutlichen Unterschied zwischen Antrieben und Bremsen. Reine Bremskräfte (d. h.  $\alpha = 0^\circ$ ) können schlechter übertragen werden als Antriebskräfte.



**Abb. G.46** Idealisierter Umfangsschubverlauf im Latsch, nach [18]. Über der Latschlänge ist der Längskraftverlauf in der Reifenaufstandsfläche bei unterschiedlichen Zuständen aufgetragen. Die auf den Reifen wirkende Gesamtkraft ergibt sich durch Integration der Kurve für das angetriebene bzw. gebremste Rad über der Latschlänge



**Abb. G.47** Beispiel für ein gemessenes Reifenkennfeld, nach [12]. Untersuchter Reifen: Radialreifen 185/65 R14 86 S, Fülldruck: 1,5 bar, Radlast: 2940 N, Die maximale Seitenkraft  $F_{W,Y}$  beträgt 2850 N, die größte Bremskraft  $F_{W,X,b}$  3130 N

Der Unterschied zwischen den Umfangskräften hängt auch von der Bauart des Reifens ab. Diahonalreifen reagieren stärker auf eine Umfangskraftänderung – Frontantrieb wurde so erst mit Radialreifen möglich.

Das Verhalten des Reifens bei Änderung einzelner Parameter wird auf Prüfständen quasistatisch untersucht. Beim realen Betrieb verändern Parameter ihre Charakteristik durch das gleichzeitige Auftreten anderer Erscheinungen, wie z. B. Überlagerung einer Seitenkraft beim Antreiben und Bremsen, dynamische Radlastschwankungen und Fahrbahnoberflächenbeschaffenheit.

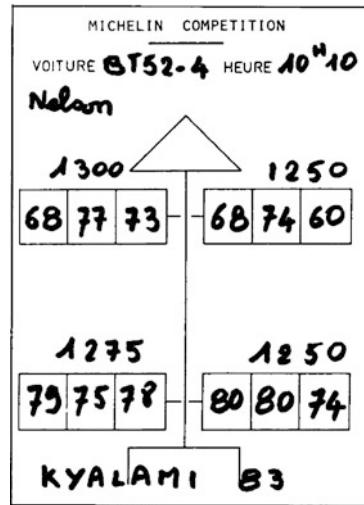
Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass für größtmöglich übertragbare Umfangs- und Seitenkräfte der Kontaktdruck im Latsch niedrig und die Druckverteilung möglichst homogen gehalten werden soll. Für jede Gummimischung gibt es einen Temperaturbereich, in dem die höchsten Kreditschlusswerte erreicht werden. Außerhalb dieses Bereichs sind die Reibbeiwerte deutlich kleiner.

## 2.4 Wahl der Reifengröße Choosing of Wheels

Bei Serienfahrzeugen wird bei der Bestimmung der Reifenmindestgröße von der Achslast bzw. Radlast ausgegangen. Weitere Kriterien sind Höchstgeschwindigkeit und Verfügbarkeit der Reifendimension.

Die Reifengröße von Rennfahrzeugen wird meist vom Reglement in bestimmten Grenzen vorgegeben. Weitere Überlegungen folgen aus fahrdynamischen Einflüssen. Reifen mit kleinem Durchmesser sind leichter (ungefederte Masse!) und haben geringes Massenträgheitsmoment. Größere Durchmesser senken zwar den Rollwiderstand, heben aber auch die Radmitte und somit zumindest Teile des Fahrzeugs zwangsläufig mit, was die Schwerpunkthöhe negativ beeinflusst. (Ein Vorteil ist eine Vergrößerung der Latschfläche mit steigendem Durchmesser bei gleicher Reifenbreite, wodurch größere Umfangskräfte möglich sind.) Je größer der Reifendurchmesser desto weicher kann die Laufflächenmischung sein, weil die spezifische Belastung des Gummis abnimmt und die Temperatur bei sonst gleichen Verhältnissen sinkt.

**Abb. G.48** Temperaturblatt eines Formel-1-Fahrzeugs [9]. Das Blatt zeigt die Temperaturen an drei Stellen von allen vier Rädern gemessen nach einem Trainingslauf. Die Antriebsräder weisen höhere Temperaturen auf



In einem größeren Rad lässt sich auch eine größere Brems Scheibe unterbringen. Bei gleichem Außendurchmesser erzielt eine Verkleinerung des Höhen/Breitenverhältnisses des Reifens denselben Effekt.

Ein kleines Höhen/Breitenverhältnis führt auch zu seitensteiferen Reifen, was der Fahrer als exakteres Reagieren auf Lenkbewegungen empfindet und was daher im Extremfall eine größere Lenk-übersetzung erforderlich machen kann (siehe Kap. J *Lenkung*).

Breitere Reifen erhöhen bis zu einem gewissen Wert das Seitenkraftpotential, vergrößern jedoch gleichzeitig den Luftwiderstand. Bei Einsitzern mit freistehenden Rädern (als Extrembeispiel) kann der Anteil der Reifen am Gesamtluftwiderstand des Fahrzeugs bis zu 40 % ausmachen [8].

Durch Produktionstoleranzen bedingte unterschiedliche Reifendurchmesser führen zu richtungsabhängigen Fahrverhalten in Kurven. Manche Fahrer wünschen eine Kollerneigung (*stagger*) der Hinterräder. Dabei werden bewusst links und rechts Reifen mit unterschiedlichen Durchmessern montiert, was die Kurvenfahrt in eine Richtung durch einen Kegelrolleffekt begünstigt. Diese Maßnahme ist allerdings auf Diagonalreifen und Ovalstadien beschränkt. Im Allgemeinen werden die Räder jedoch satzweise, also mit gleichem Durchmesser, ausgesucht um das Fahrverhalten nicht zu ändern [9]. Reifen mit einem kleinen Höhen/Breitenverhältnis sind leichter auf den Nenndurchmesser zu fertigen; ebenso wie Radialreifen auf gleichen Abrollumfang gefertigt werden.

Eine Überprüfung, ob die Reifenparameter (Dimension, Gummimischung, Fülldruck, Radlast, ...) richtig gewählt wurden, wird an der Rennstrecke durch Ermitteln der Laufflächentemperatur über der Reifenbreite vorgenommen, Abb. G.48. Der übliche Temperaturbereich liegt etwa zwischen 80 und 100 °C [8]. Es werden jedoch auch Gummimischungen eingesetzt, die wesentlich niedrigere Temperaturen brauchen. Solche Reifen werden eingesetzt, wenn Reifenvorwärmer verboten sind und die Strecke kurz ist. Bei Bergrennen ist dies beispielsweise der Fall. Der Reifen sollte über der gesamten Breite dieselbe Temperatur aufweisen und alle Reifen des Fahrzeugs sollten ähnliche Werte aufweisen.

Reifen, die nicht den optimalen Temperaturbereich erreichen, sind überdimensioniert und übertragen nicht die Kraftwerte, die bei optimaler Reifenwahl möglich wären [8].

**Abb. G.49** Arten von Reifen.  
**a** Trockenreifen (Slick), **b** asymmetrischer Regenreifen für die Vorderachse, **c** Formel-1-Trockenreifen mit Rillen



## 2.5 Reifendaten *Specifications*

Zum Vergleich zeigt Tab. G.5 einige Reifendaten.

## 2.6 Reifenarten *Types of Tyres*

Abgesehen davon, dass die Wetterbedingungen sich ändern können, bleibt auch das Reifenverhalten an und für sich während eines Rennens nicht konstant, sondern ändert sich durch den Einfluss der zu übertragenen Kräfte. Durch die Walkarbeit steigt die Temperatur (Gummi ist ein schlechter Wärmeleiter) und somit der Reifeninnendruck, außerdem ändert sich das Werkstoffverhalten. Die Rundenzeiten werden demnach im Laufe eines Rennens in der Regel immer schlechter. Darüber hinaus ändert sich das Fahrverhalten stark bei Fahrzeugen mit nur einer angetriebenen Achse. Die angetriebenen Reifen sind grundsätzlich höher belastet und werden daher härter gewählt als die nicht angetriebenen. Bei Hinterradantrieb führt dies zu Untersteuern im ersten Teil eines Rennens. Gegen Ende der Wettfahrt bzw. bevor die Reifen gewechselt werden übersteuert das Fahrzeug, weil die Reifen der Hinterachse seitenweicher geworden sind als die der Vorderachse. Bei Langstreckenrennen hat sich eine laufende Kontrolle des Reifeninnendrucks bewährt. Abweichungen vom Sollwert im Verlauf des Rennens werden den Fahrern bzw. den Renningenieuren angezeigt, so dass die Reifen bei sich anbahnenden Schäden gewechselt werden können [13].

Ein Reifen besteht aus etwa 150 verschiedenen Bestandteilen. Das führt zu einer Unmenge an Variationsmöglichkeiten. 150 verschiedene Reifenlösungen werden allein in der Formel 1 jährlich von

**Tab. G.5** Reifendaten von ausgesuchten Rennfahrzeugen

Fahrzeug		Dimension	Fülldruck bar	Betriebstemperatur °C	Masse <sup>1)</sup> kg
Formel 1 [2]	vorne	9,5/25,5-13	1,4 bis 1,65	ca. 120 ( $\Delta p$ )	9–10
	hinten	13,0/26,0-13	1,2 bis 1,3	ca. 0,7 bar)	11–12
Formel Renault [4]	vorne	16/53-13	1,45 (warm)		
	hinten	23/57-13	1,6 (warm)		

<sup>1)</sup> Reifen und Rad zusammen

einem Hersteller getestet. Grundsätzlich lassen sich aber im Rennsport drei Reifenarten unterscheiden, vgl. Abb. G.49:

- a) Trockenreifen: Bestehen aus einer härteren Gummimischung und sind dadurch auch ausdauernder. Völlig profillose Reifen (Slicks) werden seit 1971 eingesetzt [5]. Zur Verschleißkontrolle weisen Slicks einige zylindrische Vertiefungen mit ca. 4 mm Durchmesser in der Lauffläche auf, die bis zum Ende der nutzbaren Gummischicht reichen.
- b) Regenreifen: Weisen eine weichere Gummimischung und ein wasserdrainierendes, tiefes Profil auf, das bis zu 90 l/s Wasser bei hohen Geschwindigkeiten verdrängen kann [2].
- c) Intermediates: Stellen einen Kompromiss der beiden erstgenannten Typen dar und werden für gemischte Wetterverhältnisse eingesetzt.

Von einem bestimmten Typ werden zudem noch weitere Abstufungen angeboten. So gibt es beispielsweise Trockenreifen in den Ausführungen: Hard, medium, soft und extra-soft. Diese Abstufungen betreffen in erster Linie die Laufflächenmischung.

Die Wahl des Reifentyps hängt jedoch nicht nur vom Wetter, sondern auch von der Rennstrecke ab. Manche Rennstrecken sind für ihren enormen Reifenverschleiß bekannt, von anderen weiß man, dass sogar Soft-Mischungen länger halten als üblich. Weitere Einflussgrößen für die Wahl der Gummizusammensetzung sind die Lufttemperatur, die Fahrbahntemperatur und die Streckenlänge des Rennens. Extra weiche Mischungen werden bei geringer Luft- und Fahrbahntemperatur und geringer Streckenlänge (ca. 50 km) eingesetzt.

Formel-1-Reifen sind für eine Laufleistung von nur 200 bis 300 km konzipiert. Die gewünschte Lebensdauer ergibt sich in vielen Rennklassen aus der Tatsache, dass der Radwechsel schneller vollzogen ist als das Nachtanken d. h. es hat keinen Sinn bei der Reifenkonstruktion einen Kompromiss einzugehen, damit die Reifen länger halten als eine Tankfüllung. Serien-Pkw-Reifen erreichen zum Vergleich je nach Pflege und Fahrweise etwa 25.000–50.000 km. Bei Langstreckenrennen werden die Reifen bei günstigen Verhältnissen (geringere Temperaturen bei Nachfahrt) erst nach 500 bis 700 km gewechselt [13].

## 2.7 Ventil Valve

Ventile werden gebraucht zum Befüllen der Reifen und zum Halten des gewünschten Drucks. Bei Serienfahrzeugen sind meist Gummiventile (Abb. G.50, Maße dazu siehe Tab. G.6) zu finden, die bis zu einem Druck von 4,2 bar eingesetzt werden können. Bei sehr hohen Raddrehzahlen erfahren Ventile durch die Trägheit Biegebeanspruchungen, die zu Undichtigkeit führen können. Bei Sportwagen und Rennfahrzeugen stützt sich daher das Ventil nach außen an der entsprechend gestalteten Felge ab oder es werden geschraubte Metallfußventile, Abb. G.51, eingesetzt.

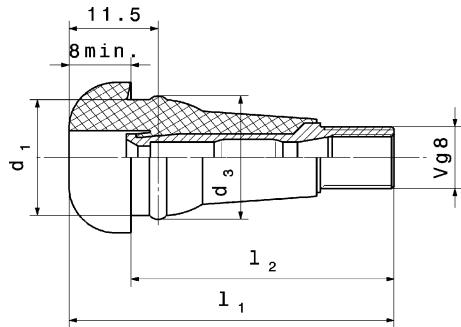
---

# 3 Räder *Wheels*

## 3.1 Anforderungen Requirements

Räder gehören zu den so genannten ungefederten Massen und sollten daher möglichst leicht sein. Das Massenträgheitsmoment um die Drehachse soll möglichst gering sein, es wirkt ja der Beschleunigung und Verzögerung entgegen. Der Rundlauf soll möglichst exakt sein. Räder sollen leicht zu wechseln

**Abb. G.50** Gummiventil für schlauchlose Reifen nach DIN 7780, Snap-In-Ventil. Der Ventilkörper aus Metall ist in einen Gummimantel einvulkanisiert. Das eigentliche Ventil wird in den Ventilkörper eingeschraubt. Die Abdichtung zur Felge übernimmt der außen liegende Gummimantel



sein. Sie müssen die von den Reifen eingeleiteten Kräfte über die Radnabe an den Radträger weiterleiten.

Bei im Rad untergebrachten Bremsen können die Räder auch einen Beitrag zur Bremsenkühlung leisten bzw. sie dürfen die Bremsenbelüftung wenigstens nicht behindern.

Außerdem sind vor allem die Radschüsseln bzw. -scheiben auch ein Stylingelement.

Bei den heute sowohl bei Serien- als auch bei Rennfahrzeugen üblichen schlauchlosen Reifen müssen Felgen auch luftdicht sein und eine Sicherheitskontur aufweisen, die ein schlagartiges Entweichen der Luft bei Kurvenfahrt mit abgesunkenen Fülldruck verhindert.

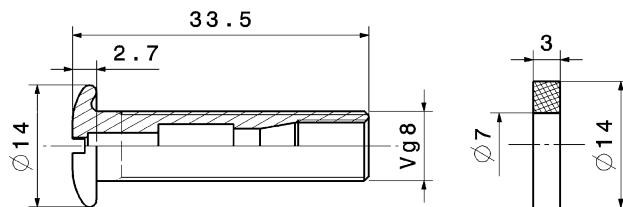
**Tab. G.6** Gummiventile, Maße in [mm]

DIN	ETRTO <sup>1)</sup>	TRA <sup>2)</sup>	Ventillochdurchmesser in Felge <sup>+0,4</sup> 0	$l_1$ <sup>3)</sup>	$l_2$	$d_1$	$d_3$
43 GS 11,5	V2-03-1	TR 413	11,3	42,5	34	15,0	16,0
49 GS 11,5	V2-03-2	TR 414	11,3	48,5	40	15,0	16,0
43 GS 16	V2-03-3	TR 415	15,7	42,5	34	19,2	20,2

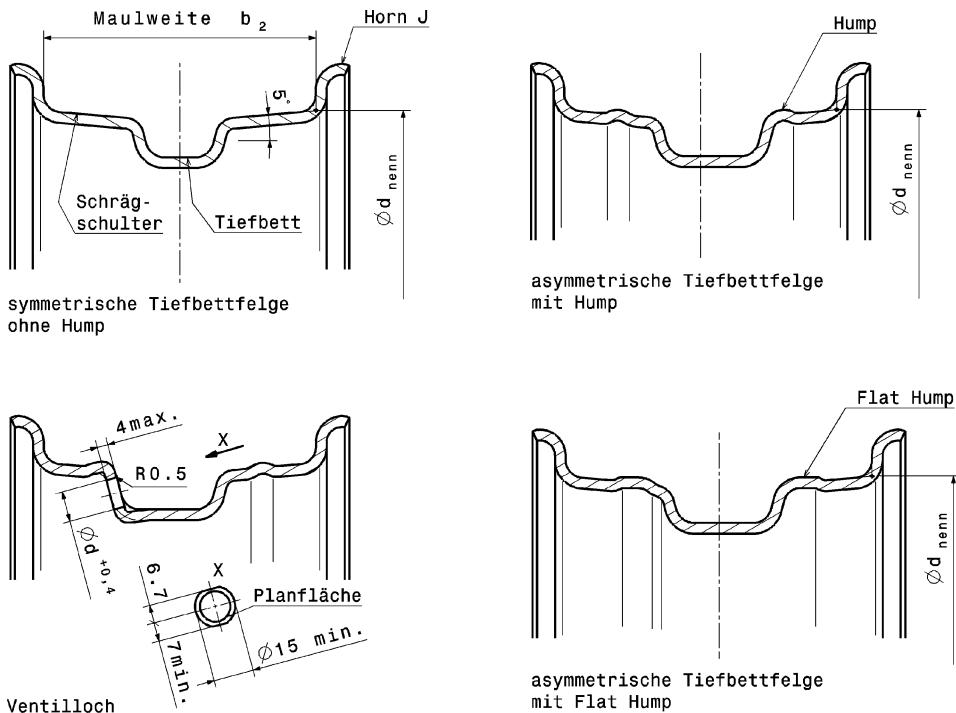
<sup>1)</sup> European tyre and rim technical organisation

<sup>2)</sup> The tire and rim association Inc. USA

<sup>3)</sup> Maßbezeichnung siehe Abb. G.50



**Abb. G.51** Gerades Ventil mit Metallfuß nach DIN 7782 für Ventilloch in der Felge mit 8,3 mm Durchmesser. Das eigentliche Ventil wird in den dargestellten Ventilkörper eingeschraubt. Auf den Ventilkörper kommt noch eine Ventilkappe aufgeschraubt. Die Dichtung zur Felge übernehmen zwei Dichtringe wie dargestellt, die jeweils an der Innen- und Außenseite der Felge anliegen



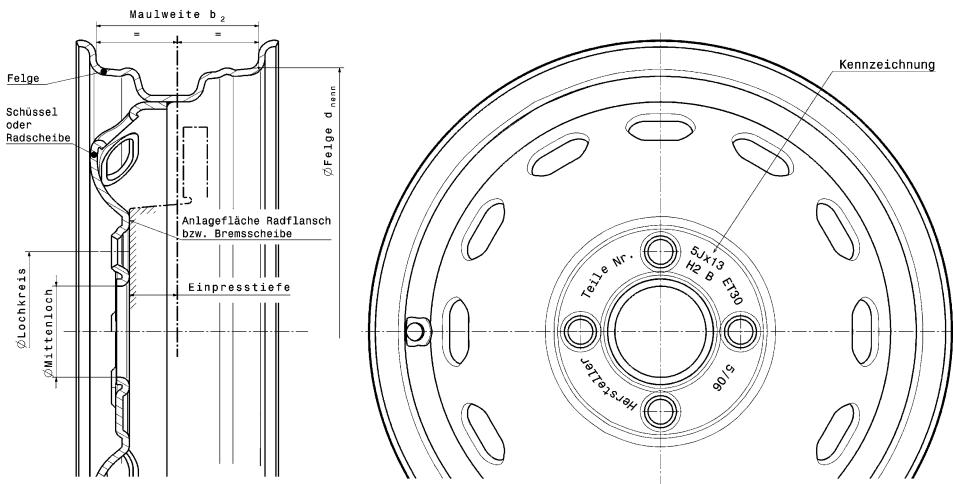
**Abb. G.52** Arten von Felgen und Bezeichnungen.  $d_{nenn}$  Felgendurchmesser, Ventillochdurchmesser: 8,8 mm, 11,3 mm oder 15,7 mm. Bei den dargestellten Querschnitten ist die reifenseitige Kontur in Normen festgelegt. Dabei sind der Sitz und die Sicherung des Reifens wesentlich. Die übrigen Konturen bleiben den Herstellern überlassen

Räder erreichen auch bei Pkw-üblichen Fahrgeschwindigkeiten eine hohe Drehzahl, die ein Auswuchten erfordern. Deshalb muss auch Platz bzw. Freiraum für Auswuchtmassen vorhanden sein.

### 3.2 Bezeichnungen von Rädern *Designation of Wheels*

Ein Rad besteht aus Felge (*rim*) und Radschüssel (*wheel disc*). Die Felge nimmt den Reifen auf und ist für dessen Sitz und Sicherung verantwortlich. Die Innenform von Felgen ist daher genormt und bei Serienfahrzeugen werden Reifen/Felgenkombinationen freigegeben. Zur Sicherung des Reifens werden Felgen mit einem Hump (engl. für Höcker, Wulst) ausgeführt, Abb. G.52. Zur Montage des Reifens auf der Felge wird eine Vertiefung gebraucht, das Tiefbett (*drop centre*).

Die Befestigungsmöglichkeit der Felge zur Nabe stellt die Radschüssel (Radscheibe) dar. Die Flanschebene muss nicht mit der Radmitte zusammenfallen. Im Gegenteil – durch negativen Lenkrill-



**Abb. G.53** Aufbau und Bezeichnungen eines Scheibenrads mit positiver Einpresstiefe. Dieses Stahlrad wird aus zwei Teilen – Schüssel und Felge – zusammengeschweißt

**Tab. G.7** Bezeichnungen der Humps

Benennung	Art der Sicherheitsschulter		Kennbuchstabe
	Felgenaußenseite	Felgeninnenseite	
Einseitiger Hump	Hump	normal	H
Doppelhump	Hump	Hump	H 2
Einseitiger Flat Hump	Flat Hump	normal	FH
Doppelseitiger Flat Hump	Flat Hump	Flat Hump	FH 2
Kombinationshump	Flat Hump	Hump	CH

radius oder Platzbedarf von Radaufhängungssteilen wird ein Abstand erforderlich, die Einpresstiefe, Abb. G.53. Diese kann positiv oder negativ ausgeführt sein.

Bezeichnungsbeispiel eines Rads:

6 1/2 J x 16 H2 B ET 45 mit:      6 1/2 = Maulweite in Zoll, entspricht 165,1 mm

J = Hornausführung

x = Tiefbett

16 = Felgendurchmesser Zoll-Code, siehe Tab. G.8  
 $d_{\text{nenn}} = 405,6 \text{ mm}$

H2 = Doppelhump, siehe Tab. G.7

B = asymmetrisches Tiefbett

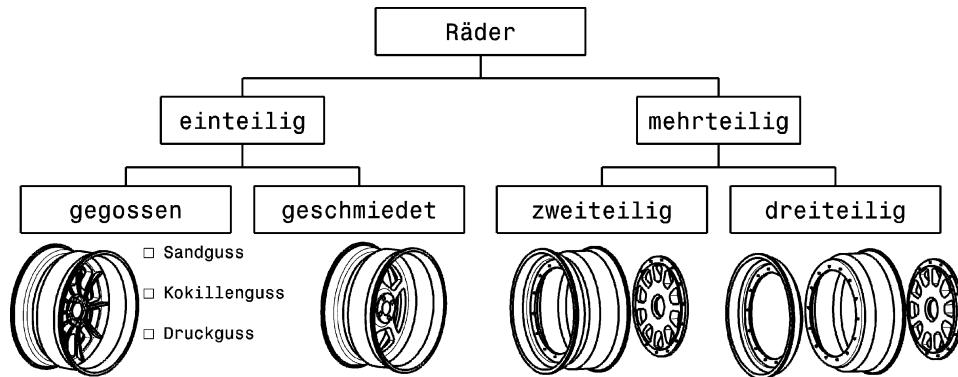
ET45 = Einpresstiefe beträgt 45 mm

**Tab. G.8** Felgendurchmesser Zoll-Codes

Felgenbezeichnung (Zoll Code)						
	13	14	15	16	17	18
$d_{\text{nenn}}$ , mm	329,4	354,8	380,2	405,6	436,6	462,0
						487,4

**Tab. G.9** Wichtige Anschlussmaße von Serienräädern, nach DIN 74 361 T1

Anzahl der Schraubenlöcher	$\varnothing$ Lochkreis, mm Toleranz: $\pm 0,1$	$\varnothing$ Mittenloch, mm	$\varnothing$ Nabenzugbund d6, mm	Gewinde des zugehörigen Bolzens
4	100	57	56,5	M12 × 1,5 Kegelbund 60°
		60	59	M12 × 1,5 Kegelbund 60° M14 × 1,5 Kugelbund
4	130	80	79	M14 × 1,5 Kugelbund
5	112	63	62	M12 × 1,5 Kegelbund 60°
		66,6	66	M12 × 1,5 Kugelbund M14 × 1,5 Kugelbund
5	120	72,4	72	M12 × 1,5 Kegelbund 60°
5	130	90	89	M12 × 1,5 Kegelbund 90°
		85	84	M14 × 1,5 Kugelbund

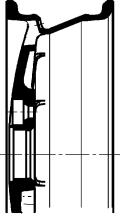
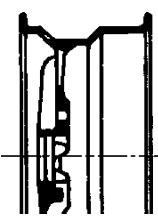
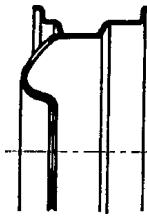
**Abb. G.54** Arten von Rädern. Zweiteilige Räder bestehen aus Felge und Radstern oder Radschüssel. Dreiteilige Räder setzen sich aus Außen- und Innenfelge, sowie dem Radstern zusammen

### 3.3 Arten von Rädern *Types of Wheels*

Eine grundsätzliche Übersicht der Arten von Rädern bietet Abb. G.54. Demnach können Räder aus einem Stück hergestellt oder aus mehreren Teilen zusammengesetzt werden.

Räder werden aus Stahl, Aluminium- und Magnesiumlegierungen hergestellt. Die Räder werden in dieser Reihenfolge zwar leichter aber auch teurer. Magnesiumräder werden im Rennsport üblicherweise bevorzugt. Räder aus faserverstärkten Kunststoffen fristen (noch) ein Exotendasein. Der Hauptgrund liegt jedoch nur darin, dass sie in vielen Rennserien vom Reglement nicht erlaubt

**Tab. G.10** Gegenüberstellung von Aluminiumrädern, nach [1]

Herstellung	Gussrad	Schmiederad	Spaltrad
Kriterium			
Werkstoff	EN AC-AlSi12Mg	AlMgSi1 F31	AlMgSi1 F31
Formgestaltung	vielfältig	eingeschränkt	stärker eingeschränkt
Oberfläche	lackiert	anodisch oxydiert	anodisch oxydiert
Gegen chem. Angriff	beständig	anfällig	anfällig
Masse bezogen auf Gussrad	1	0,82	0,75 <sup>1)</sup>
Herstellungskosten	gering	hoch	hoch <sup>2)</sup>
Darstellung			

<sup>1)</sup> Diese Masseabsenkung beim Spaltrad gegenüber dem Schmiederad lässt sich mit einer Absenkung der Wöhlerlinie begründen.

<sup>2)</sup> Das Spaltrad fand aus Kostengründen keine Akzeptanz am Pkw-Markt [6].

werden. Es gibt einige erfolgreiche Entwicklungen, welche die geforderten Abnahmetests bestanden haben.

Eine weitere Unterscheidung von Rädern bietet die Bauweise. Räder lassen sich in Integral- und Differenzialbauweise darstellen. Mehrteilige Räder haben den Vorteil, dass im Schadensfall nur beschädigte Teile ausgewechselt werden müssen. Darüber hinaus kann die Maulweite und Einpresstiefe der Felge relativ einfach verändert werden und jeder Teilbereich kann mit dem bestgeeigneten Werkstoff ausgeführt werden, z.B. zähe Aluminiumlegierung für Felge und leichte Magnesiumlegierung für Radstern, Abb. G.57. Als Nachteile sind neben der höheren Masse zu werten: Mögliche Undichtigkeiten bei dreiteiligem Aufbau und erhöhter Wartungsaufwand durch die Vielzahl der Schraubverbindungen, die kontrolliert werden müssen.

Einteilige Räder werden nach dem Gießen oder Schmieden des Rohlings spanend fertig bearbeitet. Sie weisen daher eine höhere Rundlaufgenauigkeit auf als Mehrteilige. Wobei in dieser Kategorie Leichtmetallräder wiederum exakter laufen als Räder aus Blechpressteilen.

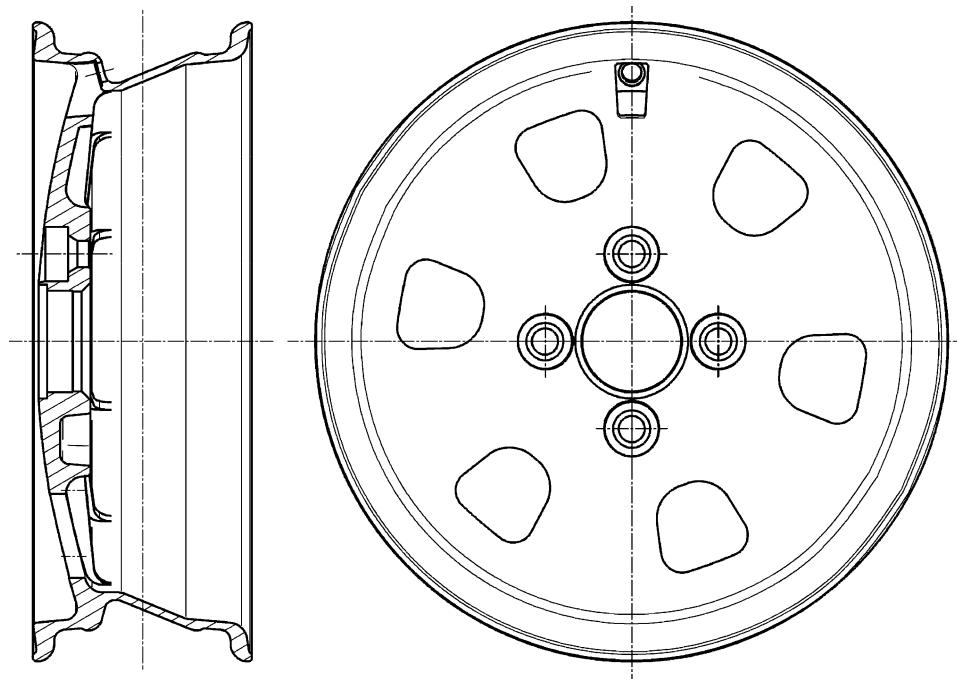
Einen Vergleich von Aluminiumrädern nach ihrer Fertigungsart liefert Tab. G.10.

Ein Gussrad für einen Pkw ist in Abb. G.55 dargestellt. Abbildung G.56 zeigt ein geschmiedetes Rad eines Rennfahrzeugs. Das Rad wird zunächst aus einer Magnesiumlegierung als Scheibenrad geschmiedet. Im Anschluss werden die Speichen durch spanende Bearbeitung herausgearbeitet. Durch Kugelstrahlen wird die Wechselfestigkeit des Werkstoffes erhöht. Bevor das Rad ausgeliefert wird, wird es auf Rissfreiheit untersucht und geröntgt [20].

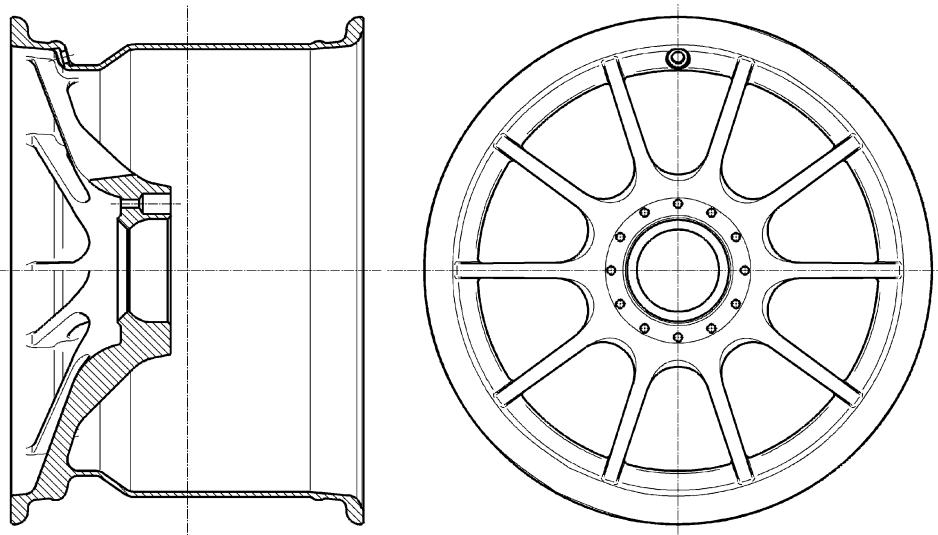
## Werkstoffe.

**Stahlräder:** Für Felge Dualphasenstahl DP600, für Radschüssel Stahl HR 60 [6]. Baustahl S235JRG2 (war RSt37).

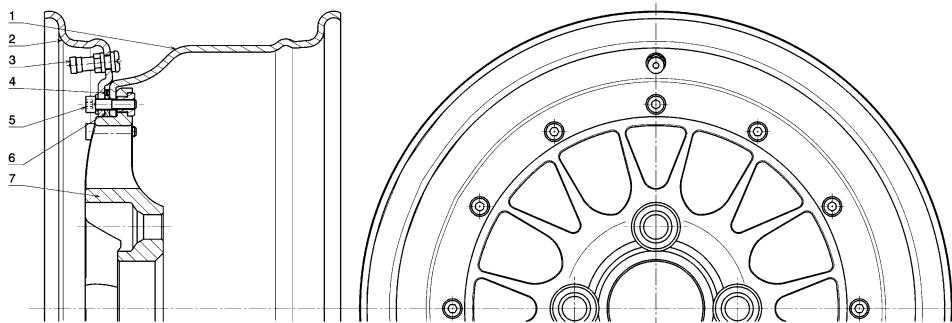
**Gussräder:** Aluminium-Kokillenguss EN AC-AlSi12Mg.



**Abb. G.55** Gussrad für Pkw mit Tiefbett *cast wheel*. Der Reifen wird durch eine Doppelhump-Felge gehalten. Das Rad weist Mittenzentrierung auf, die Befestigung erfolgt über Schrauben mit Keglbund. Die Wanddicken sind unterschiedlich ausgeführt wegen unterschiedlicher Festigkeitsansprüche an verschiedenen Stellen



**Abb. G.56** Schmiederad (*forged wheel*) für Rennfahrzeug mit Tiefbett. 13"-F1-Rad mit Zentralverschluss. Das Rad kann noch einige Mitnahmeholzen in die Bohrungen im Nabengbereich eingesetzt erhalten, wenn diese radseitig vorhanden sein müssen



**Abb. G.57** Aufbau eines dreiteiligen Rades *three-piece split rim*. Die beiden Felgenteile (1) und (2) sind mit den Schrauben (5) mit der Radscheibe (7) verschraubt. Zwischen den beiden Teilen wird der Dichtringträger (6) mitgeklemmt, der beidseitig Nuten für O-Ringe (4) aufweist und mit ihnen die Dichtheit für den schlauchlosen Reifen herstellt. Das Ventil (3) wird in das äußere Felgenteil (2) geschraubt

Schmiederäder: Aluminium-Knetlegierung AlMgSi1 F31, Magnesium-Knetlegierung AZ80A (= MgAl8Zn nach DIN EN 1754), ZK 60 (= MgZn6Zr nach DIN).

Die Dauerfestigkeitseigenschaften von Leichtmetallen werden durch Kugelstrahlen erhöht. Bei Magnesium kommt der Gestaltung des Rads eine bedeutende Rolle zu. Scharfe Kerben und Kanten, sowie schroffe Querschnittsübergänge müssen vermieden werden.

### 3.4 Wahl der Radgröße *Choosing of Tyres*

Die Größe des Rades wird einerseits vom gewählten Reifen diktiert, andererseits ist die Verfügbarkeit von Reifengrößen ein entscheidendes Kriterium. Der Reifen ist das wichtigste Einzelbauteil und seine Auswahl sollte nicht von einer eingeschränkten Produktpalette oder langen Lieferzeiten abhängig sein. Die mit Abstand gängigste Größe im Rennsport stellen 13" dar. Die Auswahl unterschiedlichster Reifen für diese Felgendurchmesser ist enorm ebenso wie ihre Lagerbestände. 13" sind also erste Wahl [7]. 10"-Räder haben ebenso wie 12" den Reiz der geringeren Masse und des kleineren Massenträgheitsmoments. Nachteilig sind eben eine geringe Auswahl unterschiedlicher Reifenbreiten sowie Gummimischungen und das 12"-Rad ist ein ausgeprägter Exote. Außerdem schränkt ein kleiner Felgendurchmesser auch den Bauraum für Bremsen und Querlenkeranbindung ein, vgl. auch Abb. G.3.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Art der Zentrierung und Befestigung. Anzahl der Schrauben und Schraubkreisdurchmesser sowie mitten- oder bolzenzentriert diktieren die Gestaltung von Radflansch bzw. Nabe. Hier können individuelle Gegebenheiten die Auswahl vorgeben. Wird etwa ein bestehendes Fahrzeug umgebaut, ist es wesentlich günstiger die Räder nach den vorhandenen Naben auszusuchen, als die Naben und alles was dazugehört zu ändern, um die Wunschräder montieren zu können.

Die Maulweite ergibt sich aus der Reifenbreite [8]:

Bei Straßenfahrzeugen gilt grob: Maulweite  $\approx$  Reifenbreite  $-0,5''$  bis  $1,5''$  (ca. 13 bis 38 mm)

Bei Rennfahrzeugen gilt grob: Maulweite  $\approx$  Reifenbreite  $+1''$  bis  $2''$  (ca. 25 bis 50 mm)

Je weiter die Felgenhörner auseinanderliegen, umso breiter steht der Reifen auf der Felge mit der Folge einer verbesserten Seitenkraftübertragung. Zusätzlich vergrößert sich das Innenvolumen und

damit auch theoretisch die Tragfähigkeit. Beides zusammen bewirkt, dass eine Maulweitenverbreiterung von  $1/2''$  einer Fülldruckerhöhung von 0,1 bar gleichkommt. Bei Verwendung einer breiteren Felge ergibt sich also ein günstigeres Kurven- und Slalomverhalten (i. A. ohne Einbuße an Fahrkomfort) [10].

Lastannahmen für die Berechnung von Rädern basieren auf Telemetrie-Daten und auf Messungen mit speziellen Messzellen, die in Radmitte befestigt werden. Dieselben Lasten werden natürlich zur Auslegung der Fahrwerke herangezogen.

Für ein Formel-1-Rad sind typische Lastfälle und Werte zur Auslegung der Räder [20]:

- Schlagloch: Vertikale Last  $F_{W,Z}$  von 16,3 kN mit einer Zusatzkraft von 68 kN durch die Vorspannung der Zentralmutter.
- Kurvenfahrt: Seitenkraft  $F_{W,Y}$  von 15 kN und Vertikalkraft  $F_{W,Z}$  von 10,1 kN. Biegemoment  $M_{W,X}$  von 4,53 Nm. Zusatzkraft von 74 kN durch die Vorspannung der Zentralmutter.

Das Rad muss diese Belastungen bei einer Betriebstemperatur von  $120^{\circ}\text{C}$  ertragen. Die Lebensdauer von diesen Rädern wird mit max. 2000 km festgelegt, wobei 1000 km davon im Renneinsatz absolviert werden.

Als kritische Bereiche stellen sich dabei heraus: Der Übergang von den Speichen zum Felgenbett, wo beim Vertikalstoß die größte Zugspannung auftritt, und die Innenseite der Speichen, wo die größte (Biege-)Druckspannung bei Kurvenfahrt festgestellt wird.

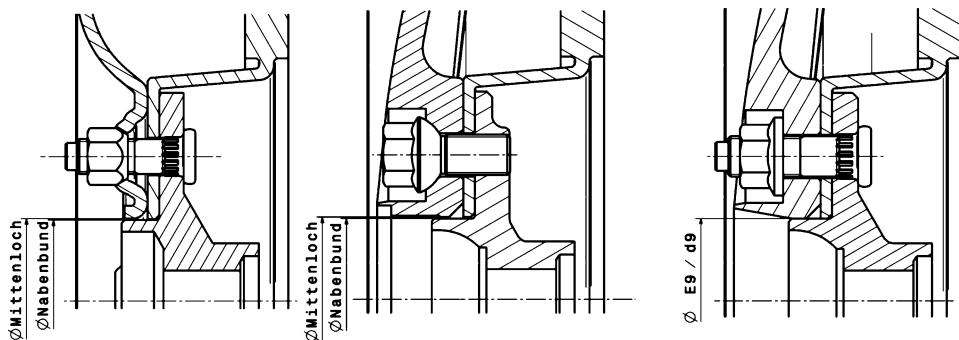
## 4 Radbefestigung Wheel Mounting



Je nachdem, ob ein Rad mit einer oder mehreren Schrauben mit der Radnabe bzw. dem Radflansch verschraubt wird, spricht man von Zentralverschraubung oder Mehrschraubverbindung.

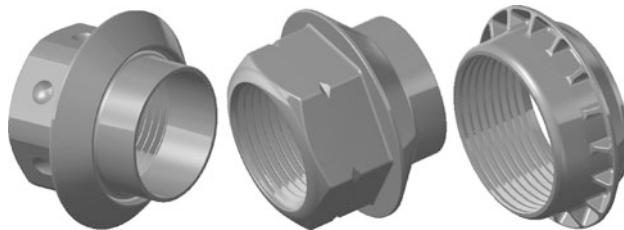
**Mehrschraubverbindung.** Bei Serienfahrzeugen finden sich vornehmlich Mehrschraubverbindungen, wobei die Zentrierung des Rads über die Mutter bzw. die Schraube erfolgt (*Bolzenzentrierung bolt centering*), Abb. G.58. Die Auflageflächen der Verbindungselemente sind für diese Funktion als Kugel- oder Kegelfläche ausgebildet, Abb. G.59. Um Dauerbrüche bei Stahlscheibenrädern zu vermeiden, soll der Auflagedurchmesser des anliegenden Bauteils (also Bremsscheibe oder Radflansch) größer sein als jener der Radschüssel.

Eine weitere Möglichkeit der Zentrierung bietet sich über das eng tolerierte Mittenloch des Rads an (*Mittenzentrierung hub centering*). Die Radnabe muss dafür natürlich ebenso einen eng tolerierten Aufnahmebund aufweisen.



**Abb. G.58** Arten der Radzentrierung bei Serienrädern. Bei Bolzenzentrierung übernehmen die Schrauben mit Kegel- oder Kugelbund die Ausrichtung des Rads. Folglich ist ein radiales Spiel zwischen Mittenloch und Nabenzentrierring erforderlich (siehe auch Tab. G.9). Bei Mittenzentrierung übernimmt die Zentrierung ein Band am Radflansch (Radnabe), der das eng tolerierte Mittenloch aufnimmt. Die Befestigung des Rads können Flachbundschrauben bzw. -muttern übernehmen

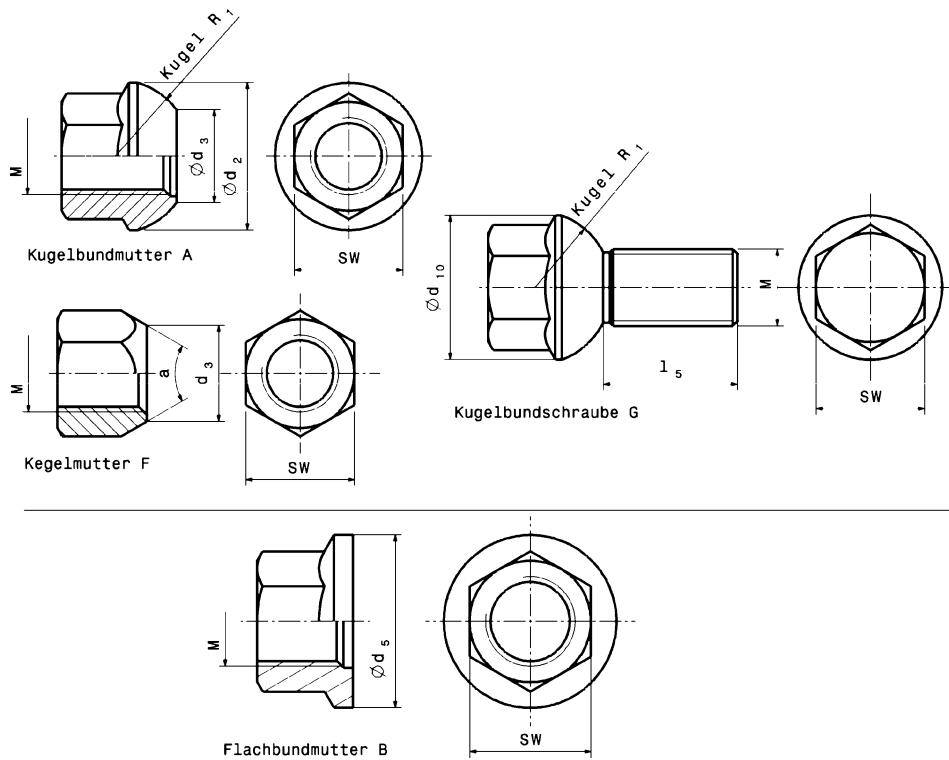
### Zentralverschraubung *Central Lock*.



Soll der Rädertausch rasch erfolgen, bietet sich eine Zentralverschraubung an. Das zwischen Rad und Radflansch bzw. -nabe zu übertragende Moment (Antriebs- und Bremsmoment) wird großteils über die axialen Kontaktflächen übertragen. Die Mitnehmerbolzen (*drive pegs*, *drive pins*) übernehmen je nach Ausführung und Toleranzen auch einen Teil der Belastung, entscheidend für die Größe des Moments sind jedoch die Reibung und die Vorspannkraft der Zentralmutter. Besondere Vorsicht ist daher angebracht, wenn neue Beschichtungen am Rad und/oder der Radnabe eingeführt werden. Diese können die Reibverhältnisse wesentlich reduzieren und bei sonst unveränderter Auslegung zu einem Abscheren der Mitnehmerbolzen führen. Umgekehrt können Beschichtungen in dem Zusammenhang natürlich auch hilfreich sein.

Die Mitnehmerbolzen können im Rad (Abb. G.60) oder in der Nabe fest sitzen. In der Nabe sitzende Bolzen bieten sich für Konstruktionen an, die von Serienlösungen ausgehend Räder mit Zentralmuttern befestigen und deren Räder auch Bohrungen für die Serienradschrauben aufweisen. In diese greifen die Mitnehmerbolzen zur Momentenübertragung (z. B. Abb. G.63).

Ein Rad mit Zentralverschraubung kann über die Radnabe mittenzentriert oder über mehrere Mitnehmerbolzen zentriert sein. Abb. G.62 zeigt ein Rad eines typischen Formel-1-Fahrzeugs mit Zentralverschluss wie er an der nicht angetriebenen Vorderachse eingesetzt wird. Das Rad wird bei der Montage von der Verlängerung des Brems Scheiben Topfs geführt bis die Mitnehmerzapfen in die Aufnahmeholebohrungen der Nabe gleiten. Die Aufnahmeholebohrungen sind hochoval ausgeführt, so dass sie die Zapfen nur seitlich führen. Die Zentralmutter drückt das Rad über einen Kegelbund gegen



**Abb. G.59** Befestigungselemente für Serienräder, nach DIN 74 361 T2 (Übliche Festigkeitsklassen: 8.8, 10.9). Die Elemente im oberen Bildteil sind für bolzenzentrierte, die Flachbundmutter für mittenzentrierte Räder vorgesehen. In den Darstellungen sind die wichtigsten Maße angeführt, die in der Tabelle aufscheinen

Gewinde M	Schlüsselweite SW	Ausführung	A	A, F	A, G	F	G	B
			$d_2$	$d_3$	$R_1$	$a$	$d_{10}$	$l_5$
M12 × 1,5	17		23	14,5	12	—	22,5	21
M12 × 1,5	19		—	15	—	60°	—	—
	19		—	15	—	90°	—	—
M14 × 1,5	19		26	17	14	—	26	24
						—	24	18
M18 × 1,5	24		28	21	16	—	29	25
						—	29	29

Alle Maße, außer Winkel  $a$ , in mm.

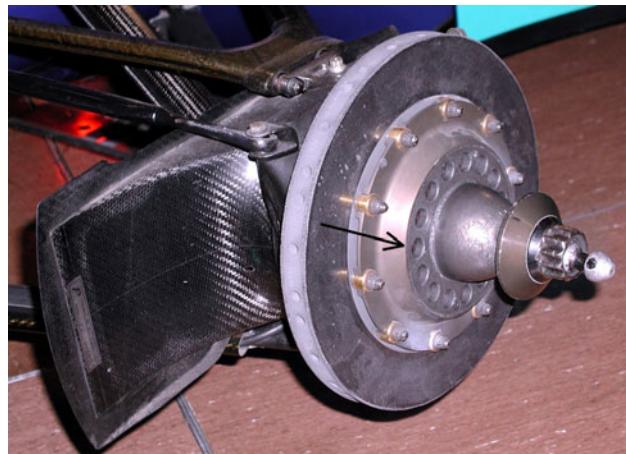
den Bremsscheibentopf und die Nabenschulter. Die Mutter selbst wird durch Kugeln, die von einem Sicherungsschieber nach außen gedrückt werden, vor dem Herunterfallen gesichert.

Wird durch die Radnabe eine Schraube geführt, lässt sich auch bei „konventionellen“ Radnaben eine Zentralverschraubung realisieren. Abb. G.63 zeigt ein Beispiel dafür. Die Radmutter drückt über eine große Scheibe das Rad gegen den Radflansch. Mutter und Scheibe sind miteinander verliersicher verbunden. Das Moment von Bremsscheibe zum Rad wird zum Teil über Mitnehmerbolzen übertra-

**Abb. G.60** Vorderrad eines Formel-1-Wagens. Das Rad wird mit einer Zentralmutter befestigt. Die Drehmomentverbindung stellen fünf Bolzen (*Pfeil*) her, die von entsprechenden Bohrungen des Radflansches (Abb. G.61) aufgenommen werden

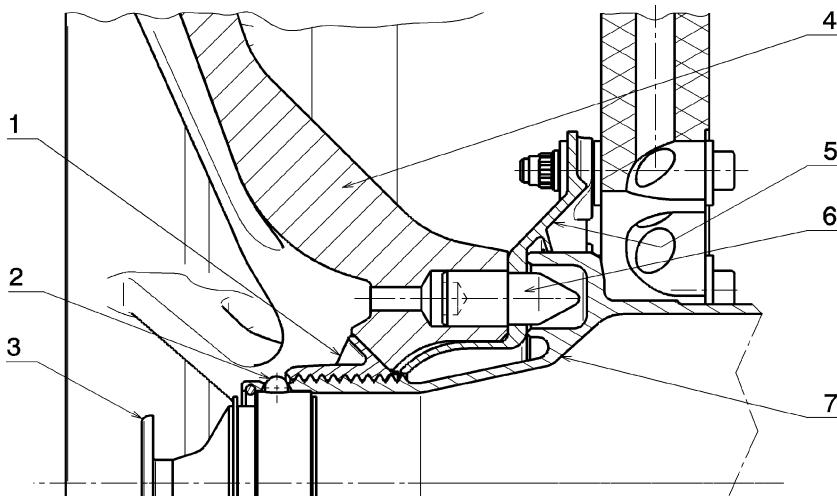


**Abb. G.61** Radflansch vorne links für das Rad aus obigem Bild (Red Bull Sauber Petronas C17, 1998). Die Zentralmutter ist auf dem Bild auf die Radschraube aufgesetzt. Die Bohrungen (*Pfeil*) dienen den Bolzen des Rades (Abb. G.60) zur Drehmomentverbindung. Auch wenn der Wagen mittlerweile schon lange nicht mehr im Rennen ist, diese Art der Verbindung findet man noch heute

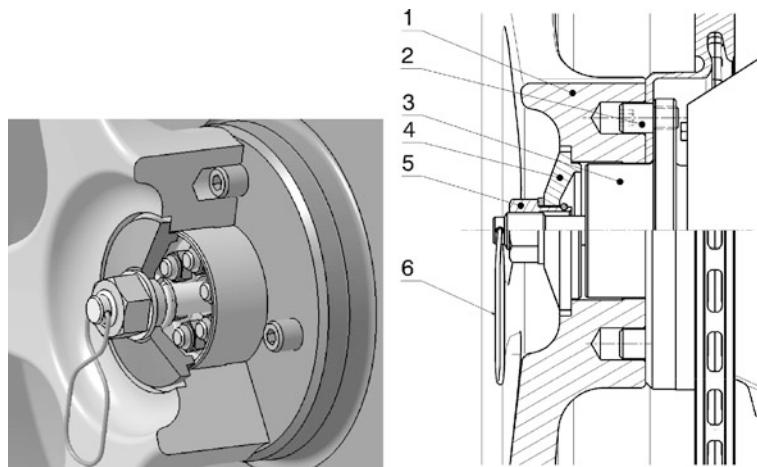


gen, die in den Radflansch geschraubt sind. Die Zentrierung des Rads übernimmt die Nabe. Eine Sicherungsklammer verhindert das Verlieren der Radmutter.

**Zentralmutter Central Lock Nut.** Radmuttern bei Zentralverschraubung sind aus Stahl, Aluminium-, oder Titanlegierungen, Abb. G.64 und G.65. Stahl bietet den Vorteil Gewicht bei diesem Bauteil einzusparen und bei den Druckluftschraubern können diese Muttern mit Magneteinsätzen gehalten werden. Das erleichtert das Aufsetzen und verkürzt so die benötigte Zeit für den Radwechsel beim Boxenstopp. Aluminium- und Titanmuttern erhalten für diesen Zweck eine umlaufende Nut im Sechskant, in die ein Sprengring im Schraubereinsatz einrastet und so das Teil während des Radwechsels hält. Andere Ausführungen weisen dafür in den Sechskantflächen Vertiefungen in Form einer Kugelkappe auf. Die Gewindeachse fällt mit der Drehachse des Rads zusammen. Damit sich die Muttern durch ihre Massenträgheit dennoch nicht lösen, sind die Gewinde auf der linken Fahrzeugseite Rechtsgewinde und auf der rechten Seite Linksgewinde. Somit sind sämtliche Gewinde gegenläufig zur Raddrehrichtung beim Anfahren. Die Muttern müssen deshalb vertauschungssicher



**Abb. G.62** Zentralverschraubung eines Rads bei einem Rennfahrzeug (Formel 1). 1 Zentralmutter *centre wheel nut*, 2 Sicherungskugel *locking ball*, 3 Sicherungsschieber *slide control*, 4 Rad *wheel*, 5 Bremsscheibentopf *disc bell*, 6 Mitnehmerbolzen *drive peg*, 7 Radnabe *hub*



**Abb. G.63** Zentralverschraubung eines Rads (Formel Renault 2000). 1 Rad, 2 Mitnehmerbolzen, in den Flansch der Radnabe geschraubt, 3 Radnabe, 4 Scheibe, 5 Zentralmutter, 6 Sicherungsklammer für Mutter

gekennzeichnet werden, z. B. mit Farbcodes: Rechts blau und links rot. Die Muttern müssen jedenfalls eine hohe Vorspannung aufweisen, sonst könnten sie sich ja beim starken Bremsen ebenfalls durch ihre Trägheit lösen. Es gibt auch viele (erfolgreiche) Fahrzeuge, die an allen Rädern Rechtsgewinde aufweisen. Das vereinfacht die Handhabung beim Radwechsel und reduziert den Teileaufwand. Die Gewindesteigung wird verhältnismäßig groß gewählt: Bei Nenndurchmessern von 45 bis 60 mm etwa 2,5 bis 5 mm. Aus Festigkeitsgründen der Radnabe werden mitunter auch Trapezgewinde statt der für Befestigungsschrauben üblichen Spitzgewinde für die Zentralverschraubung herangezo-

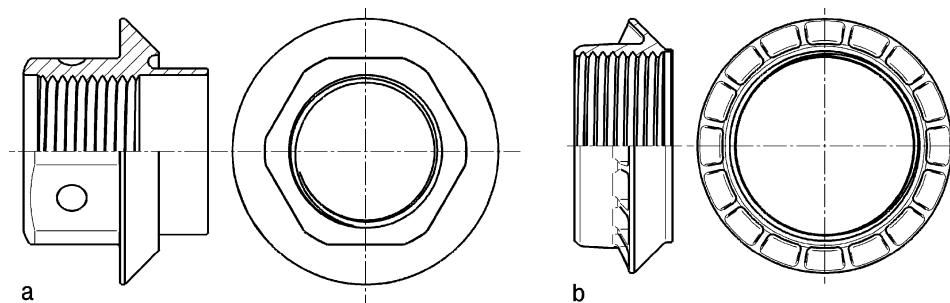


Abb. G.64 Radmuttern für Zentralverschraubung. a Aluminium, b Stahl



Abb. G.65 Radmutter eines Zentralverschlusses (Formel 1 BMW Williams 1999)

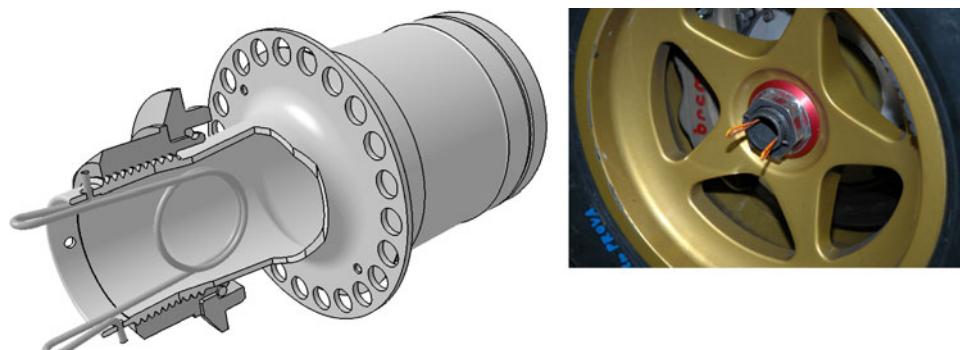
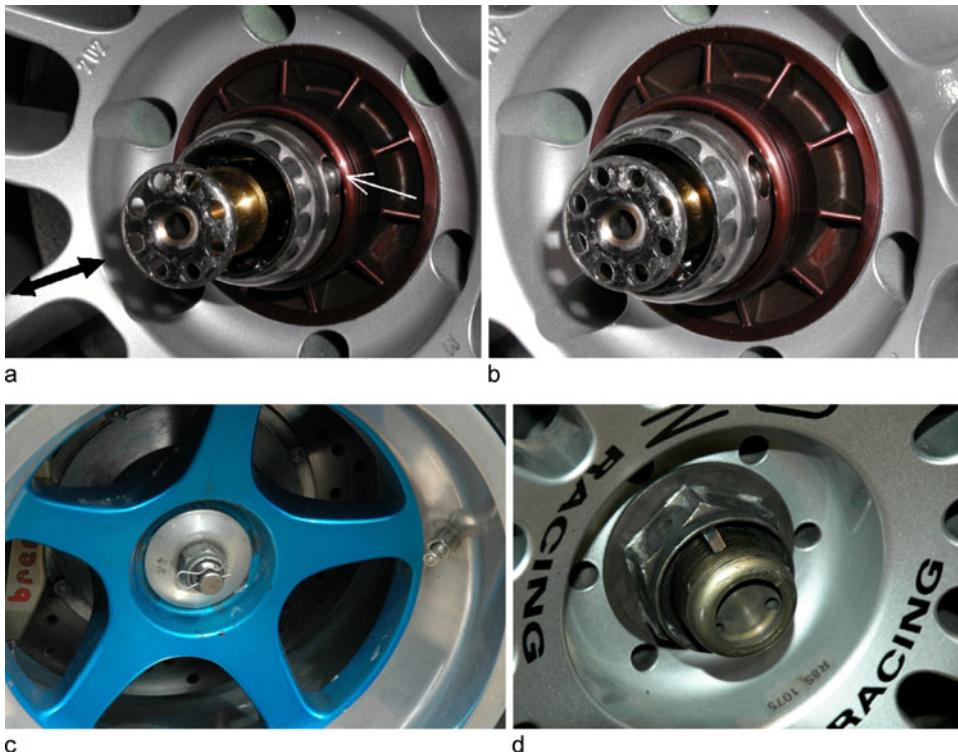


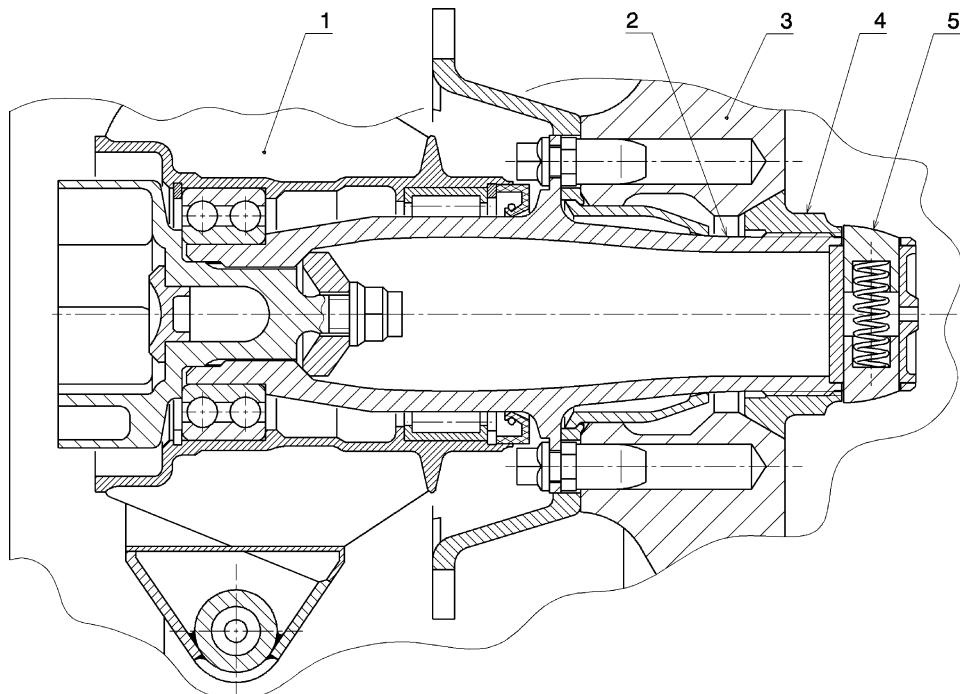
Abb. G.66 Sicherung einer Zentralverschraubung. Die Federklammer, die rot oder leuchtorange sein muss, wird nach der Montage der Mutter in die Nabe eingesetzt



**Abb. G.67** Einige Sicherungsarten von Zentralverschraubungen. **a, b** automatische Sicherung. **a** Radmutter gesichert (Schieber draußen): Sicherungskugeln überragen Nabe (weißer Pfeil). **b** Radmutter freigegeben (Schieber drinnen). **c** Federstecker, **d** automatische Sicherung mit Keilen

gen. Das Ende der Radnabe erhält kein Gewinde. Auf diesem Stück wird die Mutter auch bei der (hektischen) Montage im Renneinsatz mühelos aufgesetzt und geführt, bis der erste Gewindegang greift.

**Sicherung der Zentralmutter.** Die Übertragung des Drehmoments erfolgt auch über Bolzen direkt auf die Bremsscheibe. Eine Sicherung beschränkt sich daher auf die Mutter bzw. Schraube allein. Die Sicherungen arbeiten formschlüssig und sollen die Mutter vor dem Verlieren bewahren. Sie müssen so gestaltet sein, dass sie nicht vergessen werden können. Bei Forderung nach raschem Radwechsel im Rennen ist die beste Wahl ein Sicherungselement, das vom Schraubwerkzeug selbst beim Aufsetzen entsichert und beim Abziehen wieder gesichert wird (z. B. Abb. G.67a,b). Bleibt etwas mehr Zeit für den Rädertausch, so genügen von vielen Reglements vorgeschriebene zusätzliche Federstecker o. ä., die mit der Nabe verbunden werden. Allerdings müssen die Mechaniker sich angewöhnen, diese Art der Sicherung nach der Demontage am Lenkrad oder am Schalthebel zwischenzulagern, damit der Fahrer sofort sieht, dass sie vergessen wurden. Einige Möglichkeiten aus der Vielzahl denkbarer Lösungen für Sicherungen zeigen die Abb. G.63, G.66 und G.67. Abbildung G.68 zeigt darüberhinaus eine Schnittdarstellung, bei der die Funktionsweise einer automatischen Sicherung sichtbar wird. Die Abbildung zeigt eine angetriebene hintere Radnabe, die Muttersicherung an der Vorderradnabe sieht jedoch gleich aus. Im Prinzip entspricht die Sicherung jener aus Abb. G.67d. Die Radmutter (4) spannt



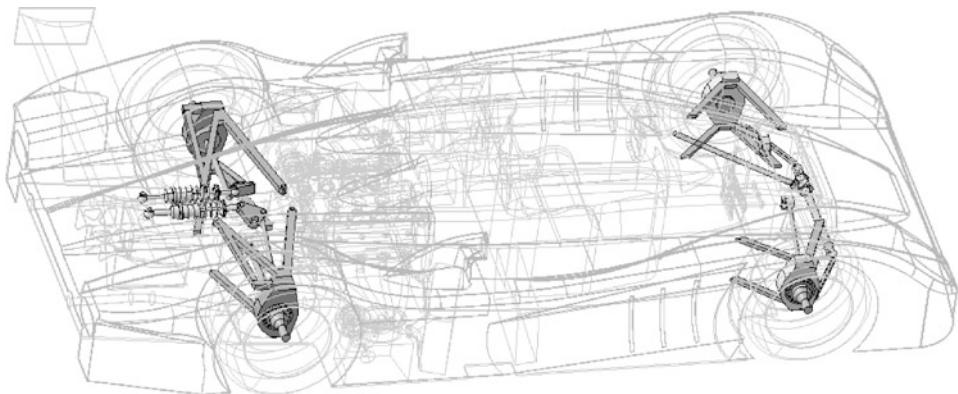
**Abb. G.68** Automatische Muttersicherung für Zentralverschraubung, Dallara IR8 (Indy Car). 1 Radträger *upright*, 2 Nabe *hub*, 3 Rad *wheel*, 4 Zentralmutter *centre nut*, 5 Muttersicherung *locking device*

das Rad (3) gegen die Schulter der Radnabe (2), wobei gleichzeitig der Bremsscheibentopf gehalten wird. Die Mutter selbst wird von den beiden federbelasteten Druckstücken (5) am axialen Bewegen gehindert. Die Druckstücke gleiten in einer zylinderförmigen Aufnahme, die ihrerseits in der hohen Nabe geführt wird. Die Druckstücke ragen durch zwei rechteckförmige Öffnungen durch den Nabenhäuschen und halten damit gleichzeitig ihre Aufnahme in axialer Richtung. Beim Lösen der Mutter drückt das Schraubwerkzeug während des Aufsetzens zunächst die beiden Druckstücke zusammen und erreicht dann erst die Mutter um sie zu drehen. Im umgekehrten Fall, also beim Aufsetzen der Mutter, drückt diese die beiden Sicherungselemente zusammen, bevor sie den ersten Gewindegang erreicht.

## Literatur References

1. Henker, E.: Fahrwerkstechnik. Vieweg, Wiesbaden (1993)
2. Tremayne, D.: Formel 1, Technik unter der Lupe. Motorbuch, Stuttgart (2001)
3. Piola, G.: Formel 1. Copress, München (2001)
4. N., N.: Formula Renault 2000 Manual, Renault Sport Promotion Sportive (2001)
5. Andorka, C.-P., Kräling, F.: Formel 1, das Milliardenspiel. Copress, München (2002)
6. Kermelk, W., Schwendemann, H.: Entwicklung des Lemmerz Stahl-Leichtbaurades für Pkw. In: System Partners 97. Vieweg, Wiesbaden (1997)

7. Staniforth, A.: Race and Rallycar Source Book, 4. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2001)
8. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
9. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
10. Reimpell, J.: Fahrwerktechnik, 5. Aufl. Vogel, Würzburg (1982)
11. Wick, J.: Reiner Stickstoff statt Luft im Reifen: Abzockerei oder Aufwertung? Automobilrevue **49**, 1 (2001). Bern: Büchler Grafino AG
12. Betzler, J.: Fahrwerktechnik Grundlagen. In: Reimpel, J., Betzler, J. (Hrsg.) Fahrwerktechnik: Grundlagen. 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
13. Paefgen, F.-J., Gush, B.: Der Bentley Speed 8 für das 24-Stunden Rennen in Le Mans 2003. ATZ **4**, 280 (2004)
14. Rowley, W.J.: Race Car Engineering, Book one, 2. Aufl. Rowley Race Dynamics, Calgary (2004)
15. Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
16. Haney, P.: The Racing & High-performance Tire, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2003)
17. Weber, R.: Kraftfahrzeugreifen. Bildteil zur Vorlesung an der TU Wien. Universität Hannover (1984)
18. Breuer, B., Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, 1. Aufl. GWV Fachverlage/Vieweg, Wiesbaden (2003)
19. [www.continental.de](http://www.continental.de). Zugriffen: 21. März 2006
20. Lucaora, L., Marconi, P.: F1 Wheel in Material Magnesium Forged, Front and Rear, Engineering. Race.Tech, München, Oktober 2004
21. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2001)
22. Van Valkenburg, P.: Race Car Engineering & Mechanics. Paul Van Valkenburg, Seal Beach (1986)
23. Genta, G., Morello, L.: Components Design, 1. Aufl. The Automotive Chassis, Bd. 1. Springer, Berlin (2009)
24. Held, D.: Methodik zur streckenspezifischen Fahrbarkeitsoptimierung von Rennmotoren im Teillastbereich. Diplomarbeit, FH Joanneum, Graz (2008)

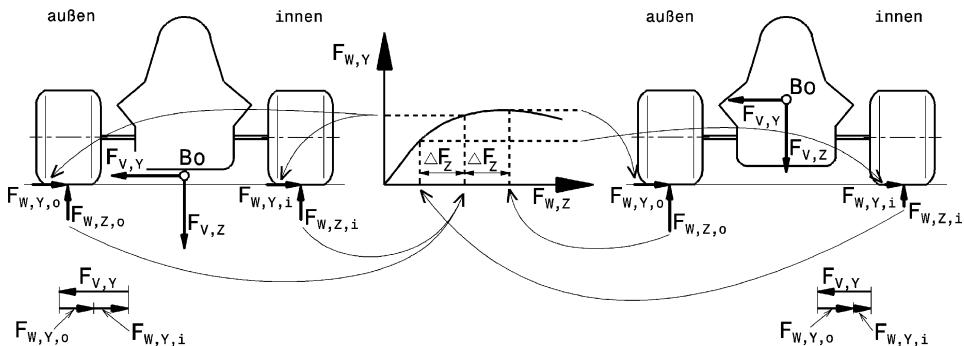


Das Fahrwerk ist neben den Reifen die wichtigste Baugruppe eines Fahrzeugs und insbesondere eines Wettbewerbsfahrzeugs. Seine Leistungsfähigkeit bestimmt wesentlich die Eigenschaften des gesamten Fahrzeugs.

## 1 Funktion Function

Die Hauptfunktion der Radaufhängung besteht im Verbinden des Rades mit dem Fahrzeug mit einem Freiheitsgrad (s. Anhang). Der Freiheitsgrad ist eine im Wesentlichen vertikal gerichtete Bewegungsmöglichkeit des Rads. Dabei soll das Rad, genauer der Reifen, immer den maximal möglichen Kontakt mit der Fahrbahn herstellen. Sämtliche vom Rad kommende Kräfte müssen zum Wagenkasten geleitet werden und umgekehrt. Denn nur diese Kräfte (vom Luftwiderstand beim Bremsen einmal abgesehen) ermöglichen die im Kap. A *Einleitung* gewünschten hohen Beschleunigungen sicherzustellen.

Eine Zusatzforderung kann sein, dass die Radstellung sich beim Einfedern in bestimmter Weise ändert um das Fahrverhalten stabilisierend zu beeinflussen (aktive Sicherheit). Dazu kommen noch Komfortansprüche. Die physikalischen Parameter bei einem Straßenfahrzeug hierbei sind Radlastschwankungen und Aufbaubeschleunigungen; für ein Rennfahrzeug sind nur die Radlastschwankungen von Bedeutung. Das eigentliche, die Fahrleistungen begrenzende Glied stellen die Reifen dar. Die maximalen Längs- und Querbeschleunigungen hängen von der Radlast und dem davon abhängigen Reifenkennfeld ab. Für den Gummireifen gilt: Je niedriger der Druck im Latsch und je gleichmäßiger die Druckverteilung, desto größer sind die übertragbaren Kräfte [5]. Das Reifenverhalten über der Radlast ist nicht nur abfallend, sondern auch nichtlinear (als Ergebnis also degressiv). Das führt dazu, dass zwei gleich belastete Reifen eine größere Seitenkraft übertragen können als zwei Reifen, die in Summe dieselbe Radlast tragen, Abb. H.1. Dieses Phänomen wird besonders bei Kurvenfahrt interessant, wo es zu Radlastverlagerungen zwischen Innen- und Außenrädern kommt. Das theoretisch ideale Rennfahrzeug hätte demnach keine Radlastverschiebung und ermöglichte so die größte Kurvengeschwindigkeit, welche die montierten Reifen gestatteten.



**Abb. H.1** Einfluss der Radlastverlagerung auf die übertragbare Seitenkraft einer Achse (Schema).  $Bo$  Aufbauschwerpunkt, Auf der linken Bildhälfte hat das Fahrzeug keine Radlastverlagerung. Beide Radaufstands Kräfte  $F_{W,Z}$  sind gleich groß. Wegen des abfallenden Verlaufs der Seitenkraft über der Radlast ist die gesamte von den Reifen übertragbare Seitenkraft  $F_{V,Y}$  größer als jene auf der rechten Bildhälfte. Hier tritt eine Radlastverlagerung  $\Delta F_Z$  auf. Obwohl der kurvenäußere Reifen dadurch mehr Seitenkraft  $F_{W,Y,o}$  erzeugt, ist der Kraftabfall an der Kurveninnenseite so groß, dass in Summe  $F_{V,Y}$  kleiner ist

Folgende Aufgaben müssen also vom Fahrwerk erfüllt werden:

- Aufrechthalten einer (möglichst) großen Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn bei allen Fahrzuständen
- Sicherstellen einer günstigen Radlastverteilung
- Aufrechterhaltung der Fahrstabilität
- Ermöglichen einer Relativbewegung zwischen Wagenkasten und Fahrbahn.

Für ein Wettbewerbsfahrzeug kommen noch folgende Anforderungen hinzu:

- einfache und vor allem feine Einstellmöglichkeit von Radstellungsgrößen, wie Sturz, Vorspur, Nachlauf, außerhalb einer Werkstatt
- einfache Einstellmöglichkeit von Feder-, Dämpfer- und Stabilisatorverhalten
- Systemzuverlässigkeit bzw. rasche Tauschmöglichkeit von Verschleißteilen, wie Gelenke, Lager und Reifen
- bei Fahrzeugen mit ausgeprägter Unterstützung durch Aerodynamik: Möglichst geringe, störende Beeinflussung der Fahrzeugumströmung durch Bauteile und Aufrechterhaltung der gewünschten Stellung des Wagens zur Fahrbahn, also möglichst wenig Nicken, Rollen und Heben
- geringes Gewicht
- Sollbruch bei Unfall ohne Rahmen bzw. Chassis zu beschädigen.

Es gab Ende der 1980er Jahre sogar schon ausgeführte Varianten von aktiven Fahrwerken, also solchen, die in Abhängigkeit vom Fahrzustand die Räder be- oder entlastet haben (Lotus Honda 99T). Die Vorteile kamen damals in der Formel 1 nicht so stark zum Tragen. Gründe dafür sind die geringen Fahrwerksbewegungen auf den üblichen ebenen Rundstrecken, wobei der voluminöse Reifen selbst schon ein schwingungsfähiges System (also ein eigenes Fahrwerk) darstellt und Einheitsreifen.

Die Entwickler von aktiven Radaufhängungen hätten sich eine dazu passende Reifenentwicklung gewünscht. Aber dazu kam es erst gar nicht, im Gegenteil, das aktive Fahrwerk wurde mit der später oft zitierten Begründung „der unerlaubten Fahrerhilfe“ verboten.

**Anforderungen Requirements.** Die allgemeinen Anforderungen an ein Fahrwerk lassen sich in einzelnen Kategorien zusammenfassen, innerhalb welcher nach fassbaren Konstruktionskennwerten eine Radaufhängung betrachtet werden kann [3]:

- Fahrverhalten, Fahrsicherheit
- Fahrkomfort
- Bauraumbedarf
- Kosten.

Für Rennfahrzeuge sind in erster Linie davon nur das Fahrverhalten und – soweit die Aerodynamik betroffen ist – der Bauraumbedarf von Bedeutung.

Das Fahrverhalten wird charakterisiert durch die folgenden Kennwerte bzw. deren Änderungen im Fahrbetrieb:

- Kennwerte der Radstellung: Radstand, Spurweite, Sturz, Vorspur, Lenkrollradius, Spreizung, Nachlauf
- Kinematische Veränderungen der Radstellung: Rollzentrumsverschiebung, Raderhebungskurven
- Elastokinematische Veränderungen der Radstellung: Steifigkeiten und Dämpfungsverhalten der Gummilager
- Ungefederete Massen
- Verhalten bei Überlast.

Wird der Fahrkomfort einer Radaufhängung betrachtet sind folgende Kriterien im Vordergrund:

- Schwingungsverhalten: Gekennzeichnet durch Feder- und Dämpferabstimmung
- Schrägfederung und Querfederung
- Akustisches Verhalten: beeinflusst unter anderem durch Krafteinleitung in die Karosserie
- Ungefederete Massen
- Anfahr- und Bremsabstützung: beeinflusst durch Lage der Nickpole und des Fahrzeugschwerpunkts
- Lenkaufwand
- Wendekreisdurchmesser.

Der Bauraum einer Radaufhängung wird von jenen Baugruppen eines Wagens beeinflusst, mit denen sie sich den Platz teilen muss. Das sind der Motor-Getriebeeverband, die Abgasanlage und Leitungen. Beim Pkw kommen zusätzlich Tank und Kofferraum hinzu, beim Rennfahrzeug aerodynamische Hilfsmittel (Flügel, Diffusor, ...).

**Auslegung Dimensioning.** Bei der Auslegung von Radaufhängungen sind also zu berücksichtigen:

- Steifigkeit des Rahmens
- Abtriebskräfte
- Reifenkennfelder
- Fahrzeuggewicht und Gewichtsverteilung

- Radstand und Spurweite
- Federn und Dämpfer

Diese Einflussgrößen hängen teilweise auch zusammen, aber müssen deswegen noch lange nicht harmonieren. Eine Fahrwerksentwicklung wird demnach ein Kompromiss sein, bei dem die Abstimmung auf die Rennstrecke und die Wetterlage entscheidend ist.

Die Schwerpunktllage des Gesamtfahrzeugs sollte möglichst tief sein. Dadurch ändern sich die Radaufstands Kräfte bei Fahrmanövern (Bremsen, Beschleunigen, Kurvenfahrt) nur wenig und die Auslegung eines bestmöglichen Fahrwerks fällt leichter. Ebenso sollen die Massen um den Schwerpunkt konzentriert sein, damit die Trägheitsmomente des Wagens möglichst klein bleiben. Die erforderlichen Reaktionskräfte zur Lageänderung des Fahrzeugs bleiben dann ebenso klein bzw. die Lageänderung kann rascher durchgeführt werden.

Radstand und Spurweite sind Konzeptparameter und werden daher im Kap. [B Fahrzeugkonzept](#) behandelt.

Die Hinterachse ist für die Fahrstabilität die bedeutendere. Darüber hinaus kann der Fahrer die Radstellung an der Vorderachse ja aktiv beeinflussen. Folgendes Verhalten wird angestrebt:

- Ein leicht negativer Sturz in Kurven bei sonst geringer Änderung des Sturzes. Idealerweise ändert sich der Sturz beim Ein/Ausfedern also beim Bremsen und Beschleunigen gar nicht
- Möglichst geringe, idealerweise gar keine Spurweitenänderung für gute Fahrsicherheit
- Abstützung gegen Ausfedern beim Bremsen
- Freiheit von ungünstigen Lenkeinflüssen durch elastische Verformungen unter Antriebs-, Brems- und Seitenkräften.

Die allgemeine Entwurfsreihenfolge bei der Konstruktion von Rennfahrzeugen und Bemerkungen dazu finden sich im Kap. [B Konzept](#). Die Punkte daraus, die allein das Fahrwerk betreffen, sind folgende:

1. Reifen
2. Räder
3. Fahrwerkgeometrie: Rollzentrum, Momentanpol Einzelrad, Polabstand Einzelrad, ...
4. Nabens
5. Bremsen
6. Radträger
7. Aufbaufedern
8. Dämpfer
9. Stabilisatoren
10. Lenkung

Auch wenn heutzutage die Möglichkeiten der Simulation mittels Rechner weit vorangeschritten sind, erweist sich der Fahrversuch vor allem in der späteren Entwicklungsphase als aussagekräftiger. Die Simulation ist (noch) zu unscharf, als dass sie zur Problemlösung wesentlich beitragen könnte. Rechnerische Untersuchungen werden also am Beginn der Konstruktion gebraucht, damit weit reichende Konzeptentscheidungen rechtzeitig getroffen werden können. Im weiteren Entwicklungsverlauf wird man danach trachten, möglichst bald einen erfahrenen Fahrer mit der neuen Achse fahren zu lassen, damit seine Erkenntnisse in die Konstruktion einfließen können.

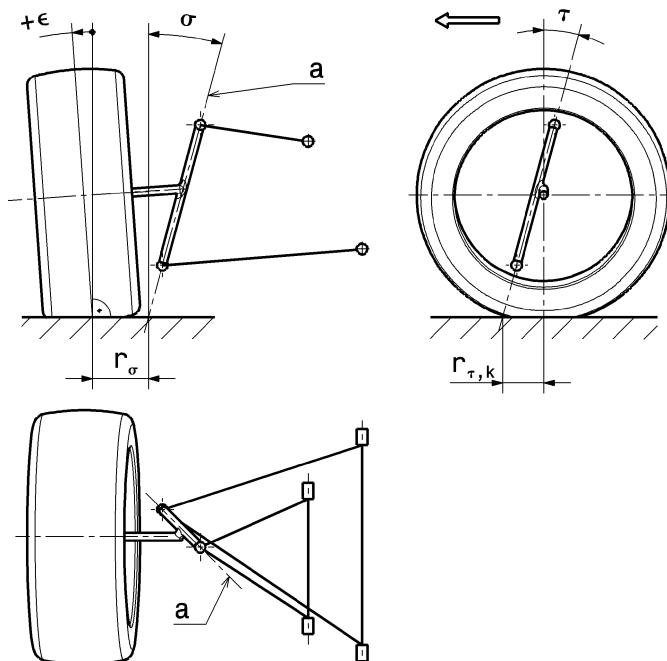
## 2 Begriffe und kinematische Größen Terms

Siehe auch DIN 70 000 (ISO 8855 modifiziert): Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten, Begriffe.

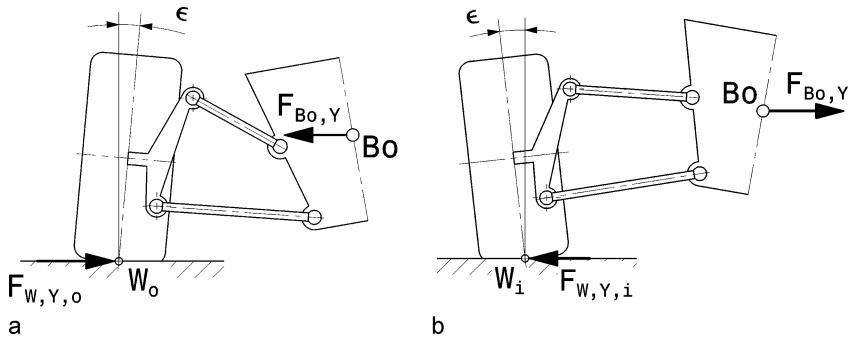
Die Stellung des Rads zum Fahrzeug bzw. zur Fahrbahn wird durch verschiedene geometrische und kinematische Begriffe beschrieben, Abb. H.2. Das verwendete Koordinatensystem ist im Anhang beschrieben. Diese Größen haben allesamt ihren Einfluss auf das Fahrverhalten eines Fahrzeugs.

### 2.1 Begriffe

**Spreizung King Pin Inclination  $\sigma$ .** Die Spreizung ist der Winkel zwischen der Lenkachse (Spreizungsachse) und einer zur Fahrbahn senkrechten Ebene. Mit der Spreizung lässt sich bei gegebener Reifenbreite und gegebenem Mindestabstand der Lenkachse von der Radmitte (Bremszange und Bremsscheibe sowie Felge sind im Weg) ihr Durchstoßpunkt durch die Fahrbahn verändern und damit der Lenkradius  $r_\sigma$ . Dieser Abstand zwischen der Radmitte und dem Lenkachsenpunkt auf der Fahrbahn hat einen Einfluss auf die Rückmeldung der Reifenkräfte am Lenkrad, wenn auch die Bezeichnung irreführend ist, weil das Rad beim Lenken nicht eine Kurve mit diesem Radius abrollt, sondern bei Spreizung und Nachlauf ungleich Null eine Bahnkurve mit wachsendem Radius beschreibt [8]. Eine Spreizung führt zum Absenken des kurvenäußeren Rads (und erhöht so leicht dessen Radlast) und verringert dessen Sturz nachteilig zu positiven Werten hin.



**Abb. H.2** Vorderradstellung *wheel alignment*.  $\epsilon$  Sturz camber,  $\sigma$  Spreizung king pin inclination,  $r_\sigma$  Lenkradius king pin offset,  $a$  Drehachse des Achsschenkels steering axis (auch Spreizungsachse genannt), ihr Abstand auf der Fahrbahnebene vom Radaufstandspunkt ist in  $y$ -Richtung der Lenkradius  $r_\sigma$  und in  $x$ -Richtung der Nachlauf  $r_{\tau,k}$ .  $\tau$  Nachlaufwinkel castor angle,  $r_{\tau,k}$  Nachlaufstrecke kinematisch bedingt *trail*



**Abb. H.3** Günstige Orientierung des Sturzwinkels  $\epsilon$  bei Kurvenfahrt.  $F_{Bo,y}$  Trägheitskraft auf Aufbau im Schwerpunkt  $Bo$  wirkend, weist zur Kurvenaußenseite,  $W_o$ ,  $W_i$  Radaufstandspunkt kurvenaußen bzw. -innen,  $F_{w,y,o}$ ,  $F_{w,y,i}$  Reifenseitenkraft kurvenaußen bzw. -innen, **a** belastetes Rad *laden wheel*, **b** entlastetes Rad *unladen wheel*

Genaueres zu Kenngrößen der Lenkgeometrie und der Lenkungsrückstellung findet sich in Abschn. J.2.2.

**Sturzwinkel Camber Angle  $\epsilon$ .** Der Sturz ist die Winkelabweichung der Radmittelebene zu einer senkrechten Ebene auf die Fahrbahn. Über einen negativen Sturz baut auch ein geradeaus rollender Reifen Seitenkraft auf. Bei Kurvenfahrt kompensiert ein negativer Sturz die von der Seitenführungs-kraft hervorgerufene Deformation des Reifens und vergrößert die trapezförmige Reifenauflagefläche. Ein zu großer statischer Sturz lässt den Reifen jedoch bei Geradeausfahrt vornehmlich auf einer Schulter laufen. Das ist aus mehreren Gründen zu vermeiden. Die Reifenlauffläche kühlt auf langen Geraden ab, die Temperatur der belasteten Reifenschulter steigt und der Reibwert verringert sich. Der Laufstreifen selbst hat nicht den vollen Kontakt über die Reifenbreite zur Fahrbahn, sondern kantet auf und die Traktion wird auch aus diesem Grund geringer. Darüber hinaus kommt dieser Nachteil sowohl beim Bremsen als auch beim Antreiben zum Tragen. Die Auswirkungen des Aufkanteffekts nehmen mit der Reifenbreite zu. Außerdem reduziert ein zu großer Sturz die Reifenlebensdauer.

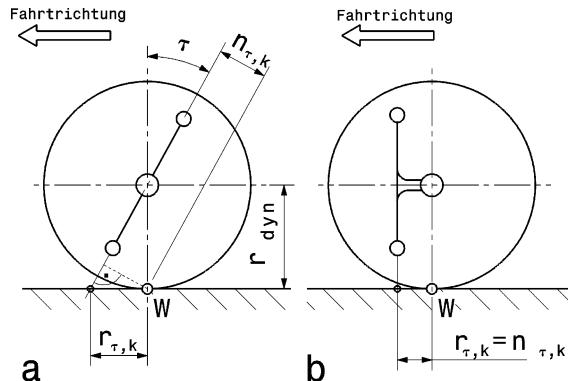
Bei Doppelquerlenkerachsen hängt der Spreizungswinkel über den Radträger direkt mit dem Sturzwinkel zusammen.

Es gibt unterschiedliche Definitionen des Vorzeichens eines Sturzwinkels. Entscheidend für den Seitenkraufbau eines Reifens bei Kurvenfahrt ist die Neigung des Reifens zur Seitenkraft. In Abb. H.3 sind daher für ein belastetes und ein entlastetes Rad günstige Richtungen des Sturzwinkels (ohne Vorzeichen) eingetragen.

**Nachlauf Castor.** Die Rollwiderstandskräfte wirken richtungsstabilisierend auf ein Rad, wenn sie in Fahrtrichtung hinter der Lenkachse angreifen. Eine Nachlaufwirkung erzeugt so ein Nachlaufwinkel  $\tau$  oder eine Nachlaufstrecke  $r_{\tau,k}$  (Abb. H.4). Für eine Nachlaufstrecke muss die Lenkachse nicht geneigt sein, sondern kann auch senkrecht stehen und um den Betrag der Nachlaufstrecke vor der Radmitte liegen.

Bei einigen frontgetriebenen Pkw war sogar Vorlauf zu finden. In dem Fall haben die Antriebskräfte die Vorderräder in die Geradeausstellung gedrückt.

Eine geschickte Kombination aus positivem Nachlaufwinkel  $\tau$  und negativem Nachlaufversatz  $n_\tau$  verringert die Nachlaufstrecke  $r_{\tau,k}$  und zeichnet sich durch folgende Vorteile aus, Abb. H.5:

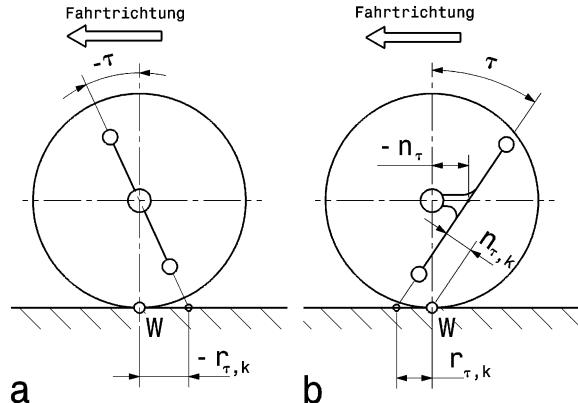


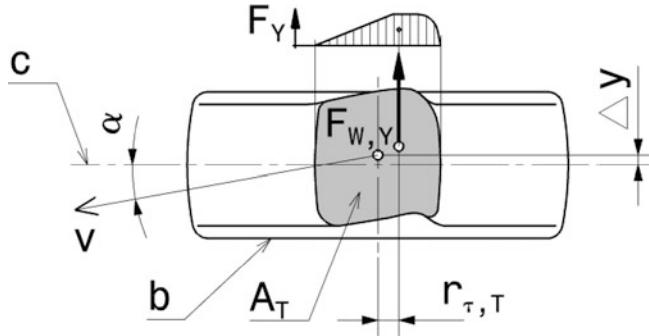
**Abb. H.4** Erzeugung eines positiven Nachlaufs. **a** Schrägstellen der Lenkachse um den Nachlaufwinkel  $\tau$ . Die kinematische Nachlaufstrecke  $r_{\tau,k}$  ist der Abstand zwischen dem Radaufstandspunkt  $W$  und dem Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn. Eine Seitenkraft wirkt über den Hebelarm  $n_{\tau,k}$  auf die Lenkachse. **b** Versetzen der Lenkachse um den Nachlaufversatz (caster offset)  $n_{\tau}$ . Seitenkrafthebelarm  $n_{\tau,k}$  und kinematische Nachlaufstrecke  $r_{\tau,k}$  werden gleich

- die Beeinflussung des Lenkmoments durch Bodenunebenheiten wird verringert, weil die kinematische Nachlaufstrecke kleiner ist
- die Sturzänderung verstärkt sich vorteilhaft beim Lenkeinschlag.

**Schräglauwinkel Slip Angle  $\alpha$ .** Dadurch dass der Laufstreifen des Reifens beim Einlaufen in die Kontaktfläche zur Fahrbahn beim Einwirken einer Seitenkraft sich allmählich verformt, schließt die Reifenmittenebene mit der tatsächlichen Bewegungsrichtung des Reifens einen Winkel ein, den Schräglauwinkel, Abb. H.6, vgl. auch Abb. G.29. Auch die Seitenkraft wird in der Aufstandsfläche beginnend bei der einlaufenden Kante erst aufgebaut, erreicht einen Höchstwert und fällt dann ab, sobald der Laufstreifen wieder von der Fahrbahn abhebt. Diese unsymmetrische Seitenkraftverteilung hat ihre Resultierende hinter dem Radaufstandspunkt. Dadurch kommt es zu einer Nachlauftänderung und die Seitenkraft erzeugt ein Moment um den Radaufstandspunkt, das so genannte Rückstellmoment.

**Abb. H.5** Varianten der Nachlauftbildung. **a** Vorlauf durch negativen Nachlauwinkel  $\tau$ . **b** Negativer Nachlauftversatz  $n_{\tau}$  in Kombination mit positivem Nachlauwinkel  $\tau$





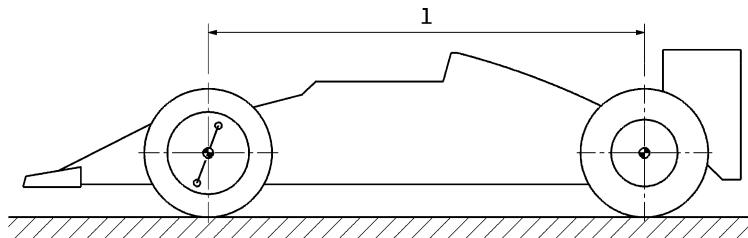
**Abb. H.6** Nachlauf  $r_{\tau,T}$ , reifenbedingt (Ansicht von unten).  $v$  Bewegungsrichtung (effektive Spur des Reifens auf der Fahrbahn) *vehicle heading*,  $c$  geometrische Spur der Radebene auf der Fahrbahn *tyre heading*,  $b$  ungestörte Reifenseitenkontur,  $A_T$  Reifenaufstandsfläche (Latsch) *contact patch (footprint)*,  $F_Y$  Seitenkraftverteilung über der Latschlänge,  $F_{W,Y}$  resultierende Seitenkraft *resulting lateral force*,  $r_{\tau,T}$  Reifennachlauf (*pneumatic trail*): Reifenbedingter, von der Seitenkraftverteilung in der Radaufstandsfläche abhängiger Nachlauf, ca. 10 bis 40 mm bei Pkw.  $\Delta y$  Verschiebung des Radaufstandspunktes infolge Seitenkraft,  $\alpha$  Schräglauftwinkel *slip angle*

**Radstand Wheel Base l.** Der Radstand ist der Abstand von Mitte Vorder- bis Mitte Hinterachse, Abb. H.7, und hat einen maßgeblichen Einfluss auf das Fahrverhalten, siehe Kap. B Konzept.

**Spurweite Track b.** Eine weitere fahrdynamisch wichtige Größe ist die Spurweite, Abb. H.8. Sie wird wie der Radstand früh in der Entwicklung eines Fahrzeugs festgelegt und wird daher im Kap. B Konzept behandelt.

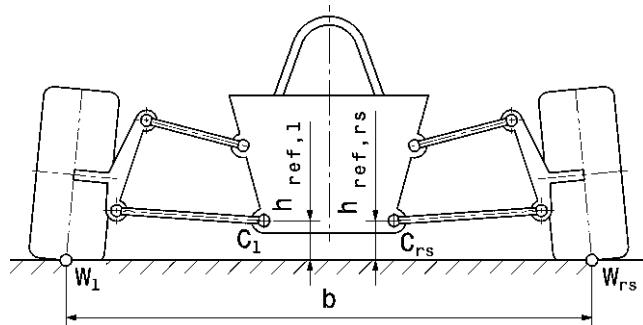
**Bodenabstand Ride Height  $h_{ref}$ .** Der Bodenabstand wird als leicht messbare Referenzgröße herangezogen, wenn es um das Fahrzeugniveau über der Fahrbahn geht. Das ist z. B. für das Setup des Fahrwerks oder der Aerodynamik wichtig. Der Bodenabstand ist im Allgemeinen nicht die Bodenfreiheit (vgl. Abb. F.1). Zur Messung werden beliebige Bezugspunkte verwendet, die sich gut zugänglich am Rahmen befinden.

**Vorspur Toe.** Der statische Vorspurwinkel ist der Winkel, der sich bei stehendem Fahrzeug zwischen der Fahrzeugmittelebene in Längsrichtung und der Schnittlinie der Radmittelebene eines Rads mit der Fahrbahnebene ergibt, siehe Abb. H.9.



**Abb. H.7** Radstand  $l$  *wheel base*

**Abb. H.8** Spurweite und Bodenabstand *track and ride height*.  $W_1$ ,  $W_{rs}$  Radaufstandspunkte links bzw. rechts,  $b$  Spurweite,  $C_1, C_{rs}$  beliebige rahmenfeste Bezugspunkte links bzw. rechts,  $h_{ref,l}, h_{ref,rs}$  Bodenabstand links bzw. rechts

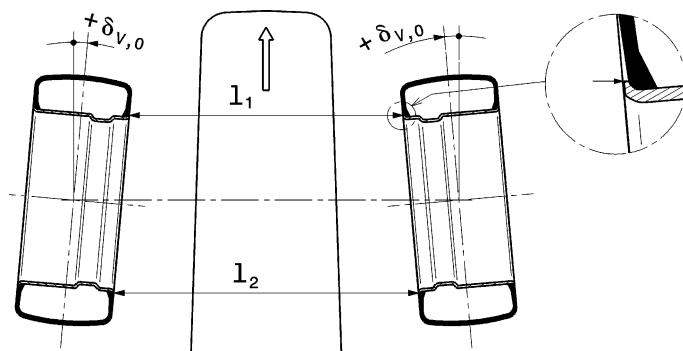


Durch die Elastizitäten in der Radaufhängung und in der Lenkungsbetätigung (Spurstangen, Gelenke, Zahnstange, ...) werden die nicht angetriebenen Räder vom Rollwiderstand nach hinten gedrückt. Sollen sie während der Fahrt parallel stehen und so den geringsten Rollwiderstand aufweisen, müssen sie im Stillstand zur Kompensation der Elastizitäten zueinander verdreht werden, also mit positiver Vorspur angestellt werden. Bei angetriebenen Rädern sind die Antriebskräfte ausschlaggebend. Diese versuchen die Räder nach vorne zu drücken. Solche Räder erhalten vorteilhaft eine Nachspur, damit sie beim Antreiben parallel stehen.

Allgemein gilt für die Vorderachse:

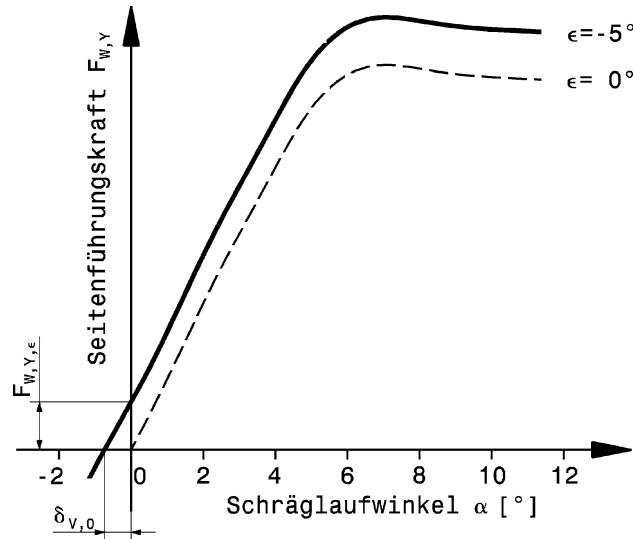
- Vorspur bei Fahrzeugen mit Heckantrieb.
- Nachspur bei Fahrzeugen mit Frontantrieb und positivem Lenkrollhalbmesser.
- Vorspur 0 bei Frontantrieb und negativem Lenkrollhalbmesser.

Durch eine Vorspurstellung des Rads wird die Reifenebene aus der geradlinigen (rein rollenden) Bewegungsrichtung verdreht, Abb. H.9. Dem Reifen wird so also auch bei Geradeausfahrt ein Schräglauwinkel aufgezwungen. Dadurch entsteht eine Seitenkraft, die allerdings durch das symmetrisch angestellte andere Rad derselben Achse kompensiert wird. Dieser Effekt einer Vorspurstellung ver-



**Abb. H.9** Definition des Vorspurwinkels *definition of toe*.  $\delta_{V,0}$  Vorspurwinkel eines Rads, °, Vorspur  $r_{\Delta,t} = l_2 - l_1$  [mm]: Werte gemessen an den Felgenhörnern in Höhe der Radmitte (DIN 70 020), positive Werte = Vorspur *toe-in*, negative Werte = Nachspur *toe-out*

**Abb. H.10** Verringerung des Rollwiderstands eines gestürzten Rads durch Nachspurstellung.  
 $F_{W,Y,\epsilon}$  Seitenkraft durch negativen Sturz,  $\delta_{V,0}$  notwendiger Nachspurwinkel pro Rad für Seitenkraftfreien Geradeauslauf trotz negativen Sturzes



bessert die Stabilität des Geradeauslaufs. Der Rollwiderstand dieser Achse – hervorgerufen durch die Anteile der Seitenkräfte entgegen der Fahrtrichtung – wird aber größer.

Wie eine Nachspurstellung helfen kann den Rollwiderstand eines gestürzten Rads zu verringern, wird anhand von Abb. H.10 deutlich. Ein Reifen mit negativem Sturz (Beispiel im Diagramm  $\epsilon = 25^\circ$ ) erzeugt auch bei Geradeausfahrt ( $\alpha = 0^\circ$ ) eine Seitenkraft  $F_{W,Y,\epsilon}$ . Diese Seitenkraft wird zwar durch das andere Rad dieser Achse ins Gleichgewicht gesetzt, der Rollwiderstand erhöht sich jedoch. Verschiebt man die Kurve um den Betrag  $\delta_{V,0}$  nach rechts, so verbleibt keine Seitenkraft bei Geradeausfahrt. Der Rollwiderstand wird entsprechend verringert. Das Rad muss zum Erreichen dieses Zustands den Nachspurwinkel  $\delta_{V,0}$  erhalten.

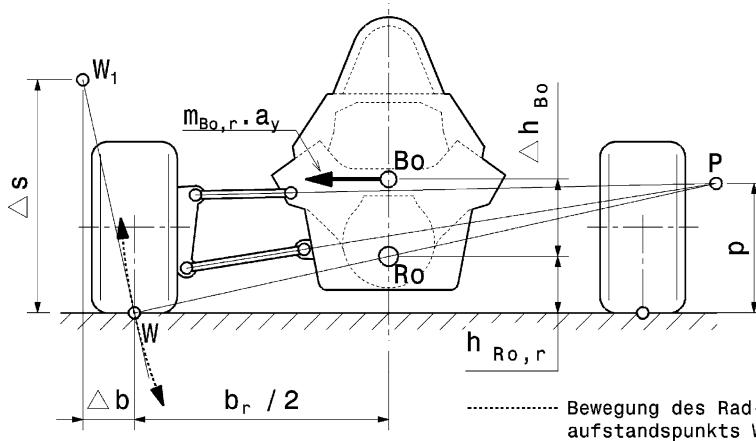
An Rennfahrzeugen wird die Vorspur an der Vorderachse etwas größer als bei Serienfahrzeugen gewählt. Das erhöht die Reifentemperatur [4] und verbessert das Einlenkverhalten. Ein erhöhter Rollwiderstand muss dafür allerdings in Kauf genommen werden. Die Werte liegen bei etwa  $1^\circ$  [13]. Ähnlich verhält es sich an der Hinterachse.

An der Hinterachse ist wegen des Fahrverhaltens wichtig, dass die Vorspurwinkel links und rechts gleich groß sind.

**Rollzentrum (Momentanpol, Wankzentrum) Roll Center** Das Rollzentrum  $Ro$  ist der Momentanpol (siehe Anhang), um den sich aufgrund kinematischer Gesetzmäßigkeiten der Fahrzeugaufbau gegenüber den Radaufstandspunkten ohne jegliche Elastizitäten verdreht [1]. Er ist also das gedachte Verbindungsgelenk zwischen dem Aufbau und den Rädern. Über dieses „Gelenk“ werden auch die Seitenkräfte zwischen Reifen und Aufbau übertragen.

Für Vorder- und Hinterachse existiert je ein Rollzentrum, das in Konstruktionslage (s. Anhang) in der Achsquerebene auf der Fahrzeugmittellinie liegt, Abb. H.11.

Zur Konstruktion des Rollzentrums werden die Drehpole der Räder im Bezug zur Fahrbahn (= Radaufstandspunkte  $W$ ) und die Drehpunkte der Räder im Bezug zum Fahrzeug (= Querpole  $P$ ) gebraucht. Der Schnittpunkt der Geraden durch  $W$  und  $P$  für linke und rechte Wagenhälfte liefert den Drehpol des Fahrzeugs im Bezug zur Fahrbahn, das Rollzentrum  $Ro$ .



**Abb. H.11** Konstruktion des Rollzentrums  $Ro$  einer Doppelquerlenkerachse mit parallel zur Fahrbahn liegenden Querlenkerachsen. Es wird die Hinterachse betrachtet.  $Bo$  Aufbauschwerpunkt (*body centre of gravity*) des Massenanteils  $m_{Bo,r}$ , der auf der Hinterachse lastet. Der Radaufstandspunkt  $W$  wird als weiterer Gelenkspunkt in einem Koppelgetriebe angesehen, das durch den Aufbau, die Lenker und die Räder gebildet wird.  $P$  Querpunkt *Instantaneous center*

Der Abstand  $\Delta h_{Bo}$  zwischen dem Rollzentrum und dem Aufbauschwerpunkt bestimmt das Moment, mit dem bei Kurvenfahrt die Trägheitskraft den Aufbauanteil dieser Achse zum Wanken bringt. Je geringer der Abstand, desto kleiner das Wankmoment. Ein möglicher Nachteil des Aufbauwankens liegt in der zwangsläufigen Änderung der Radstellung. Die Räder sind über die Lenker mit dem Aufbau gekoppelt und ändern so beim Wanken des Aufbaus den Sturzwinkel und/oder die Spurweite, was die mögliche Reifenseitenkraft und die Fahrstabilität beeinflusst.

Interessant ist auch die Strecke zwischen Radaufstandspunkt  $W$  und dem Querpunkt  $P$ . Diese stellt eine gedachte Schwinge dar, mit der sich ein Rad beim Federn relativ zum Aufbau bewegt. Die Länge dieser „Schwinge“ und die Lage des Querpunkts  $P$  bestimmen die Spurweiten- und Sturzänderung beim Federn. Je größer der Abstand  $\overline{PW}$  ausfällt und je geringer die Höhe  $p$ , umso geringer sind die Änderungen.

Betrachtet man eine Wagenhälfte, gilt:

$$\Delta b = \Delta s \cdot h_{Ro,r} \cdot \frac{2}{b_r}$$

$\Delta b$  Änderung der Spurweite einer Achsseite, mm.

Die gesamte Spurweitenänderung ergibt sich also aus der Summe beider Achsseiten:  $\Delta b_t = \Delta b_l + \Delta b_{rs}$ .

$\Delta s$  Änderung des Radhubs, bei dem  $\Delta b$  auftritt, mm

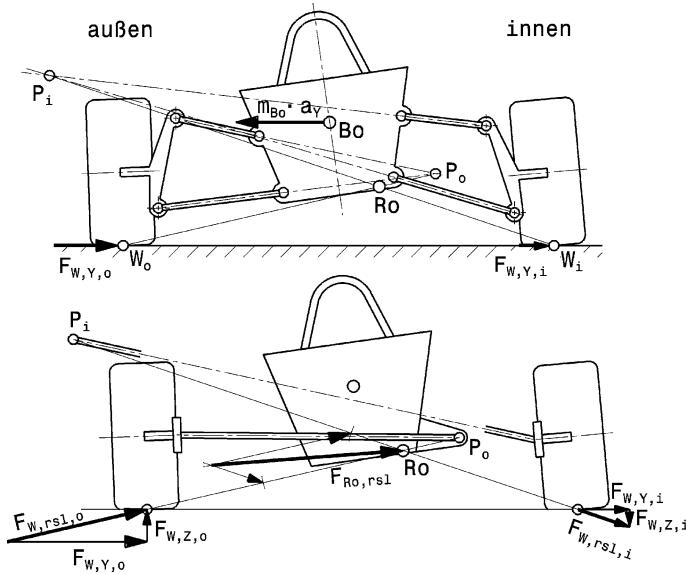
$b_r$  Spurweite hinten, mm

$h_{Ro,r}$  Höhe des Rollzentrums der Hinterachse, mm

An der Vorderachse gilt die Gleichung sinngemäß mit dem Index f.

Für hohe Fahrstabilität und gute Seitenführung sind also ein niedrig liegendes Rollzentrum ( $h_{Ro,r} <$ ) und eine große Spurweite ( $b_r >$ ) vorteilhaft.

Der Abstand des Querpunkts  $P$  vom Radaufstandspunkt  $W$  (*swing axle length*) liegt etwa zwischen 800 und 4600 mm [7]. Kurze Querpunktabstände (500–1000 mm) führen zu brauchbaren statischen



**Abb. H.12** Aufstützeffekt (*jacking*) eines hohen Rollzentrums. Ansicht von hinten, Rechtskurve. *Oben:* Das kurvenäußere Rad erzeugt wegen der höheren Radlast die größere Seitenführungskraft  $F_{W,Y,o}$ . Beide Reifenseitenkräfte  $F_{W,Y}$  rufen als Aktionskräfte die Reaktionskraft  $m_{Bo} \cdot a_y$  der Aufbaumasse hervor. Diese Reaktionskraft stützt sich über die Radlenker und Aufbaufedern ab, der Aufbau dreht sich um das Rollzentrum. *Unten:* Ersatzbild für die oben dargestellte Situation. Betrachtet wird nur die Auswirkung der Seitenkräfte. Die Kräfte werden durch die gedachten Schwingen, die sich durch die Querpole  $P_i$  und  $P_o$  ergeben, zum Aufbau weitergeleitet. Dort rufen sie im Rollzentrum  $Ro$  die resultierende Reaktionskraft  $F_{Ro,rsl}$  hervor. Die Reaktionskraft weist nach oben, hebt also den Rahmen an. Je höher das Rollzentrum liegt, desto stärker wirkt sich dieser Aufstützeffekt aus

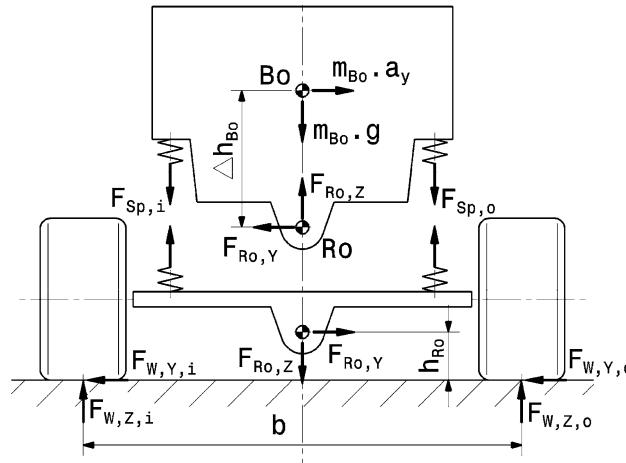
Rollzentren mit günstiger Stellung des kurvenäußersten Rads beim Wanken, aber zu ungünstigen Sturzänderungen beim Bremsen oder Beschleunigen also beim gleichseitigen Federn.

Große Querpolabstände (1800–4600 mm) bewirken niedrige Rollzentrums Höhen mit geringen Spurweitenänderungen. Die seitlichen Verschiebungen der Rollzentrums beim Wanken nehmen allerdings zu, was sich in eher ungünstigen Stellungen des kurvenäußersten Rads äußert. Beim gleichseitigen Federn macht sich eine geringe Sturzänderung vorteilhaft bemerkbar.

Wird der Querpolabstand noch größer gewählt, nähern sich die Querlenker einer Achsseite der Parallelstellung, bei welcher die Räder sich beim Wanken äußerst ungünstig mit dem Wagenkasten mit neigen.

Die Höhe eines Rollzentrums ist noch aus einem anderen Grund von Bedeutung. Ein hohes Rollzentrum führt zum Anheben des Wagenkastens durch die Reifenseitenkraft, so genannter Aufstützeffekt (*jacking*) Abb. H.12. Ein hoch liegendes Rollzentrum bedeutet gleichzeitig hoch liegende Querpole. Bei hoch liegendem Querpol bzw. bei kleiner Höhenänderung des Querpolos beim Federn passiert folgendes. Das Fahrzeug federt kurvenaußen weniger ein als es innen auffedert, d. h. der Schwerpunkt wird angehoben und somit das Wankmoment ungünstig vergrößert. Eine Höhenänderung des Rollzentrums hilft diese Asymmetrie der Federkraftänderung zu verringern bzw. gänzlich zu eliminieren [5]. Beim gleichseitigen Einfedern soll das Rollzentrum demzufolge nach unten wandern.

Die Neigung der Resultierenden  $F_{Ro,rsl}$  hängt neben der Höhe des Rollzentrums auch von der Größe der Reifenseitenkräfte ab. Je größer die Radlastverlagerung ist, desto mehr dominiert das kurvenäußere Rad und desto steiler zeigt die Resultierende nach oben. Das Bild zeigt auch, dass bei hoch



**Abb. H.13** Einfluss der Rollzentrums Höhe auf die Rolllast bei Kurvenfahrt (Ersatzbild Ansicht von hinten, Linkskurve). Der Wagenkasten und die ungefederten Massen sind getrennt dargestellt („frei gemacht“). Die Verbindung zwischen den beiden Massen stellt das Rollzentrum  $Ro$  dar. Weitere Kräfte  $F_{Sp}$  werden über die Aufbaufedern übertragen. Die Trägheitskraft  $m_{Bo} \cdot a_y$  wird letztlich durch die Seitenkräfte  $F_{W,Y}$  ausgeglichen.  $Bo$  Aufbauschwerpunkt (Schwerpunkt der gefederten Massen), Indizes: i kurveninnern, o kurvenaußen, Y seitlich, Z vertikal, W radbezogen

liegendem Querpol  $P_i$  das kurveninnere Rad einen Beitrag  $F_{W,Z,i}$  zum Absenken des Wagenkastens liefert.

Liegt das Rollzentrum auf gleicher Höhe mit dem Aufbauschwerpunkt, so müssen die Aufbaufedern bei Kurvenfahrt keine zusätzlichen Kräfte (hervorgerufen durch die Trägheit) übertragen und der Aufbau wankt nicht, vgl. Abb. H.13. Ein hohes Rollzentrum führt aber auch zu großen Spurweitenänderungen beim Einfedern und beeinflusst somit die Seitenführung ungünstig. Selbst bei PKW sind die Rollzentren daher meist unter 150 mm Höhe zu finden, an Rennfahrzeugen unter 40 mm. Der Bereich für letztere liegt grob zwischen –25 (also unter der Fahrbahn) bis 50 mm Höhe, siehe auch Tab. H.1.

Die Lage des Rollzentrums beeinflusst das Fahrverhalten auf vielschichtige Weise. Dabei darf nicht vergessen werden, dass sich je nach Radaufhängung die Lage des Pols beim Einfedern und Wanken (mitunter sogar stark) ändert, Abb. H.14 und H.15.

**Tab. H.1** Typische Werte für statische Rollzentrums Höhen  $h_{Ro}$

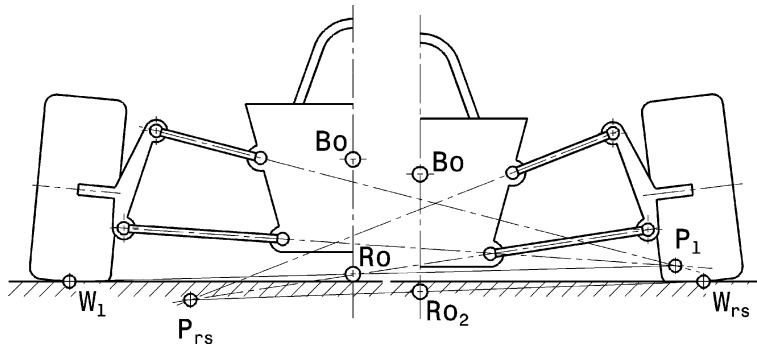
Fahrzeug	Pkw <sup>1)</sup>	Indy-Car <sup>2)</sup>	IMSA GTS <sup>2)</sup>	Formel Ford <sup>2)</sup>	Sportprototyp
$h_{Ro,f}$ , mm	30 bis 100	15	–2,5	–26	15
$h_{Ro,r}$ , mm	60 bis 130	18	12,5	26,6	40

Indizes: f vorne, r hinten

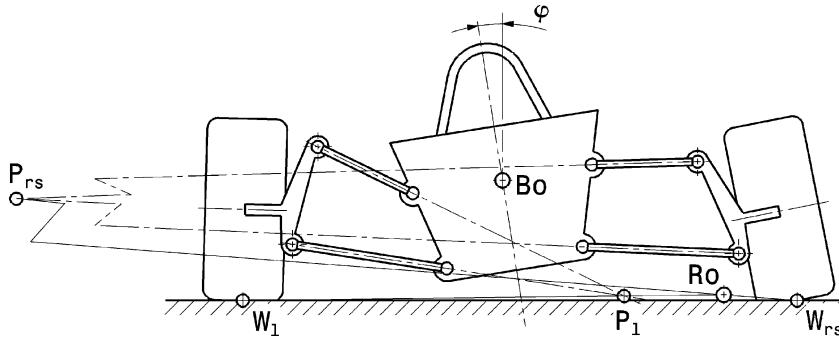
positive Werte über der Fahrbahn

<sup>1)</sup> [16]

<sup>2)</sup> [29]



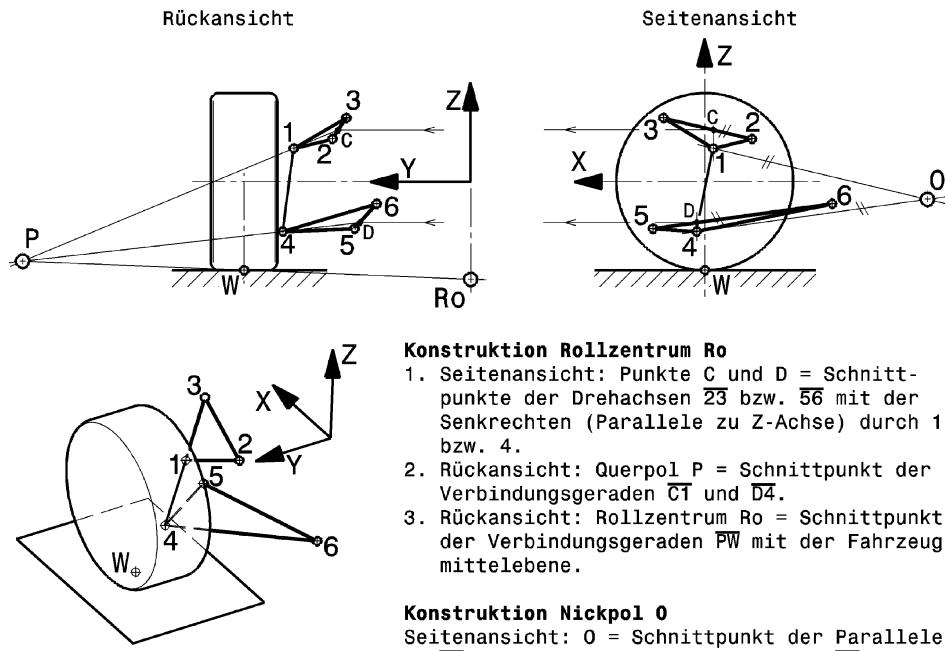
**Abb. H.14** Lageänderung des Rollzentrums  $Ro$  beim gleichseitigen Einfedern. Für die linke Wagenhälfte liegt der Querpunkt  $P_1$  über der Fahrbahn und damit das Rollzentrum ebenso. Federt der Wagenkasten ein (rechte Hälfte), wandert der Querpunkt  $P_{rs}$  nach unten sowie näher zur Wagenmitte und das Rollzentrum  $Ro_2$  kommt unter der Fahrbahn zu liegen.  $Bo$  Aufbauschwerpunkt



**Abb. H.15** Lageänderung des Rollzentrums  $Ro$  beim reinen Wanken des Wagenkastens. Der Wagenkasten rollt um den Winkel  $\varphi$ . Dabei federt das linke Rad ein und das rechte aus. Die Querpole der linken und rechten Radaufhängung,  $P_1$  und  $P_{rs}$ , nehmen stark unterschiedliche Positionen ein und dadurch liegt das Rollzentrum  $Ro$  außerhalb der Mittelebenen des Wagens

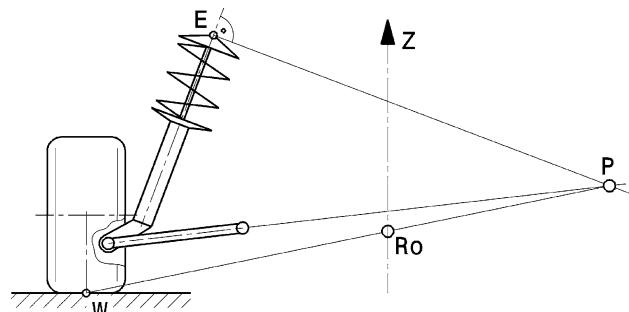
Wankt der Wagenkasten stark, kommt es zu einflussreichen Sturzänderungen der Räder. Gewöhnlich neigen sich die Räder mit dem Aufbau, also nach kurvenaußen. Das kurvenäußere Rad reduziert demnach seinen negativen Sturz oder geht gar in positiven Sturz über und das innere Rad geht in negativen Sturz. Dies wirkt sich ungünstig für die Seitenkraft beider Reifen aus. Für hohes Seitenkraftpotential muss wenigstens das höher belastete kurvenäußere Rad im negativen Sturzbereich bleiben. Das kann durch entsprechende Gestaltung der Aufhängungskinematik sichergestellt werden. Auch das Neigen des Wagenkastens sollte aus dem Grund klein gehalten werden. Das kann durch ein hoch liegendes Rollzentrum (genauer: durch geringen Abstand zwischen Rollzentrum und Aufbauschwerpunkt) erreicht werden. Dagegen sprechen einige oben angeführte Gründe. Andere brauchbarere Möglichkeiten bieten steifere Aufbaufedern, Stabilisatoren und ein niedriger Aufbauschwerpunkt. Beim Einsatz von Stabilisatoren darf jedoch nicht vergessen werden, dass sie Vorteile der Einzelradaufhängung mit zunehmender Steifigkeit verringern.

Zusammenfassend lassen sich folgende grundlegende Aussagen festhalten.



**Abb. H.16** Konstruktion des Rollzentrums  $Ro$  und des Nickpols  $O$  einer Doppelquerlenkerachse mit schräg im Raum liegenden Doppelquerlenkerachsen.  $W$  Radaufstandspunkt

**Abb. H.17** Konstruktion des Rollzentrums  $Ro$  für radführende Federbeinachse (McPherson-Achse).  $E$  ist der wagenseitige Festigungspunkt des Federbeins. Die Verbindungslinie steht normal auf die Bewegungsrichtung der Dämpferkolbenstange



Niedrige Rollzentren führen zu geringerer Radlastverlagerung zum kurvenäußersten Rad, kleineren bis gar keinen Aufstützeffekten, aber zu großen Wankwinkeln des Wagenkastens. Diese Wankwinkel müssen von Stabilisatoren klein gehalten werden.

Bei hohen Rollzentren ist es genau umgekehrt.

Nachstehend sind für einige Achse die Konstruktionen der Rollzentren angeführt.

Die Konstruktion der Pole für eine allgemeine Doppelquerlenkerachse ist in Abb. H.16 beschrieben.

Eine radführende Federbeinachse (McPherson-Achse) stellt bei Pkw an der Vorderachse den Standard dar. Die Konstruktion ihres Rollzentrums ist in Abb. H.17 dargestellt.

**Hinterachsen Rear Axles.** Bei den für die Hinterachse bedeutenden Ausführungen ist die Starrachse trotz ihres Alters nach wie vor interessant. Sie wird in einigen Rennserien, vor allem in Übersee, eingesetzt. Im Abb. H.18b gilt es zu beachten, dass der Drehpunkt der Schwinge des Wattgestänges rahmenfest ist. Diese Ausführung ist für Rennfahrzeuge wesentlich günstiger als jene bei Serienfahrzeugen übliche, wo die Schwinge an der Achse befestigt ist. Die Ermittlung des Rollzentrums für Schräglengerachsen demonstriert Abb. H.19.

**Rollachse Roll Axis.** Die gedachte Verbindung der Rollzentren von Vorder- und Hinterradaufhängung ergibt die Rollachse, Abb. H.20.

Theoretisch ist der Abstand des Aufbauschwerpunkts von der Rollachse der Hebelarm, über den durch die Massenträgheit der Aufbau bei Seitenkräften geschwenkt wird. Wenn der Aufbauschwerpunkt auf der Rollachse liegt, kommt es also zu keiner Seitenneigung. Praktischen Ausführungen steht dem entgegen, dass sich die Rollachse beim Ein- und Ausfedern ändert, dass die Schwerpunktshöhe nicht konstant ist und dass es bei Radaufhängungen mit hohem Rollzentrum zu großen Spurweiten- und Sturzänderungen beim Federn kommt. Der Radsturz ist eine Größe, die das Seitenführungspotential des Rades stark beeinflusst, und hat bei der Auslegung des Fahrwerks höhere Priorität. Weiters wird die Rollsteifigkeit einer Achse auch von der Höhe des Rollzentrums bestimmt. Die Radlastdifferenz zwischen kurveninneren und -äußeren Rädern vergrößert sich mit der Rollsteifigkeit. Ein über der Fahrbahn liegendes Rollzentrum liefert einen Beitrag zur Vergrößerung der Radlastdifferenz. Liegt das Rollzentrum unter der Fahrbahn, ist dieser Beitrag negativ und die Räder werden gleichmäßiger belastet [1].

Durch eine Neigung der Rollachse lässt sich unterschiedliches Wankverhalten an Vorder- und Hinterachse und damit unterschiedliche Radlastverschiebung an den Achsen erreichen. Ist das Rollzentrum an der Hinterachse höher, ist bei Kurvenfahrt die Radlastverlagerung an dieser Achse stärker und der Wagen wird übersteuernd. Die gesamte Radlastverlagerung des Fahrzeugs hängt nur von Schwerpunktshöhe  $h_{Bo}$  und Spurweiten  $b$  ab:

$$\Delta F_Z = a_y \frac{m_{Bo} h_{Bo}}{b}$$

$$F_{Z,o,dyn} = F_{Z,o,stat} + \Delta F_Z$$

$$F_{Z,i,dyn} = F_{Z,i,stat} - \Delta F_Z$$

Gegenüber den statischen Radlasten verändern sich bei Kurvenfahrt die Radlasten außen (o) und innen (i) um den Betrag  $\Delta F_Z$ .

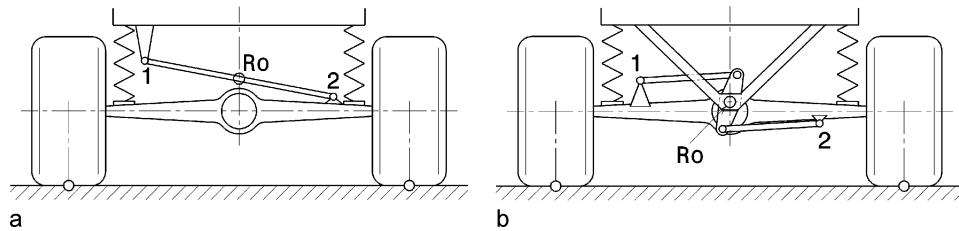
Mit der Lage der Rollachse wird demnach nur die Aufteilung der Radlastverlagerungen zwischen den Achsen beeinflusst.

Das niedrigere Rollzentrum findet man zwar oft am leichteren und/oder niedrigeren Fahrzeugende, das kann aber beileibe nicht als allgemeingültige Empfehlung ausgesprochen werden.

**Nickpol Pitch Center.** Nicken ist die Drehung des Wagenkastens um die Querachse. Beim Bremsvorgang erfolgt vorn ein Einfedern und hinten ein Ausfedern; der Bug des Aufbaus taucht ein, und das Heck hebt sich an.

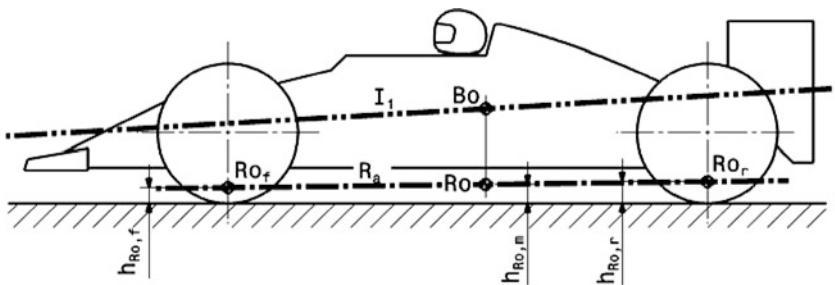
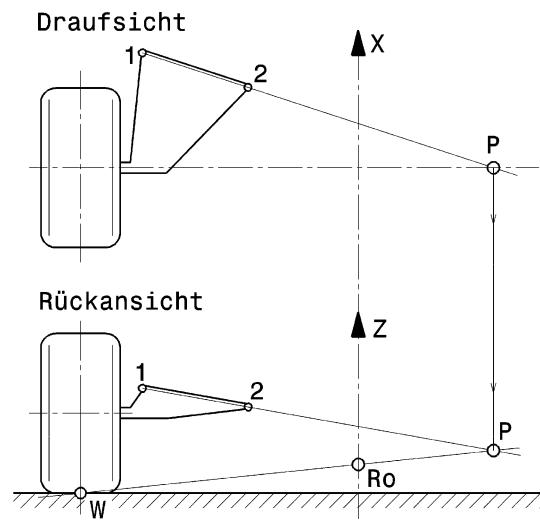
Genauso wie Einzelradaufhängungen in der Rückansicht Momentanpole haben, können an Achsen, die durch einen oder zwei Lenker (bzw. ein Dämpferbein) geführt werden, in der Seitenansicht beidseitig Nickpole O vorhanden sein (Abb. H.21 bis H.23). An diesen stützen sich die Achsen in Längsrichtung am Aufbau ab. Der Nickpol ist also das (augenblickliche) Gelenk, mit dem eine gedachte Schwinge mit dem Wagenkasten verbunden ist.

Die Lage des Nickpols beeinflusst die Nachlaufänderung beim Einfedern und die Entstehung von Reaktionskräften, die dem Nicken des Wagenkastens beim Bremsen oder Beschleunigen entgegen-



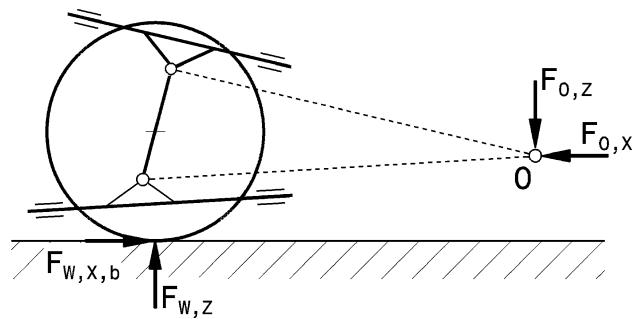
**Abb. H.18** Konstruktion des Rollzentrums  $Ro$  für Starrachsen. **a** Starrachse mit Panhard-Stab.  $Ro$  ist der Schnittpunkt des Stabes mit der Fahrzeugmittelebene. **b** Starrachse mit Wattgestänge.  $Ro$  ist der Drehpunkt des Verbindungshebels

**Abb. H.19** Konstruktion des Rollzentrums  $Ro$  für Schräglengerachsen. Die Konstruktion beginnt in der Draufsicht. Die Gerade  $\overline{12}$  liefert den Querpol  $P$ . In der Rückansicht folgt aus dem Schnitt von  $\overline{PW}$  mit der Fahrzeugmittelebene das Rollzentrum  $Ro$

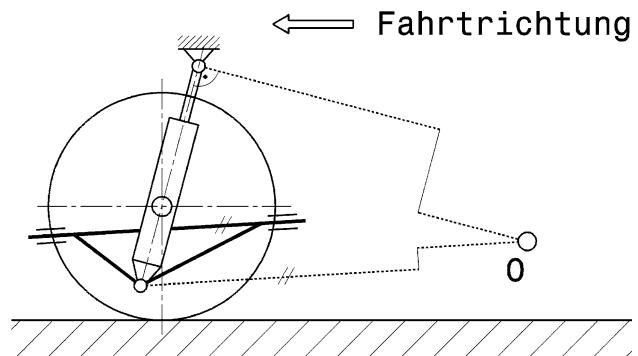


**Abb. H.20** Rollachse *roll axis*.  $R_a$  Rollachse,  $Ro_f$  Rollzentrum Vorderachse,  $Ro_r$  Rollzentrum Hinterachse,  $I_1$  Hauptträgheitsachse in Längsrichtung *main inertia axis*, Bo Aufbauschwerpunkt *body centre of gravity*

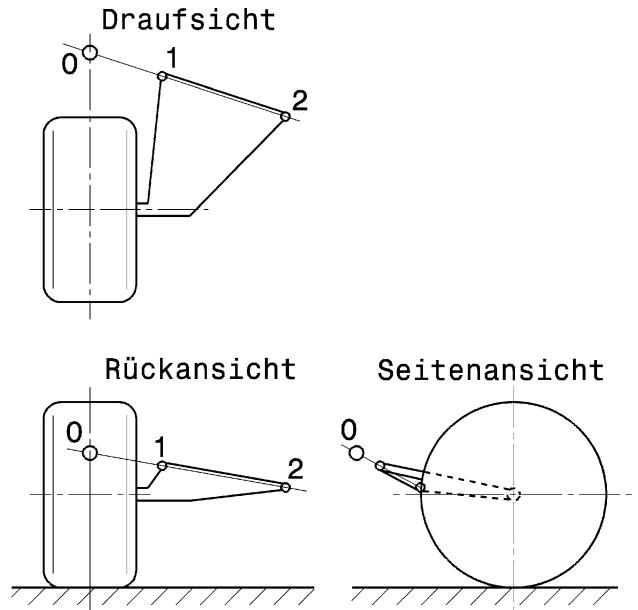
**Abb. H.21** Konstruktion des Nickpols  $O$  bei Doppelquerlenkerachsen. Der Nickpol  $O$  ist der Schnittpunkt der Parallelen zu den wagenseitigen Drehachsen der Querlenker durch die radträgerseitigen Gelenke



**Abb. H.22** Konstruktion des Nickpols  $O$  bei radführenden Federbeinachsen. Der Nickpol  $O$  ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Parallelen zur wagenseitigen Querlenkerdrehachse durch das Radgelenk mit einer Normalen auf die Federbeinachse durch die karosseriefeste Anbindung des Federbeins



**Abb. H.23** Konstruktion des Nickpols  $O$  bei Schräglengerachsen. Der Nickpol  $O$  ergibt sich aus dem Durchstoßpunkt der Drehachse (Verbindung der Gelenke 1 und 2) des Schräglenkens durch die Radmittenebene



wirken. Je höher der Nickpol liegt, desto größer sind diese Reaktionskräfte. Das führt aber auch zu einer großen Nachlaufänderung beim Einfedern, was an der Vorderachse nur in Grenzen erwünscht ist, weil die Lenkrückstellkraft bei einer extremen Kurvenfahrt unter Umständen zu groß werden kann. Außerdem weicht das Vorderrad beim Einfedern nicht nur nach oben, sondern auch nach vorne aus (es schwingt ja um den Nickpol), also genau einer Bodenwelle entgegen. Das führt zu einer scheinbaren Verhärtung der Federung und verschlechtert zumindest den Komfort.

## 2.2 Entwicklungsziele *Design Goals*

**Gütegrad der Seitenkraftverteilung  $\eta_G$ .** Ist das Verhältnis der tatsächliche wirkenden Seitenkraft  $F_{Y,V}$  pro Achse zur theoretisch möglichen:

$$\eta_{G,f} = \frac{F_{V,Y,f}}{\mu_{W,Y} \cdot F_{V,Z,f}}$$

$$\eta_{G,r} = \frac{F_{V,Y,r}}{\mu_{W,Y} \cdot F_{V,Z,r}}$$

$\eta_{G,f}$  Gütegrad der Seitenkraftverteilung vorne, –.

$\eta_{G,r}$  Gütegrad der Seitenkraftverteilung hinten, –.

$F_{V,Z,f}$  Achslast vorne, N.

$F_{V,Z,r}$  Achslast hinten, N.

$\mu_{W,Y}$  Reibbeiwert in Querrichtung, –.

$F_{V,Y,f}$  Seitenkraft auf Vorderachse wirkend, N.

$F_{V,Y,r}$  Seitenkraft auf Hinterachse wirkend, N.

Eine ideale Seitenkraftverteilung ( $\eta_G = 1$ ) erhält man mit Seitenkräften proportional zu den Radlasten verteilt. Dann wird am kurveninneren und am kurvenäußersten Rad derselbe Reibwert  $\mu_{W,Y}$  in Anspruch genommen. Dafür ist eine Einzelradaufhängung vorteilhaft.

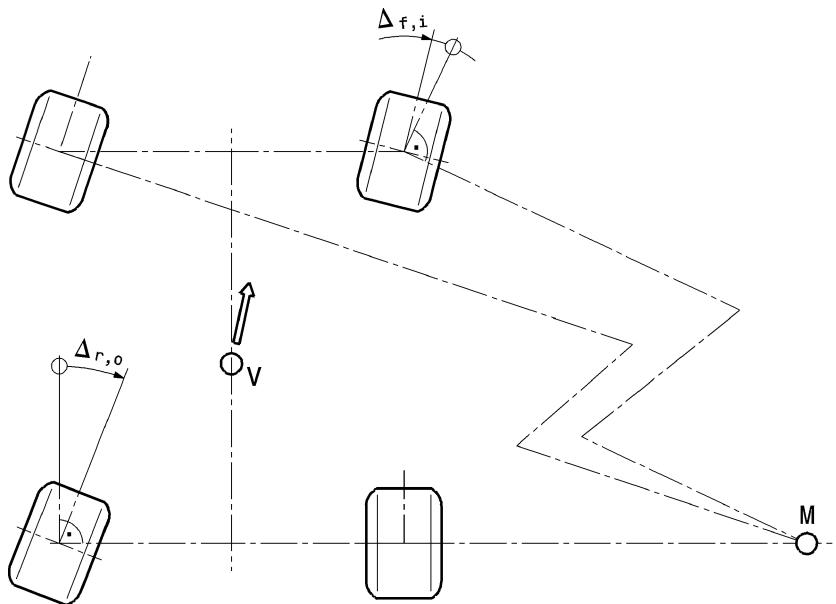
Eine extrem geringe Schwerpunktshöhe erleichtert das Erzielen hoher Gütegrade, weil dann die dynamischen Radlasten sich nur wenig von den statischen unterscheiden.

**Vorspur.** Möchte man mittels der Radaufhängungskinematik den Gütegrad der Seitenkraftverteilung verbessern, so muss ein Lenkeffekt erzeugt werden, bei dem z. B. beim Rollen an der Hinterachse das kurvenäußere Rad und an der Vorderachse das kurveninnere Rad in Richtung untersteuernd gedreht wird (Abb. H.24).

Wird die Untersteuerung oder zumindest das neutrale Verhalten bereits durch andere Mittel ausreichend erreicht, dann wirkt auch die entgegengesetzte Verdrehung der gegenüberliegenden Räder oder beides zusammen gütegradverbessernd [1].

Beim maximalen Einfedern oder Wanken darf das Rad in keine Nachspurstellung gedreht werden. Das führt sonst zu einem unerwünschten Lenkeffekt des kurvenäußeren Rads in Richtung Kurvenaußenseite. An der Vorderachse fördert das also Untersteuern, an der Hinterachse Übersteuern.

**Nachlauf.** Ein Nachlauf der Vorderräder sorgt für stabilen Geradeauslauf des Fahrzeugs erhöht aber auch das Lenkmoment. Ein großer positiver Nachlaufwinkel führt bei Kurvenfahrt am kurvenäußeren Rad zu einer Sturzänderung Richtung negativer Werte. Dieser Effekt wird durch große Spreizungswinkel verstärkt. Beim Einlenken ist diese rasche Sturzänderung im Prinzip vorteilhaft, kann aber auch in weiterer Folge zu nichtlinearem Untersteuern führen. Deshalb wird ein Kompromiss zwischen der nachlaufbedingten Sturzänderung beim Lenken und jener durch Wanken des



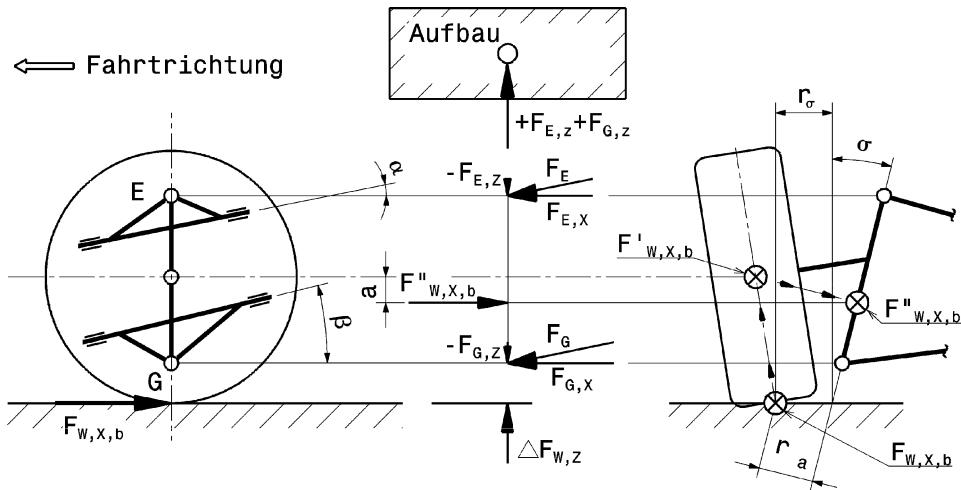
**Abb. H.24** Vorspurwinkel  $\Delta_{f,i}$  und  $\Delta_{r,o}$  zur Verbesserung des Gütegrades der Seitenkraftverteilung bei gleichzeitiger Förderung der Untersteuerungstendenz, nach [1]. Erhält das kurveninnere Vorderrad und das kurvenäußere Hinterrad eine Vorspur erhöht sich der Gütegrad der Seitenkraftverteilung. Vor allem an der Hinterachse kann damit das Fahrverhalten in Richtung neutral oder sogar untersteuernd eingestellt werden

Wagenaufbaus gesucht. Durch aerodynamische Abtriebskräfte wird die Radlast erhöht und damit das Lenkmoment. Daher wird bei Rennfahrzeugen mit starken aerodynamischen Hilfen der Nachlaufwinkel sehr klein gewählt. Die Obergrenze bei Schürzenfahrzeugen der Formel 1 in den 1980er-Jahren lag unter  $2^\circ$  [13]. Übliche Werte finden sich im Bereich  $2$  bis  $6^\circ$ .

**Spreizung.** Für kleine bzw. negative Lenkradien sind große Spreizungswinkel erforderlich. Um die Sturzänderung beim Lenken gering zu halten wird an Rennfahrzeugen die Spreizung klein gehalten. Dies umso mehr je breiter die Reifen sind. Die Winkel an Formel-1-Bodeneffektfahrzeugen mit Schürzen lagen bei  $1,5^\circ$  [13]. Übliche Werte liegen um  $7^\circ$ , wobei kleinere Winkel besser sind [7].

Bei Pkw wird gerne ein negativer Lenkradius vorgesehen, weil dieser stabilisierend beim Bremsen wirkt. Wird nämlich mit links und rechts stark unterschiedlichen Reibverhältnissen der Fahrbahn gebremst, entsteht ein unfallträchtiges Giermoment (siehe Anhang). Ein negativer Lenkradius erzeugt auf der Seite mit mehr Reibung ein Lenkmoment, das dieser Gierbewegung (ohne FahrerEinfluss) entgegenwirkt. Ein ähnlicher Effekt wirkt sich auch vorteilhaft bei diagonaler Bremskreisaufteilung bei Ausfall eines Bremskreises aus. Bei einem Rennfahrzeug soll der Lenkradius möglichst wenig von Null abweichen, damit störende Einflüsse auf die Lenkung vermieden werden. Ein negativer Lenkradius hat vor allem für einen Rennfahrer den Nachteil, dass bei einseitig wirkender Bremse die Lenkung zur Seite mit der geringeren Reibung zieht und zwangsläufig eine Fehleinschätzung des Fahrers hervorruft. Dieser wird ja darauf reagieren und genau in die falsche Richtung gegenlenken, also die beginnende Gierbewegung verstärken [5].

Der Spreizungswinkel ist auch für die Lenkungsrückstellung eine wichtige Größe, siehe Abschn. J.2.2 *Lenkung*.



**Abb. H.25** Nickpol bei innenliegender Bremse, nach [16]. Befindet sich die Vorderradbremse innen am Ausgleichsgetriebe, so kann dem Bremstauchen durch gleichgerichtetes Schrägstellen der Lenker entgegengewirkt werden (*links*). Die Bremskraft ist dabei als um den Betrag  $a$  unter der Radmitte liegend zu betrachten (*rechts*). Da das Radlager keine Momente in der Radebene überträgt, d. h. das Rad und der Radträger sind keine starre Einheit, ist die Bremskraft  $F'_{W,X,b}$  in der Radmitte zu betrachten. Es entsteht das Moment  $M_b = F'_{W,X,b} \cdot r_a$ . Die Bestimmung der Kräfte  $F_{E,x}$  und  $F_{G,x}$  in den Radgelenken  $E$  und  $G$  erfordert ein weiteres Verschieben senkrecht zur Spreizachse;  $F_{W,X,b}$  kommt dadurch als  $F''_{W,X,b}$  um den Betrag  $a = r_a \cdot \sin \sigma$  unter der Radmitte ( $r_{dyn}$ ) zu liegen. Der Bremsabstützwinkel ergibt sich bei dieser Anordnung zu  $\chi = (\alpha + \beta)/2$

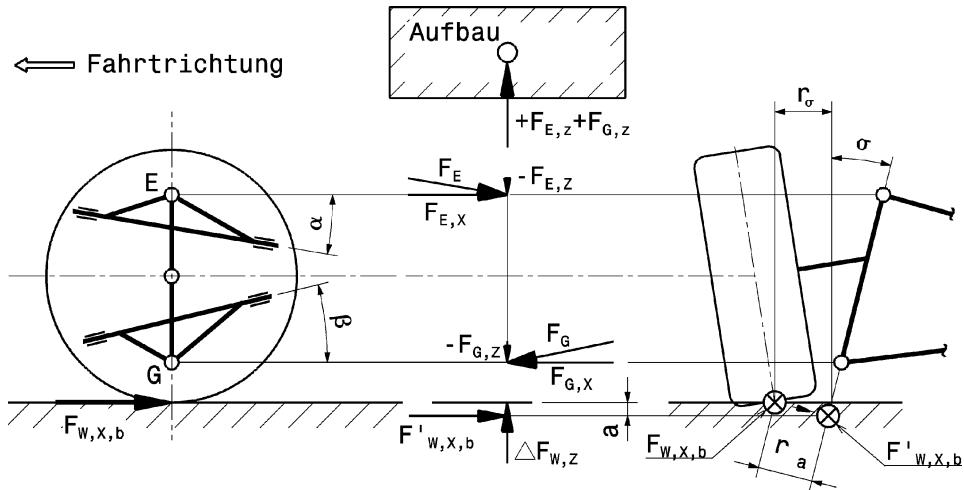
## 2.2.1 Brems- und Anfahrnickausgleich Anti Dive and Anti Squat

Die Trägheitskraft des Fahrzeugs bewirkt beim Bremsen und Beschleunigen eine Nickbewegung des Aufbaus. Beeinflusst wird diese Bewegung durch die Verzögerung bzw. Beschleunigung, die Schwerpunktshöhe, die Steifigkeit der Aufbaufedern, den Radstand und Fahrwerkgeometrie. Beim Fahrwerk ist die Lage der Nickpole von entscheidender Bedeutung. Eine starke Nickbewegung ist vor allem für Fahrzeuge mit Flügeln und Bodeneffekt störend, weil sich dadurch zwangsläufig der Anstellwinkel der Strömung sowie der Bodenabstand und damit die Abtriebskräfte ändern.

Die Abstützung der Bremskräfte einer Achse erfolgt durch den gedachten Lenker, der sich um den Nickpol dreht. Die Abstützkraft geht also durch den Radaufstandspunkt und durch den Nickpol. Den Winkel, den der Kraftvektor mit der Fahrbahn einschließt, nennt man Bremsabstützwinkel  $\varepsilon$  bzw. Anfahrabstützwinkel oder Schrägfederungswinkel (*diagonal springing angle*)  $\chi$ .

An den Nickpolen stützen sich also die Achsen in Längsrichtung am Aufbau ab und außerdem die durch die Bremskraft  $F_B$  hervorgerufenen Momente. Voraussetzung hierfür ist, dass die Momente in der Radaufhängung selber entstehen, also die Bremse sich außen im Rad befindet.

Linke und rechte Aufhängung sind im Allgemeinen gleich, so dass die durch die momentane Stellung der Lenker bestimmten Pole beidseitig die gleiche Lage haben und von einer Nickachse  $O_f$  vorn gesprochen werden kann sowie einer hinteren  $O_r$ . Befindet sich  $O_f$  hinter der Vorderachse, so erfolgt beim Bremsvorgang ein Hochdrücken des tauchenden Bugs. Ein vor der Hinterachse liegendes  $O_r$  sorgt für ein Herunterziehen des ausfedernden Hecks. Wandert die Nickachse ins Unendliche (d. h. sie ist praktisch nicht vorhanden), erfolgt die Längskraftabstützung in den Radmittnen, was auch für den Fall der innen (am Ausgleichsgetriebe) angeordneten Bremse zutrifft. Hier kann dem Bremstauchen durch gleichgerichtetes Schrägstellen der beiden Doppel-Querlenker begegnet werden, Abb. H.25. Wie aus dem Bild ersichtlich, wirkt die als  $F''_{W,X,b}$  von der Radmitte senkrecht

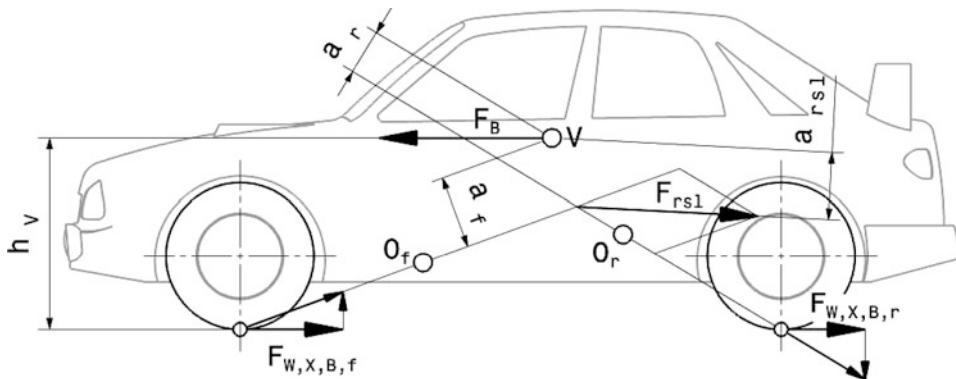


**Abb. H.26** Nickpol bei Lage der Bremse im Rad, nach [16]. Zur Verringerung des Bremstauchens sind bei außen liegender Bremse die Lenker gegeneinander zu verschränken (*links*). Ausgehend von der um  $a$  unter dem Boden liegenden Bremskraft  $F'_{W,X,b}$  sind die Kräfte  $F_{E,x}$  und  $F_{G,x}$  zu bestimmen. Die dem Tauchen des Vorderwagens entgegenwirkenden Komponenten sind dann  $+F_{E,z}$  und  $+F_{G,z}$ . Durch die Bremszange bilden das Rad und der Radträger beim Bremsen eine starre Einheit (*rechts*). Um die Reaktionskräfte in den Radgelenken  $E$  und  $G$  bestimmen zu können, ist die Bremskraft  $F_{W,x,b}$  als  $F'_{W,X,b}$  senkrecht auf die Spreizachse zu verschieben; diese kommt um  $a = r_a \cdot \sin \sigma$  unter dem Boden zu liegen bzw. über diesem bei negativem Lenkrollhalbmesser

zur Spreizachse verschobene Bremskraft in den Lenkern die Reaktionskräfte  $F_{E,x}$  und  $F_{G,x}$ , die (bedingt durch die Schräglage) die senkrechten Komponenten  $-F_{E,z} = F_{E,x} \cdot \tan \alpha$  und  $-F_{G,z} = F_{G,x} \tan \beta$  hervorrufen. Kräfte in einer Wirkungsrichtung müssen Null sein, d.h.,  $+F_{E,z}$  und  $+F_{G,z}$  wirken dem Einfedern des Vorderwagens entgegen. Zwei in dieser Weise schräg liegende Lenker haben wohl den Vorteil keiner Nachlaufänderung, aber den Nachteil, beim Einfedern nach vorn auszuweichen (also in Richtung des Hindernisses). Eine derartige Lenkeranordnung ermöglicht fast 100 % Bremsnickausgleich.

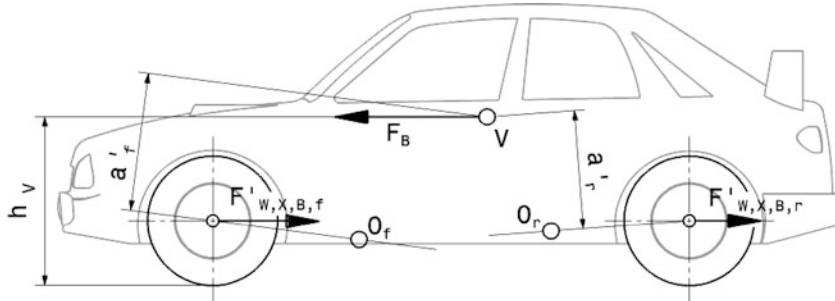
Bei Außenliegender Bremse ist ebenfalls ein Schrägstellen der Lenker erforderlich, um ein Nickzentrum und somit Reaktionskräfte in Hochrichtung zu bekommen; beide Lenker müssen jedoch gegeneinander verschränkt sein, Abb. H.26. Der linke Bildteil zeigt die Statik mit der (gegenüber der Anordnung mit innenliegender Bremse) deutlich größer gewordenen Komponente  $F_{G,z}$  hervorgerufen durch die bei Außenliegender Bremse höhere Kraft  $F_{G,x} = F'_{W,X,b} + F_{E,x}$  (bei sich innen befindender Bremse war ja  $F_{G,x} = F'_{W,X,b} - F_{E,x}$ ).

Die Forderung nach Verringerung des Bremstauchens verlangt eine dicht am Rad und möglichst hoch liegende Nickachse; beides hat jedoch eine starke Nachlaufänderung zur Folge. Für die Vorderachse muss deshalb ein Kompromiss zwischen günstiger Lage und vertretbarer Änderung gefunden werden, an Hinterachsen dagegen sieht es anders aus. Hier können die Nickpole  $O_r$  dicht vor die Achse gelegt werden. Die mit dem Nickzentrum verbundenen Radstandsänderung dürfte auf das Fahrverhalten keinen Einfluss haben; als Beweis können die Renault-PKW-Modelle (R4, 5 und 6) dienen, bei denen links und rechts unterschiedliche Radstände vorhanden waren [6].



**Abb. H.27** Berechnung des Bremsnickausgleichs  $k_e$  in Prozent bei Außenbordbremse.

$$k_{e,\text{ges}} = \frac{F_{\text{rs1}}(h_V - a_{\text{rs1}})}{F_B \cdot h_V} \cdot 100\%, k_{e,f} = \frac{h_V - a_f}{h_V} \cdot 100\%, k_{e,r} = \frac{h_V - a_r}{h_V} \cdot 100\%, \text{ mit } V \text{ Fahrzeugschwerpunkt}$$



**Abb. H.28** Berechnung des Bremsnickausgleichs  $k'_e$  in Prozent bei Innenbordbremse.  $k'_{e,f} = \frac{h_V - a'_f}{h_V} \cdot 100\%, k'_{e,r} = \frac{h_V - a'_r}{h_V} \cdot 100\%$

Werden die beim Bremsen bzw. Beschleunigen auf das Gesamtfahrzeug wirkenden Kräfte betrachtet, so ergibt sich eine Möglichkeit den Brems- bzw. Beschleunigungsausgleich  $k_e$  bzw.  $k_\chi$  zu bestimmen.

Die aus der Trägheit des Wagens resultierende Gesamtbremskraft ist:

$$F_B = m_{V,t} \cdot a_x$$

$F_B$  Gesamtbremskraft, N

$m_{V,t}$  Gesamtmasse des Fahrzeugs, kg

$a_x$  Verzögerung,  $\text{m/s}^2$

Diese ruft an den Reifen der Vorderachse die Bremskraft  $F_{W,X,B,f}$  bzw. an der Hinterachse  $F_{W,X,B,r}$  hervor, Abb. H.27 und H.28.

Der Zahlenwert für den auf die Achse bezogenen Bremsnickausgleich aus Abb. H.28 entspricht auch dem Beschleunigungsausgleich  $k_\chi$ , wenn das Antriebsmoment nicht über die Radaufhängung abgestützt wird, was ja durch rahmenfeste Achsgetriebe im Allgemeinen der Fall ist.

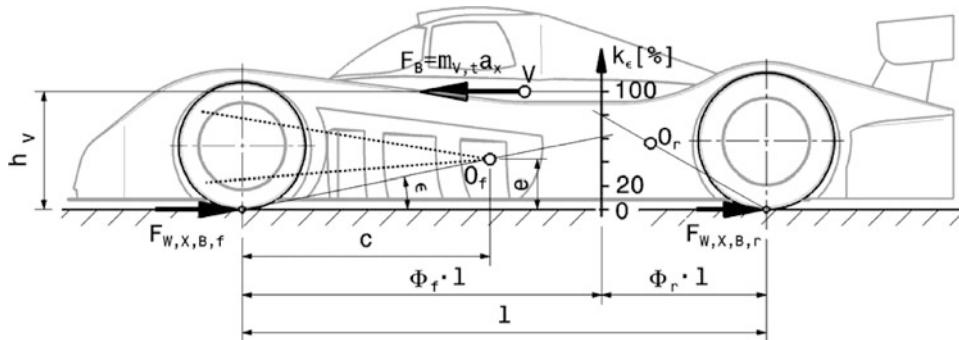


Abb. H.29 Grafische Ermittlung des Bremsnickausgleiches, nach [18]

Abbildung H.29 zeigt ein rein grafisches Verfahren zur Ermittlung des Ausgleichgrads.

Der Radstand  $l$  wird entsprechend der Aufteilung der Bremskräfte geteilt und an dieser Stelle eine senkrechte Gerade eingetragen. Der Abstand  $h_V$  von der Fahrbahn zum Fahrzeugschwerpunkt entspricht 100 % Bremsnickausgleich. Der Schnittpunkt der Geraden durch Radaufstandspunkt und Nickpol mit der Senkrechten liefert den Prozentsatz des Nickausgleichs für diese Achse. Im gezeigten Beispiel weist die Vorderachse 60 % und die Hinterachse 80 % Bremsnickausgleich auf.

$$k_{\epsilon,f} = \Phi_f \cdot l \frac{1}{h_V} \cdot \frac{e}{c}$$

$k_{\epsilon,f}$  bzw.  $r$  Bremsnickausgleich vorne bzw. hinten, – bzw. %, je nach dem ob  $\Phi$  dimensionslos oder in %

$\Phi_f$  bzw.  $r$  Vorder- bzw. Hinterachsbremskraftanteil, – bzw. %

$$\Phi_f = F_{W,X,B,f}/F_B \text{ (mal 100 in %) und } \Phi_r = 1 - \Phi_f \text{ bzw. } 100 - \Phi_f$$

$\epsilon$  Bremsabstützwinkel, °.  $\epsilon = \arctan(e/c)$

$e, c, h_V, l$  Strecken, mm. Siehe Abb. H.29

Ein Bremsnickausgleich von 100 % für eine Achse bedeutet, dass die Vorderachse beim Bremsen nicht einfedert und die Hinterachse nicht ausfedert. Liegt der Wert für die Hinterachse über 100 %, so wird die Trägheitsbewegung überkompensiert und der Wagen senkt sich hinten beim Bremsen ab.

Bei den meisten Rennfahrzeugen ist die Bremskraftaufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse vom Fahrer verstellbar. Bei einer Verstellung der Bremskraftaufteilung ändert sich der Bremsnickausgleich entsprechend mit. Die Reaktionskräfte des Nickausgleichs wachsen mit den Bremskräften vergleichbar mit. Bei Fahrzeugen mit hohem Abtrieb können in der Anfangsphase der Bremsung enorme Bremskräfte erzeugt werden, die je nach Nickausgleich entsprechende Reaktionskräfte in das Fahrwerk einleiten. Das führt zu erhöhter Gelenksreibung und verminderter Federungswirkung – das Fahrwerk bewegt sich im Extremfall gar nicht mehr. Aus diesem Grund werden bei Rennfahrzeugen höchstens 30 % Bremsnickausgleich vorgesehen. An Formelwagen und Sportprototypen wird praktisch gar kein Ausgleich angewandt, an Tourenwagen mit Frontmotor etwa 20 bis 30 % [23].

Bei Pkw finden sich Bremsnickausgleichswerte zwischen 14 bis 48 % vorne und 40 bis 120 % hinten.

Wie beim Bremsen kommt es auch beim Beschleunigen zu einer Achslastverlagerung und einem Nickmoment. Nur in dem Fall nach hinten und damit zum Einsacken des Hecks. Dadurch kommt es zu einer unerwünschten Sturzänderung der Antriebsräder. Die Lage des Nickpols  $O_r$  der Hinterachse beeinflusst die Ausgleichswirkung der Reaktionskräfte. Die Ermittlung des Ausgleichgrads erfolgt

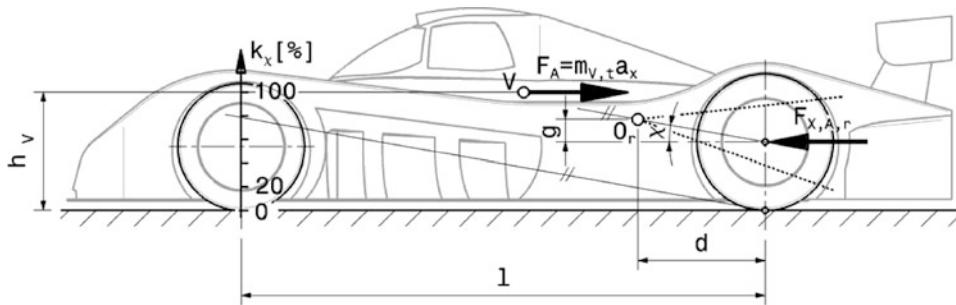


Abb. H.30 Grafisches Verfahren zur Ermittlung des Anfahrausgleichs

daher grundsätzlich wie beim Bremsvorgang, nur mit dem Unterschied, dass nur eine Achse Kräfte aufnimmt und dass diese Kräfte auf die Radmitte wirken, weil das Moment der Gelenkwellen am Aufbau und nicht am Fahrwerk abgestützt wird (also wie bei einer innenliegenden Bremse). Abbildung H.30 erläutert ein grafisches Verfahren.

Analog zu Abb. H.29 wird der Radstand  $l$  gemäß der Aufteilung der Antriebskräfte  $F_{X,A,r}$  geteilt. Im Fall des hier vorliegenden Einachsantriebs wird die senkrechte Gerade direkt am Radaufstandspunkt der Vorderachse aufgetragen. Die Höhe  $h_V$  bis zum Fahrzeugschwerpunkt  $V$  repräsentiert 100 % Anfahrnickausgleich, d. h. der Wagen bleibt beim Beschleunigen parallel zur Fahrbahn. Eine Parallelle zur Geraden durch den Nickpol  $O_r$  und den Radmittelpunkt der Hinterachse schneidet die Senkrechte im entsprechenden Ausgleichswert. Im Beispiel sind das 80 % Anfahrnickausgleich.

$$k_\chi = \frac{l}{h_V} \cdot \frac{g}{d} \text{ (mal 100 in %)}$$

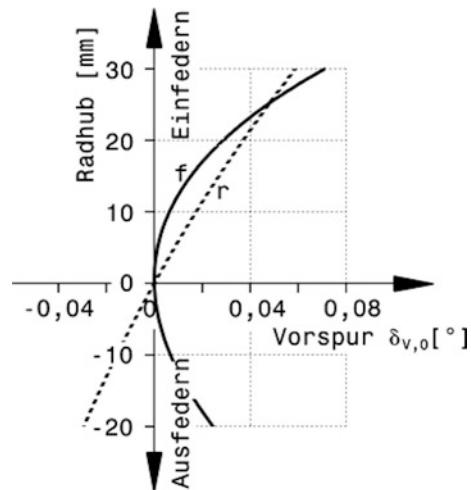
- $k_\chi$  Anfahrnickausgleich, – bzw. %
- $g, d$  Strecken, mm. Siehe Abb. H.30
- $\chi$  Anfahrabstützwinkel, °,  $\chi = \arctan(g/d)$

Liegt der Nickpol  $O_r$  oberhalb der Radmitte, erfolgt beim Beschleunigen ein Ausgleich der einsackenden Trägheitsbewegung durch das Hochdrücken des Hecks. Befindet sich der Nickpol jedoch unterhalb der Radmitte, wird das Heck beim Anfahren zusätzlich heruntergezogen. Anders als an der Vorderachse stört ein hoher Nickpol an der Hinterachse beim Einfedern nicht. Das Rad schwingt beim Ausweichen einer Bodenwelle nach hinten, also im Sinne einer Nachgiebigkeit von der Erhebung weg. Dennoch wird an Rennfahrzeugen der Nickausgleich nicht zu hoch installiert, weil zu hohe Reaktionskräfte die ausgleichende Wirkung einer federnden Achse aufheben und die Traktion der Reifen darunter leidet (Leistungsübersteuern). Der angestrebte Ausgleichsgrad ist abhängig vom Leistungsgewicht (Motorleistung/Fahrzeugmasse) des Wagens und überschreitet kaum 20 %. Mit abnehmendem Leistungsgewicht nimmt auch der Bedarf nach einem Anfahrnickausgleich ab.

## 2.2.2 Radhubkinematik Kinematics of Wheel Travel

Die maximale Radhubbewegung beträgt bei Ralleyfahrzeugen etwa 250 mm, bei Rundstreckenfahrzeugen meist nur 25–50 mm. Dadurch ist bei letzteren der Einfluss des Radhubs auf die Stellung des Reifens vergleichsweise gering. Dennoch muss die Tendenz der Radstellungsänderung das gewünschte Fahrverhalten hervorrufen, damit man sich dem physikalischen Optimum nähern kann.

**Abb. H.31** Akzeptable Vorspuränderung beim Federn. Die Werte gelten für Rennreifen auf Asphalt und stellen den Verlauf für das Vorderrad (f) und das Hinterrad (r) dar



Ebenso können allgemein nur tendenzielle Aussagen gemacht werden, welcher Verlauf geometrischer Kennwerte gut und welcher schlecht ist. Erst recht gilt das natürlich für Zahlenwerte. Trotzdem folgen nachstehend einige Diagramme mit beispielhaften Auslegungen.

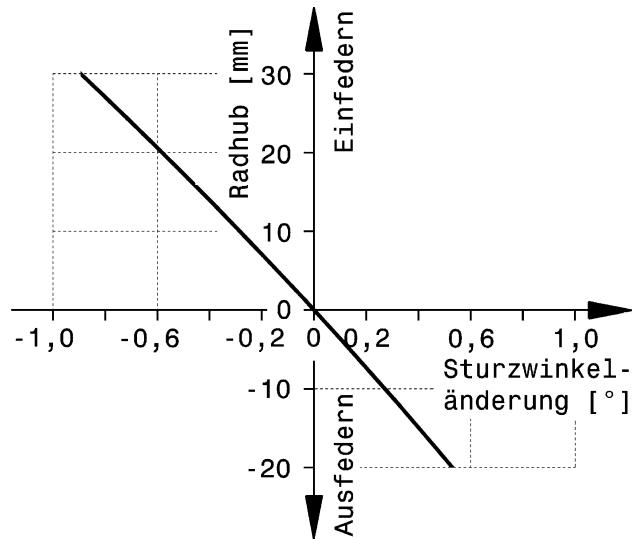
**Vorspur.** Für PKW gilt grob: An der Hinterachse soll beim Einfedern (äußeres Rad beim Wanken) bei maximalen Federweg keine Vorspuränderung auftreten. Bei Kurvenfahrt kann eine Vorspuränderung jedoch hilfreich sein untersteuerndes also dynamisch stabiles Fahrverhalten zu erzielen: Bei 3000 N Reifenseitenkraft, die etwa 30 mm in Fahrtrichtung hinter dem Radaufstandspunkt wirkt, soll an der Hinterachse die Vorspuränderung des kurvenäußeren Rads ca.  $0,3^\circ$  betragen und an der Vorderachse  $0^\circ$ . Die Hinterachse ist in dem Zusammenhang die wichtigere. Ein unerwünschtes Eigenlenken der Hinterachse ist für den Fahrer viel schwerer zu kompensieren als jenes der Vorderachse, die ja durch die Lenkung direkt vom Fahrer beeinflusst wird. Letzteres gilt auch besonders bei Rennfahrzeugen, die ja hohe Geschwindigkeiten erzielen und für ruhiges Fahrverhalten eine stabile Hinterachse benötigen.

Starke Vorspuränderungen beim Federn erhöhen auch den Reifenverschleiß. Dies ist vor allem bei Langstreckenfahrzeugen bedeutend, weil sich dadurch die Reifenwechselintervalle merklich verkürzen. Das wiederum ist ein Aspekt der rennentscheidend sein kann. Abbildung H.31 zeigt typische Verläufe von Vorspuränderungen.

**Sturz.** Der zulässige Sturzwinkel hängt vom Reifenfabrikat, vom Leistungsgewicht, vom Einsatz (angetrieben/nicht angetrieben) der Reifen und von der Aerodynamik ab. Der Sturzwinkel soll sich nur wenig über dem Einfederweg des Rades ändern und wenn, dann soll der negative Winkel beim Einfedern dem Betrag nach größer werden. Dadurch wird auch eine Sturzänderung durch die Wankbewegung des Wagenkastens, hervorgerufen durch Federbewegung der Reifen, kompensiert. Bei breiten Reifen soll die Sturzänderung geringer ausfallen als bei schmalen. Ebenso soll die Änderung mit zunehmendem Leistungsgewicht ( $\text{kW}/\text{kg}$ ) des Fahrzeugs abnehmen.

Bei Kurvenfahrt ist das einfedernde Rad das stärker belastete kurvenäußere, das somit mehr Seitenkraft durch Schräglauf übertragen kann. Ein negativer Sturz kompensiert die Deformation der Reifenseitenwand und vergleichmäßigt die Belastung der Reifenaufstandsfläche, wodurch mehr Seitenkraft aufgebaut werden kann. Das ausfedernde Rad soll normal zur Fahrbahn bleiben (Sturz-

**Abb. H.32** Brauchbare Sturzänderung beim Federn. Aufgetragen ist die Abweichung vom eingestellten Sturzwinkel in Konstruktionslage. Der gezeigte Verlauf ist für Vorder- und Hinterräder brauchbar. Beim Einfedern vergrößert sich der Sturz zur negativen Seite hin, d. h. war er  $-3^\circ$  beim Radhub 0 mm, so wird er ca.  $-4^\circ$  beim Radhub 30 mm. Das ausfedernde Rad ist beim Kurvenfahren das innere, das im (theoretischen) Idealfall die gleiche Neigung annimmt wie das äußere Rad – der Sturzwinkel darf also gegen  $0^\circ$  gehen oder sogar positiv werden



zwinkel =  $0^\circ$ ). Ein übermäßig großer Sturzwinkel verschlechtert die Situation jedoch, weil dann die Reifenaufstandsfläche teilweise von der Fahrbahn abhebt und die mögliche Seitenkraft durch Schräglauf nicht erreicht werden kann.

Beim Wanken des Wagenkastens soll der Sturz des einfedernden Rads innerhalb der für den gewählten Reifen zulässigen Grenzen bleiben bei weniger als  $1^\circ$  Änderung pro  $1^\circ$  Rollwinkel des Wagens bzw. ca. 25 mm Radfederweg. Das dabei ausfedernde Rad soll seinen Sturz nicht ändern.

Für Radialreifen kann die Sturzänderung tendenziell kleiner sein als für Diagonalreifen [13]. Allerdings wird in Konstruktionslage bei Radialreifen mehr (statischer) Sturz eingestellt. Abbildung H.32 zeigt einen typischen Verlauf der Sturzänderung.

Bei Fahrzeugen, die für hohe Querbeschleunigung ausgelegt werden, soll die Sturzänderung beim Rollen des Wagenkastens innerhalb der zulässigen Sturzwerte bleiben. In Abb. H.33 ist ein akzeptabler Einfluss des Lenkens auf den Sturzwinkel zu sehen.

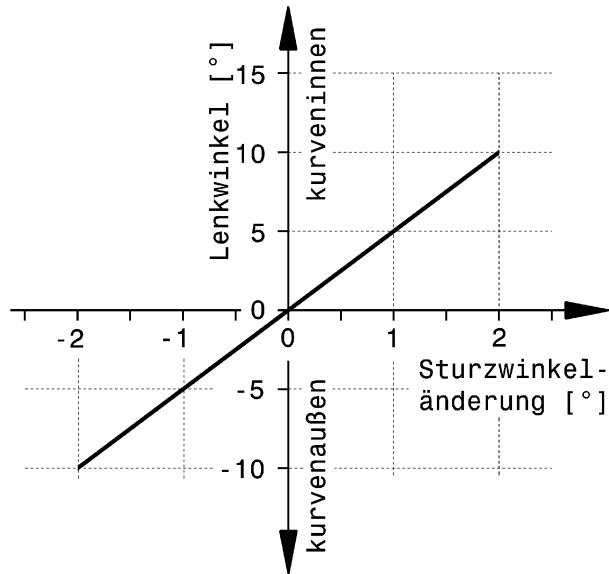
**Spurweite.** Für die Fahrwerkskonstruktion ist die Änderung der Spurweite über dem Radhub interessant. Ändert sich die Spurweite beim Federn, so bewegt sich der Reifen quer zu Fahrtrichtung und ruft so eine Seitenkraft über Schräglauf hervor. Das verschlechtert den Geradeauslauf, erhöht den Rollwiderstand und kann die Lenkung beeinflussen. Beim einseitigen Einfedern bewirkt dies im Extremfall eine Lenkwirkung dieses Rads. Die Spurweite bleibt also idealerweise beim Federn konstant. Einen annehmbaren Verlauf der Spurweitenänderung zeigt Abb. H.34.

**Rollzentren.** Die Lage der Rollzentren beider Achsen in Konstruktionslage und beim Federn ist mehrfach interessant, beeinflussen die Pole doch Sturz-, und Spurweitenänderungen sowie Radlastverlagerungen und damit das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs.

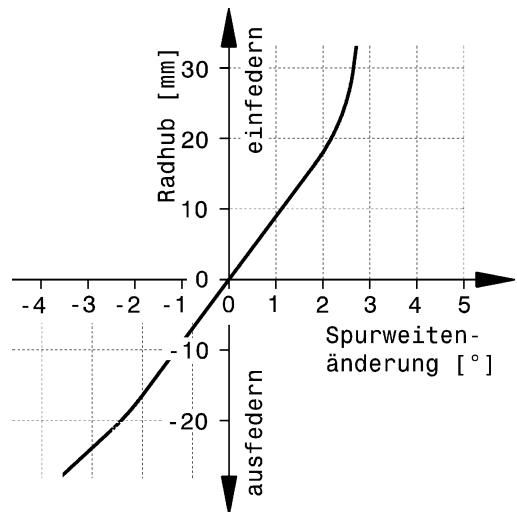
Bei der Auslegung eines Fahrwerks wird zuerst das vordere Wankzentrum – diktiert von der Spurweitenänderung – festgelegt und dann das hintere.

Das Wankzentrum soll beim gleichzeitigen Einfedern mit dem Schwerpunkt absinken. Dadurch bleibt das Wankmoment hervorgerufen durch die Trägheitskraft konstant und Aufstützeffekte der Radlenker klein.

**Abb. H.33** Akzeptable Sturzänderung beim Lenken. Durch den Spreizungswinkel ändert sich beim Lenken zwangsläufig der Sturz. Näheres dazu siehe Kap. J Lenkung

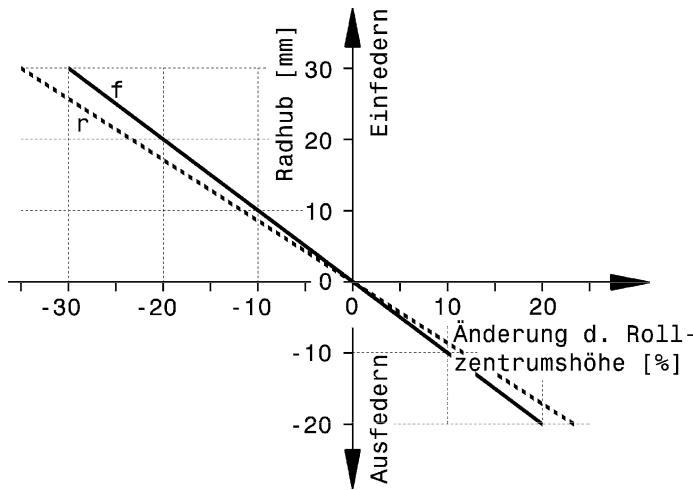


**Abb. H.34** Akzeptable Spurweitenänderung eines Rads beim Federn. Vor allem beim stärker belasteten einfedernden Rad soll die Änderung der Spurweite gering bleiben. Beim Ausfedern ist die Situation etwas entschärft, weil dieses Rad entlastet ist und weniger zur Seitenführung beiträgt als das gegenüberliegende Rad

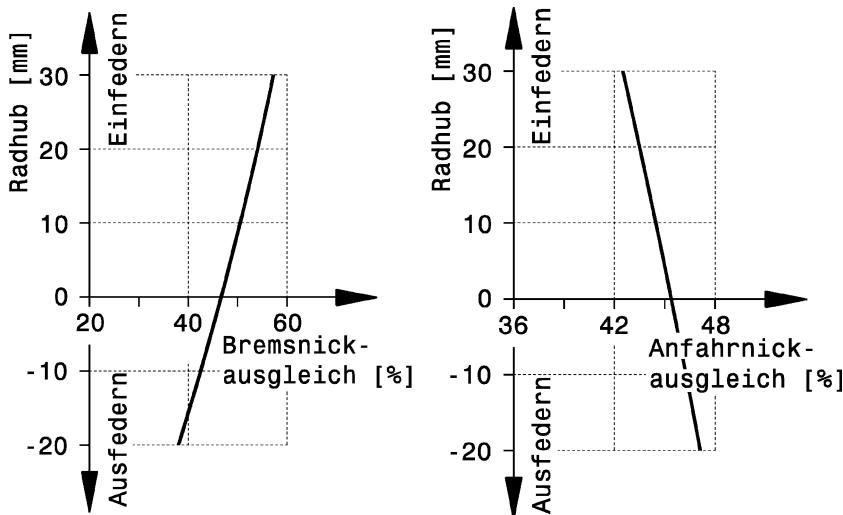


Zur Erzielung hoher Spurtreue (vor allem bei seitensteifen Reifen) sollen die Querpole weit weg von der Radebene und die Rollzentren nahe oder auf der Fahrbahn liegen. Abbildung H.35 stellt einen brauchbaren Verlauf der Höhenveränderung von Rollzentren dar. Typische Zahlenwerte stellt Tab. H.1 zur Verfügung.

**Wankachse.** Die Wankachse soll bei Pkw nach hinten leicht ansteigen. Dann können Anteile der Aufbaudämpfung zur Dämpfung der Fahrzeuggierbewegung genutzt werden [16]. Allgemein soll sie bei Fahrzeugen mit Einzelradaufhängung vorne und hinten möglichst parallel zur Hauptträgheits-



**Abb. H.35** Akzeptable Änderung der Rollzentrumshöhe beim gleichseitigen Federn. Verlauf für die Vorderachse (f) und die Hinterachse (r). Die Rollzentren wandern in der Höhe tendenziell mit dem Fahrzeugschwerpunkt mit



**Abb. H.36** Akzeptabler Verlauf für Brems- und Anfahrnickausgleich. Mit steigender Bremsverzögerung wird die Achslast vorne größer und der Nickausgleich soll dem entgegenwirken und beim Einfedern zunehmen. Beim Einsacken durch die Antriebskraft kann der Anfahrnickausgleich kleiner werden

achse in Längsrichtung liegen mit dem Ziel gleiche Radlaständerungen an Vorder- und Hinterachse zu erreichen (neutrales Fahrverhalten) [6].

Beim gleichseitigen Federn soll die Wankachse wie der Schwerpunkt absinken. Reine Hubbewegungen beeinflussen dann das Fahrverhalten nicht und das Fahrzeug bleibt stabil.

**Tab. H.2** Schwerpunkte der Fahrwerksauslegung einiger Fahrzeuge, teilweise nach [23] u. [29]

Fahrzeug	Kennzeichen	Ziele	Maßnahmen
Pkw	Frontmotor, Frontantrieb, unterschiedliche Zuladungen, hoher Schwerpunkt	stabiles, untersteuerndes Fahrverhalten, hohe Traktion der Vorderachse	sehr geringe Sturzänderungen des einfedernenden Rads beim Wanken, hoher Bremsnickausgleich
		große Seitenführungskräfte an der Hinterachse	steifer Stabilisator an der Vorderachse, Massen auch hinten anordnen
		hoher Komfort	große Federwege, progressive Federraten, moderate Dämpfung, große Fahrzeug-Trägheitsmomente um Längs- und Querachse, große Räder, große Nickausgleiche (um 30 %)
Formel Ford	keine aerodynamischen Abtriebshilfen, geringe Motorleistung, schmale Reifen, Sperrdifferenzial verboten	hohe Bremsleistung	geringe Sturzänderung der Vorderräder beim Einfedern (ideal: Sturz = 0°), Vermeidung positiver Sturzwinkel der Hinterräder beim Ausfedern
		große Querbeschleunigung (Kurvenfahrt)	Vergrößerung des negativen Sturzes des einfedernenden Hinterrads beim Wanken
		Durchdrehen des kurveninneren Antriebsrads vermeiden	große Ausfederwege hinten, geringe Radlastverlagerung hinten, Vermeidung von negativem Sturz des ausfedernden Rads beim Rollen (ideal: Sturz = 0°)
		leicht übersteuerndes Fahrverhalten, trotzdem stabil	Achslast hinten höher, Wankachse bewegt sich beim Federn parallel auf und ab
			geringer Beschleunigungsnickausgleich
Indy-Car	Hohe, relativ konstante Geschwindigkeit (Ovalkurs), überhöhte Kurven, nahezu ebene Fahrbahn, starke Motoren	hoher aerodynamischer Abtrieb, deshalb geringe dynamische Bodenabstandsänderungen; nahezu keine Nickbewegung	steife Aufbaufedern, stark progressive Federraten, geringe Sturzänderung beim Einfedern, geringe Änderung der Spurweite, dynamische Rollzentren nahe der Fahrbahn
		nahezu keine Rollbewegung	steife Torsionsstabilisatoren
		leichtes Untersteuern in Kurven	stärkere Radlastverlagerung an der Vorderachse durch höhere Rollsteifigkeit vorne

**Brems- und Anfahrnickausgleich.** Beim Bremsen ist an der Vorderachse wichtig, dass das Fahrzeug nicht zu stark eintaucht. Es könnte schlimmstenfalls aufsetzen und instabil werden. Außerdem ist der Nickwinkel aerodynamisch wichtig. Annehmbare Verläufe der Ausgleichsgrade stellt Abb. H.36 dar.

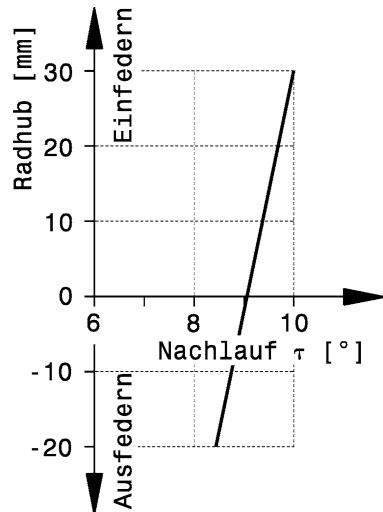
**Nachlauf.** Ein Nachlauf stabilisiert das rollende Rad. Am kurvenäußersten Reifen erzeugt ein Nachlaufwinkel negativen Sturz, der das Seitenführungspotential vorteilhaft beeinflusst. Wie ein solcher Verlauf des Nachlaufs über dem Radhub aussieht, stellt Abb. H.37 dar.

**Tab. H.2** Fortsetzung

Fahrzeug	Kennzeichen	Ziele	Maßnahmen
Formel 1 Can Am	große Geschwindigkeitsunterschiede, ebene Fahrbahn mit Höhenunterschieden	hoher aerodynamischer Abtrieb, deshalb geringe dynamische Bodenabstandsänderungen	stark progressive Federraten, z. B. durch Dreifeder-Aufhängungen.
	breite Reifen mit geringer Sturztoleranz, starke Motoren	hohe Traktion an der Antriebsachse	geringe Sturzänderungen beim Federn, sehr breite Reifen hinten
		keine Sturzänderung an der Vorderachse	lange Querlenker vorne
IMSA GTS		hohes Bremsvermögen	
	starke Motoren, breite Reifen, kein Frontflügel, hohes Eigengewicht, rel. hoher Schwerpunkt	hoher aerodynamischer Abtrieb an der Hinterachse, keine Nickbewegungen (konstanter Anstellwinkel Heckflügel)	steifere Federn bzw. stärkere Progressivität an der Hinterachse, damit der mit der Geschwindigkeit zunehmende Abtrieb durch den Heckflügel kein Nicken verursacht. Beim Federn bewegt sich die Rollachse wie die Hauptträgheitsachse. Rel. große Nickausgleiche (25–30 %)
		hohes Beschleunigungsvermögen	höhere Achslast hinten, kaum Sturzänderung an der Hinterachse beim Federn garantiert hohen Reifenkraftschluss
Rallyefahrzeug, Gelände-einsatz	unwegsame Fahrbahn, unterschiedliche Beschaffenheit des Untergrunds, große Höhenunterschiede rel. hoher Schwerpunkt	Ausgleich der Achslast-verlagerung	hoher Abtrieb an der Hinterachse
		große Bodenfreiheit	große Federwege, wirksame Dämpfung
		Aufrechterhalten eines möglichst großen Kraftschlusses, besonders der Antriebsräder	große Ausfederwege, profilierte Reifen mit rel. geringem Fülldruck
		stabiles Flugverhalten, wenn das Fahrzeug in der Luft ist	ausgeglichene Massenverteilung in Längsrichtung

Zusammenfassend führt Tab. H.2 für einige Fahrzeuge die Auslegungsschwerpunkte an. Die Ziele sind auf Grund unterschiedlicher Anforderungen nicht bei allen Typen dieselben. Bei der Konstruktion müssen Kompromisse eingegangen werden und wenn bestimmte, wichtige Ziele verfolgt werden, müssen zwangslässig andere Kriterien vernachlässigt bzw. „geopfert“ werden. Bei Doppelquerlenkerachse ist es beispielsweise nicht möglich das Sturzverhalten der Räder beim Wanken und beim Federn gleichzeitig zu optimieren. Schon aus diesem Grund ist eine Analyse vor dem Entwurf wichtig, welche Kriterien für ein bestimmtes Fahrzeug entscheidend und welche untergeordnet sind.

**Abb. H.37** Akzeptabler Verlauf für Nachlaufänderung. Beim Einfedern nimmt der Sturzwinkel zu – am kurvenäußeren Rad wird so beim Lenken ein größerer negativer Sturzwinkel erzeugt



### 3 Teile der Radaufhängung *Parts of a Suspension*

Wenn auch teilweise sehr unterschiedliche Anforderungen an Radaufhängungen von Fahrzeugen gestellt werden, gewisse Bauelemente lassen sich bei allen Ausführungen finden:

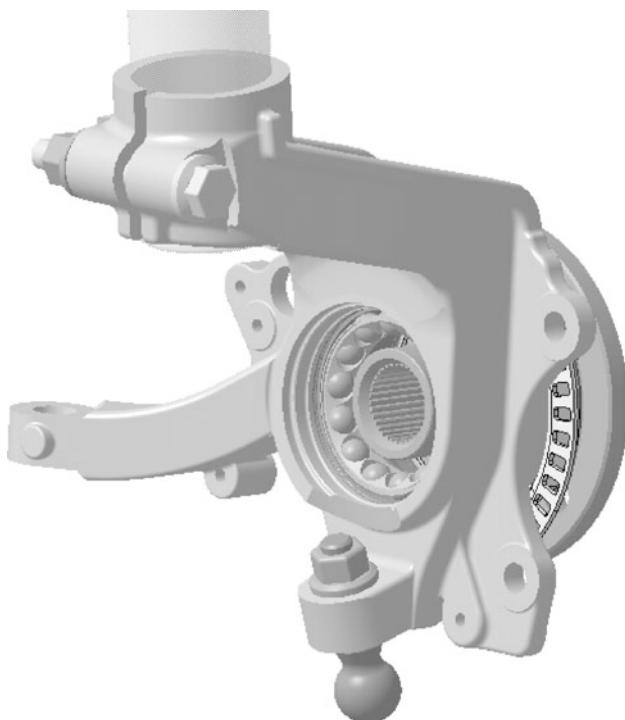
- Achsen bzw. radaufnehmende Elemente (Schwenklager, Achsschenkel, Achszapfen, Radträger)
- Verbindungsglieder (Lenker)
- Gelenke
- Federn und Dämpfer
- Stabilisatoren.

Federn und Dämpfer sowie Stabilisatoren sind eigene Abschnitte gewidmet, ebenso den entsprechenden Teilen von Doppelquerlenkerachsen, den bedeutendsten Achsen für Rennfahrzeuge.

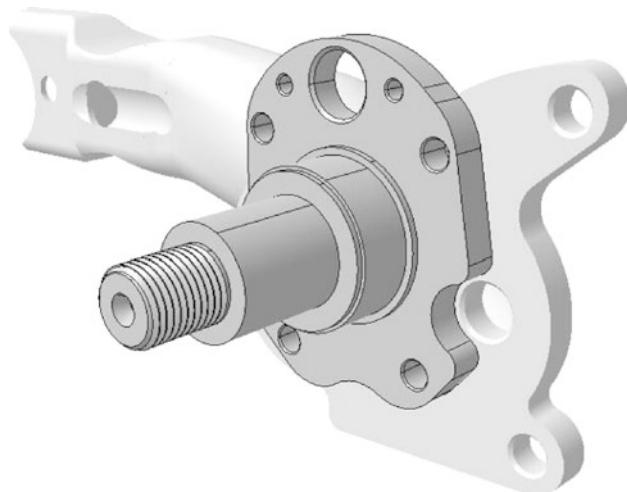
#### 3.1 Radaufnehmende Elemente *Wheel Carrying Elements*

Je nachdem, ob das Rad angetrieben ist oder nicht, wird das Rad über einen Radflansch mit der Antriebswelle verbunden oder auf einem Achszapfen gelagert. In jedem Fall muss ein Bauteil die stillstehenden Teile der Radlager aufnehmen und die Kräfte über Verbindungsglieder zum Rahmen weiterleiten. Beispielhaft für solche Teile zeigen Abb. H.38 und H.39 einen Radträger und einen Achszapfen.

**Abb. H.38** Schwenklager (Radträger *wheel carrier*) einer vorderen radführenden Federbeinachse. An radführenden Federbeinachsen nimmt der Radträger das untere Ende des Federbeins in einer Klemmschelle auf und stellt über das Führungsgelenk die Verbindung zum Querlenker her. An der Vorderachse dreht sich der Radträger beim Lenken um das Führungsgelenk und den karosserieseitigen Aufnahmepunkt des Federbeins. Deshalb wird er bei dieser Anwendung auch Schwenklager genannt. Das Schwenklager nimmt die Außenringe der Radlager auf und enthält den Lenkhebel, mit dem die Spurstange verbunden wird. Außerdem stellt es zwei Augen für die Befestigung der Bremszange bereit

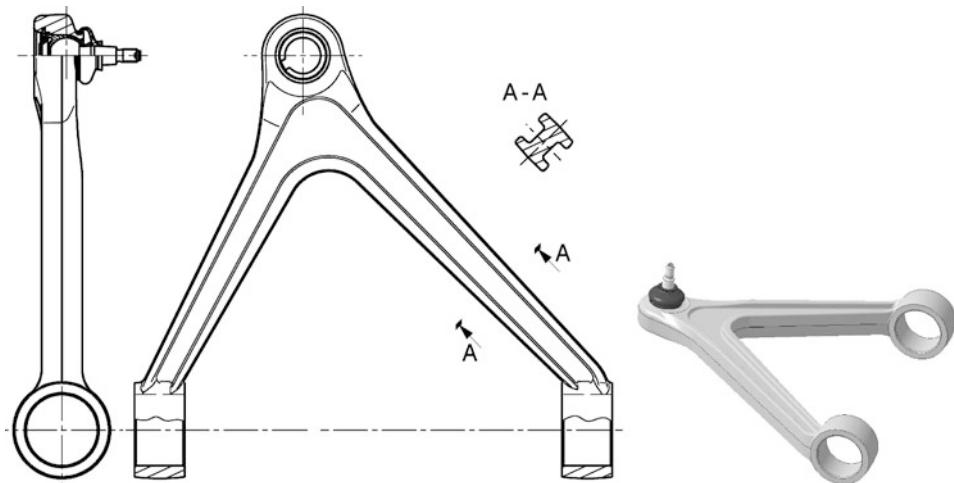


**Abb. H.39** Achszapfen *axle stub* (vgl. Abb. H.62). Ein Achszapfen nimmt die Innenringe der Radlager auf. Er ist nur für nicht angetriebene Achsen einsetzbar. Diese Ausführung wird an den Lenker, z. B. einer Verbundlenkerachse, mit vier Schrauben angeschraubt

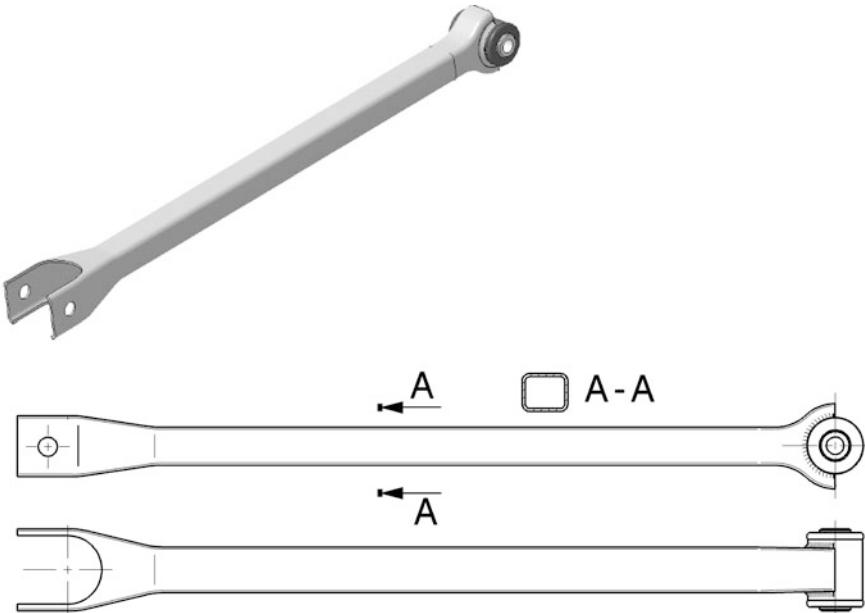


### 3.2 Verbindungsglieder *Linkage*

Die radaufnehmenden Teile müssen mit dem Rahmen beweglich verbunden werden. Diese Aufgabe übernehmen die Verbindungsglieder. Zwei typische Vertreter dieser Kategorie von Teilen sind in Abb. H.40 und H.41 mit einem Quer- und einem Längslenker dargestellt.



**Abb. H.40** Dreieckslenker mit eingebautem Führungsgelenk. Werkstoff: Aluminiumlegierung EN AC AlSi7Mg0,3 (war GK AlSi7Mg) ( $R_m = 260 \text{ N/mm}^2$ ,  $R_e = 220 \text{ N/mm}^2$ ). Der Dreieckslenker wird im Kokillenguss gefertigt. Das Radgelenk ist in den Lenker integriert. Wagenseitig wird der Lenker in Gummilager aufgenommen



**Abb. H.41** Lenker einer Hinterachse. Der Lenker überträgt Zug- und Druckkräfte und wird daher als Pendelstütze konzipiert. Der Grundkörper des Lenkers wird mittels Innanhochdruckumformung (IHU) aus Stahlblech hergestellt. Die Aufnahme der Silentbuchse am rechten Ende wird angeschweißt. Er wird an beiden Enden mit Silentbuchsen am Fahrschemel bzw. Radträger verschraubt

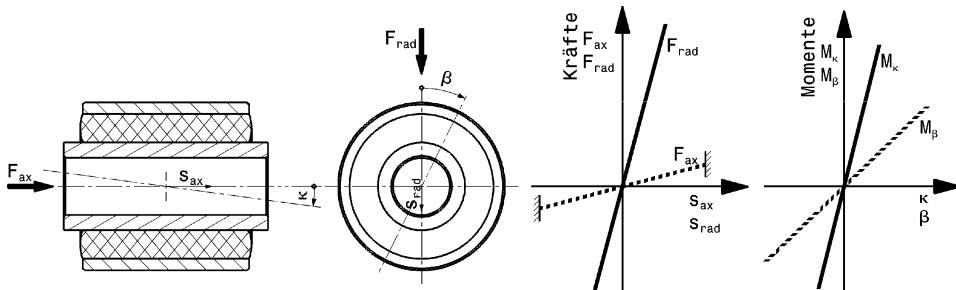
### 3.3 Gelenke Joints



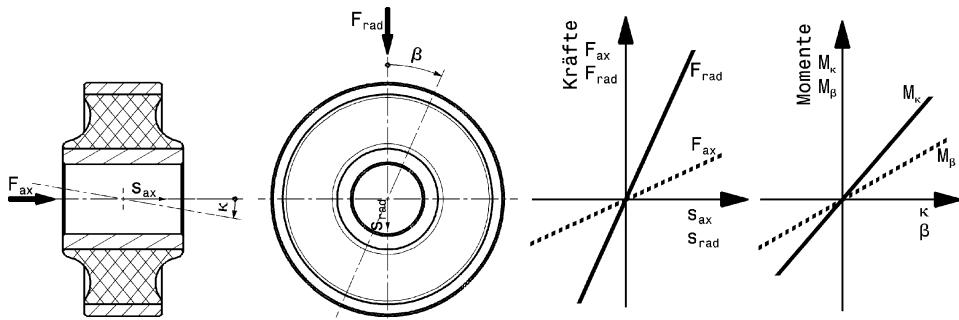
Zwischen den starren Lenkern, Radträgern und dem Wagenkasten sind Gelenke erforderlich, damit sich das Rad in der gewünschten Weise bewegen kann. Bei Serienfahrzeugen haben sich aus Komfort- und Fertigungsgründen (Toleranzen!) elastische Lager durchgesetzt. Bei Rennfahrzeugen für befestigte Pisten, wo Lenkpräzision und exakte Radführung im Vordergrund stehen ist das genaue Gegenteil der Fall. Hier werden durchwegs nur spielfreie Gelenke verbaut. Die einzigen nennenswerten Nachgiebigkeiten zur Aufnahme von Störungen durch die Fahrbahn und (unvermeidbaren) Fahrwerksgenauigkeiten stellen die Reifen sicher.

**Elastische Lager Elastic Mount.** Elastische Lager werden an Straßenfahrzeugen aus Komfortgründen und zur gewollten Beeinflussung der Radstellung unter Krafteinwirkung (Elastokinematik) verwendet. Außerdem ermöglichen sie Gelenke mit mehr als einem Freiheitsgrad darzustellen, wie z. B. für Stabilisatorlagerungen, die gleichzeitig die Radlängskräfte aufnehmen. Diese Lager können radial und axial Kräfte aufnehmen. Je nach Ausführung sind steife oder weiche Lager sowie symmetrisches und asymmetrisches Elastizitätsverhalten darstellbar. Im Grunde besteht der Aufbau aus zwei Metallteilen, meist Hülsen, die über einen Elastomerteil verbunden sind.

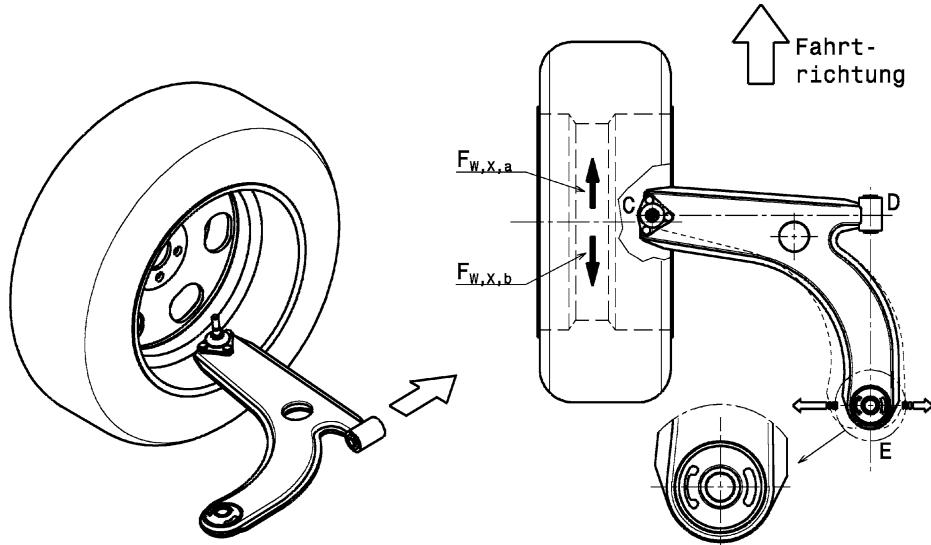
**Silentbloc.** Der Silentbloc (Silentbuchse) ist seit Jahrzehnten eine gängige Ausführung, Abb. H.42. Zulässige Drehwinkel  $\beta$  liegen im Bereich  $\pm 15^\circ$  bis  $\pm 30^\circ$ . Kardanische Verdrehungen  $\kappa$  sind von etwa  $\pm 1^\circ$  bis  $\pm 6^\circ$  möglich. Axiale Verschiebungen werden bis  $\pm 3$  mm erreicht. Radial geben die Lager etwa bis  $\pm 0,5$  mm nach. Die zulässige Flächenpressung ist vom Verhältnis Länge zu Wandstärke des Gummis abhängig und nimmt mit ihm etwas zu. Für die Lagerauslegung kann man von den statischen Kräften ausgehen. Bleibt die Flächenpressung unter 1 bis  $3 \text{ N/mm}^2$ , erträgt die Buchse auch durch Antreiben, Bremsen und Kurvenfahrt hervorgerufene Belastungsspitzen [1].



**Abb. H.42** Silentbuchse oder Silentbloc.  $F_{ax}$  Axialkraft,  $F_{rad}$  Radialkraft,  $s_{ax}$ ,  $s_{rad}$  Verschiebewege. Das Elastomerteil wird bei dieser Bauart unter großer Verformung zwischen die Metallhülsen eingepresst. Das Lager ist deshalb relativ steif und die Federkennlinien für Verschiebung und Verdrehung steil



**Abb. H.43** Gummilager. Bezeichnungen wie Abb. H.42, Das Elastomerteil ist bei dieser Ausführung zwischen den Metallhülsen einvulkanisiert. Durch die fehlende Vorspannung ist das Lager wesentlich elastischer als jenes von Abb. H.42 und es werden gegenüber jenem nur kleinere Verformungen zugelassen

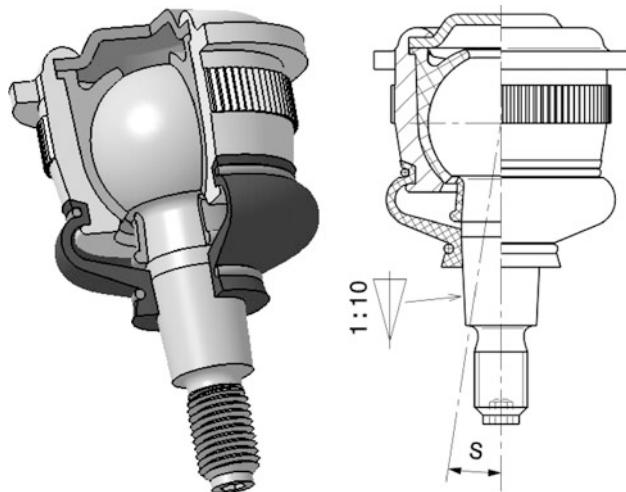


**Abb. H.44** Wirkung eines asymmetrischen Gummilagers (Elastokinematik). Dargestellt ist ein linkes, angetriebenes Vorderrad mit dem unteren Sichellenker. Dieser weist folgende Lagerarten auf (Draufsicht): Ein Radgelenk C, eine Silentbuchse D und ein asymmetrisches Gummilager E. Das Lager E stellt eine Längsfederung sicher, die bei Antriebskräften  $F_{W,X,a}$  weicher reagiert als bei Bremskräften  $F_{W,X,b}$ . Der Lenker dreht sich dabei um das Lager D, das die Reifenseitenkraft aufnimmt und in dieser Richtung steif sein muss. Unerwünschte Lenkbewegungen werden durch eine entsprechende Anordnung der Spurstange verhindert

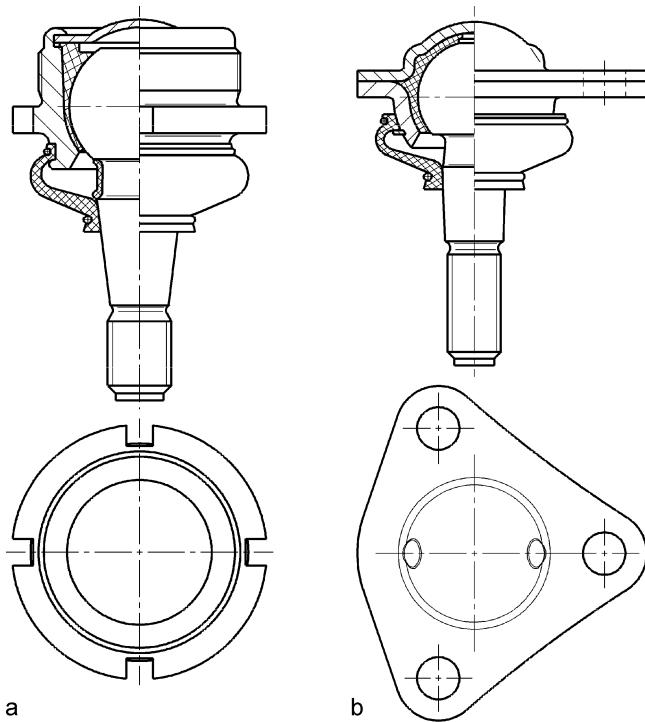
**Gummilager Rubber Mount.** Gegenüber der Silentbuchse wird der Elastomerteil beim Gummilager (Ultrabuchse) nicht unter großer Verformung eingefügt, sondern einvulkanisiert, Abb. H.43. Diese Bauart wirkt dadurch elastischer.

Elastische Lager können auch gezielt asymmetrisch gestaltet werden und so beispielsweise unterschiedliche Lagerreaktionen beim Bremsen oder Antreiben hervorrufen wie es für eine Längsfederung erforderlich wird, Abb. H.44. Die Längsfederung wird bei Serienfahrzeugen eingesetzt um das durch Stahlgürtelreifen verursachte Dröhnen einzudämmen.

**Abb. H.45** Radgelenk zum Einpressen. Anschlusskegel 1 : 10 (DIN 71831),  $S$  max. Schwenkwinkel. Das Gehäuse, das die Gelenkkugel aufnimmt, wird mit einer Blechkappe verschlossen. Diese Blechkappe wird nach der Montage eingerollt. Der eigentliche Lagerbereich wird durch einen Elastomerbalg vor Schmutz und Feuchtigkeit geschützt. Die max. Ausziehkraft des Kugelzapfens liegt bei 14 kN



**Abb. H.46** Radgelenke. Diese Gelenke arbeiten im Grunde wie jenes aus Abb. H.45 nur ihr Aufbau und die Befestigung sind unterschiedlich. **a** Gelenk zum Einschrauben, **b** geteiltes Blechgehäuse mit Flansch zum Anschrauben



**Spieldfreie Gelenke Zero-clearance Joint.** Wo eine exakte Übertragung von Bewegungen erforderlich ist, werden Gelenke eingesetzt, die auch unter Last kein Spiel zulassen. Im Fahrwerksbereich, wo sich durch überlagerte Bewegungen räumliche Bewegungen ergeben, müssen dabei Kugelgelenke



**Abb. H.47** Stangenköpfe (*rod end, Rose Joint*). Die Stangenköpfe weisen Gelenklager auf und können über Innen- oder Außengewinde mit Bauteilen verbunden werden. Diese Gelenke übertragen spielfrei radiale und axiale Kräfte. Je nach Größe und Ausführung betragen die zulässigen Schwenkwinkel zwischen 6 und 15°

eingesetzt werden. Ein klassischer Einsatzort ist die Übertragung der Lenkbewegung zu den Rädern. An vielen Fahrzeugen finden sich Radgelenke für diesen Einsatzzweck, Abb. H.45 und H.46. Radgelenke dienen auch als Trag- und Führungsgelenke, ein Beispiel zeigt Abb. H.63. An Rennfahrzeugen werden darüber hinaus gerne Gelenklager verbaut, Abb. H.47.

Gelenklager sind auch in einer verschraubbaren Aufnahme erhältlich. Diese so genannten Stangenköpfe werden an den Enden von Zug-, und Druckstrebengelenken sowie Spurstangen und Querlenkerenden eingesetzt.

Genaueres zu Gelenklagern findet sich in Abschn. H.7.2 *Gelenklager* bei Bauteilen von Doppelquerlenkerachsen.

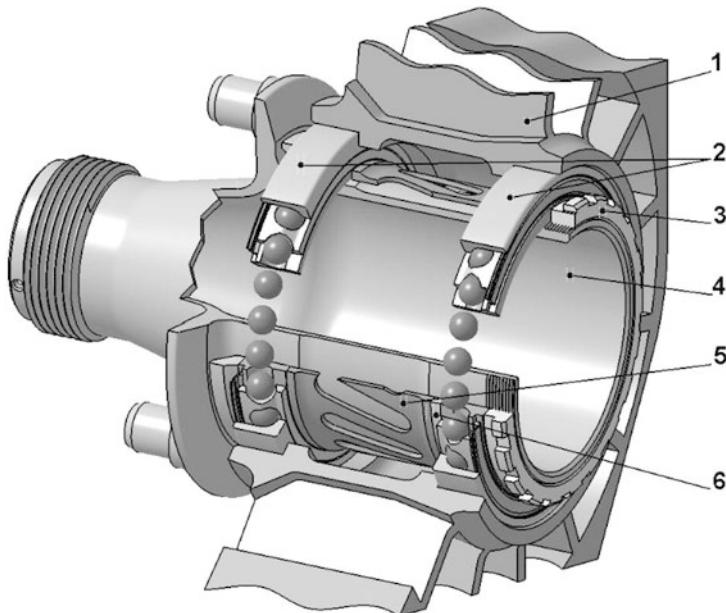
### 3.4 Radlager *Wheel Bearing*



**Funktion Function.** Die Radlager stellen die drehbare Verbindung zwischen Radnabe und Radträger (Achsschenkel, Schwenklager) sicher. Damit müssen sie auch sämtliche Kräfte, die vom Reifen in den Rahmen eingeleitet werden, übertragen. In Abb. H.48 ist eine typische Vorderradlagerung eines Rennfahrzeugs abgebildet.

**Anforderungen Requirements.** Folgende Anforderungen werden im Motorsportbereich mit fallender Bedeutung an Radlager gestellt [10]:

- Geringes Gewicht: Geringe ungefederte Masse, geringes Massenträgheitsmoment.
- Hohe Steifigkeit, kein Axialspiel: „Nullspiel“ an der Bremse, konstante Bremspedalstellung.
- Geringes Reibmoment: Geringe Leistungsverluste.
- Geringer Bauraum: Mehr Freiraum für Bremse und vor allem deren Belüftung.



**Abb. H.48** Radlagerung eines nichtangetriebenen Vorderrads (teilweise aufgeschnitten). 1 Radträger *upright*, 2 zwei Einzellager als Radlager *two single bearings as wheel bearing*, 3 Spannmutter *retaining nut*, 4 Radnabe (*hohl hub* (*hollow*)), 5 Distanzbuchse *spacer*, 6 Distanzring zum Feineinstellen des Lagerabstands *adjusting shim*

- Hohe Tragfähigkeit: Sicherheit gegen unkalkulierbare Belastungen wie Curbs, Crashes usw. Auslegung auf Kurvenfahrt und Bremsung.
- Höchste Zuverlässigkeit: Dimensionierung nicht nach Tragzahl.
- Angepasste Lebensdauer: Beispiel Formel 1 ca. 2000 km.

Eine hohe Steifigkeit im Radlagerbereich macht einerseits den Reifenverschleiß kalkulierbar und verhindert andererseits Spiel an der Bremsscheibe. Letzteres führt zu einem reproduzierbaren Ansprechen der Bremse, was dem Fahrer seine Arbeit erleichtert. Die Auslegung der Radlager erfolgt ausschließlich auf Kurvenfahrt und Bremsung. Bei Serienfahrzeugen spielt die Beladung eine wesentliche Rolle. Bei Rennfahrzeugen ist zwar ein aerodynamischer Abtrieb bei hohen Geschwindigkeiten vorhanden, die Belastungen durch Querbeschleunigung und Bremsung liegen jedoch um ein Vielfaches höher. Als Lebensdauerziel werden etwa 2000 km angestrebt. Man kann daran übrigens anschaulich den Belastungsunterschied zum Alltagsfahrzeug erkennen. Würde in einem Mittelklasse-Pkw eine Formel-1-Vorderradlagerung eingesetzt werden, so hielte diese rechnerisch an die 200.000 km den Alltags-Belastungen stand.

**Reibung Friction.** Die Reibung im Lager entsteht durch den Rollwiderstand zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen, durch teilweises Gleiten der Wälzkörper auf den Laufbahnen, durch Gleiten des Käfigs an den Wälzkörpern, durch den Widerstand des Schmiermittels und durch das Schleifen der Dichtung bei abgedichteten Lagern. Das Reibmoment hängt von der Lagerbelastung, vom Schmier-

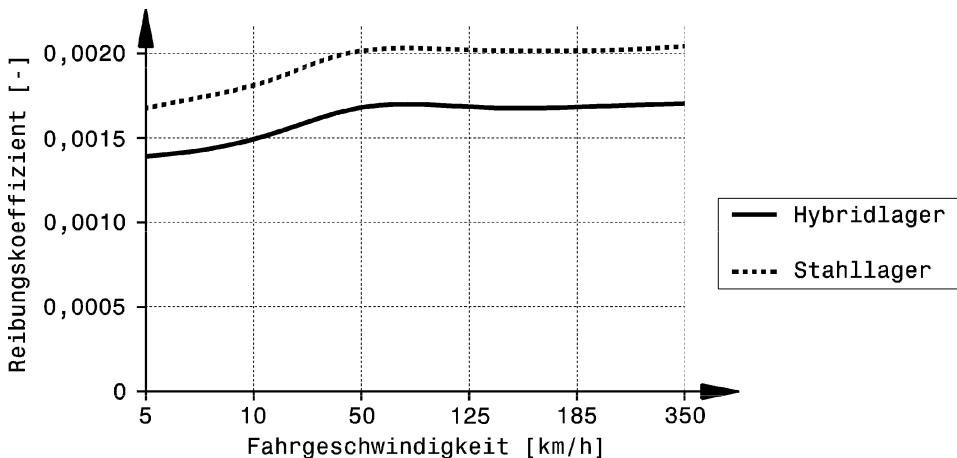


Abb. H.49 Verlauf der Reibungswerte einer Formel-1-Vorderradlagerung [10]

zustand sowie von der Drehzahl ab und kann überschlägig erfasst werden zu:

$$M_{fr} = \mu_L \cdot F \cdot d_L / 2$$

mit:

$M_{fr}$  Lagerreibmoment, Nm

$\mu_L$  Reibungskoeffizient Lager, -

$F$  resultierende Lagerbelastung, N.

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2} \cdot F_r, F_a \text{ siehe Abb. H.55.}$$

$d_L$  Bohrungsdurchmesser des Innenrings, m

Ein vergleichbares größeres Lager weist also ein größeres Reibmoment auf.

Hybridlager weisen über dem gesamten Geschwindigkeitsbereich eine niedrigere Reibung als konventionelle Stahllager auf, Abb. H.49.

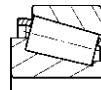
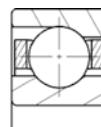
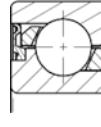
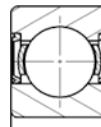
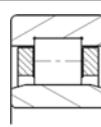
**Ausführungen Designs.** Die Tab. H.3 gibt einen Überblick über Einzellager, die paarweise als Radlager eingesetzt werden können.

Zerlegbare Lager haben den Vorteil, dass Innen- und Außenring getrennt eingebaut werden können und die Montage dadurch erleichtert werden kann.

**Betriebstemperaturen Operating Temperatures.** Stahlkugel- und Kegelrollenlager können bis etwa 120 °C (kurzfristig bis 270 °C) Betriebstemperatur eingesetzt werden, Zylinderrollenlager bis etwa 150 °C (kurzfristig bis 300 °C). Bei höheren Temperaturen muss der Lagerwerkstoff stabilisiert werden, was mit einem Härteabfall und damit mit einer Lebensdauerreduktion verbunden ist, Tab. H.4.

**Hybridlager Hybrid Bearing.** In der Formel 1 werden so genannte Hybridlager (Bezeichnung wegen unterschiedlicher Werkstoffe) eingesetzt. Dabei sind die beiden Ringe aus Stahl und die Wälzkörper aus Keramik (Siliziumnitrid) gefertigt. Die Lager sind als Schräkgugellager ausgeführt, die eine große Zahl relativ kleiner Kugeln aufweisen, Abb. H.50.

**Tab. H.3** Lagerbauarten für Radlagerungen

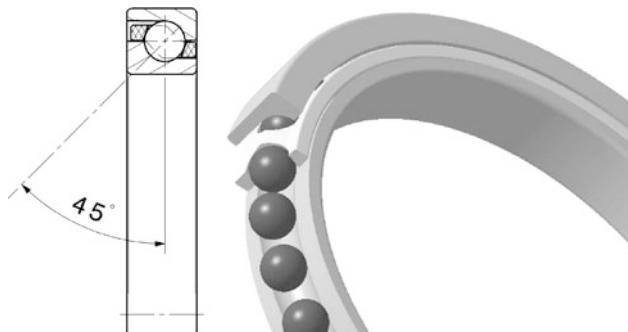
Bauart	Vorteile	Nachteile	$\Delta\beta$	$\mu_L$ [ $\times 10^{-3}$ ]
Kegelrollenlager	 <ul style="list-style-type: none"> <li>+ zerlegbar</li> <li>+ hohe Tragfähigkeit axial und radial wegen Liniенberührung der Wälzkörper</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Reibung</li> <li>- Axialkräfte nur einseitig übertragbar (paarweiser Einbau erforderlich)</li> <li>- Lagerspiel muss eingestellt werden</li> </ul>	4'	1,8...2,5
Spindellager (Schulterkugellager)	 <ul style="list-style-type: none"> <li>+ zerlegbar</li> <li>+ hohe Führungs- genaugigkeit</li> <li>+ Eignung für hohe Drehzahlen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- relativ geringe Tragfähigkeit wegen einseitiger Schmiegeung am Außenring</li> <li>- Axialkräfte nur einseitig übertragbar (paarweiser Einbau erforderlich)</li> </ul>	10'	1,5
Schrägkugellager	 <ul style="list-style-type: none"> <li>+ nimmt Radial- kräfte auf</li> <li>+ kann höhe- re Axialkräfte aufnehmen als Rillenkugellager</li> <li>+ Eignung für hohe Drehzahlen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Axialkräfte nur einseitig übertragbar (paarweiser Einbau erforderlich)</li> <li>- empfindlich gegenüber Wel- lenschiefstellung</li> </ul>	10'	2...2,5
Rillenkugellager	 <ul style="list-style-type: none"> <li>+ kann relativ hohe Radial- und Axialkräfte in beide Richtungen aufnehmen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- können keine Wellenverlage- rung ausgleichen und verlangen deshalb fluchten- de Lagerstellen</li> </ul>	16'	1,5...2
Zylinderrollenlager	 <ul style="list-style-type: none"> <li>+ zerlegbar</li> <li>+ geringe Reibung</li> <li>+ hohe Tragfähig- keit</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- kann nur Radial- kraft aufnehmen</li> <li>- empfindlich bei Wellenschiefste- lung</li> </ul>	7'	1,1

$\Delta\beta$  max. Einstellwinkel bei Wellenschiefstellung  
 $\mu_L$  Reibungskoeffizient des Lagers, –

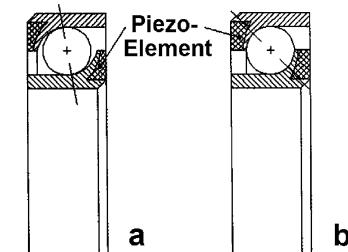
**Tab. H.4** Temperaturfaktor  $f_t$ , der die dynamische Tragzahl C abmildert

Betriebstemperatur, °C	< 150	200	250	300
Faktor $f_t$ , –	1	0,73	0,42	0,22

**Abb. H.50** Dünnwandiges Schräkgugellager als Hybridlager. Innen- und Außenring bestehen aus Wälz Lagerstahl, die Kugeln sind aus Siliziumnitrid. Das Lager weist keine Dichtung auf. Es muss im Radträger also eine externe Dichtung vorgesehen werden. Der Druckwinkel beträgt 45°



**Abb. H.51** „Intelligentes“ Radlager [10]. Es sind zwei Extremstellungen des Piezoelements dargestellt: **a** weite Schmiegeung für minimale Reibung, **b** enge Schmiegeung für maximale Steifigkeit und maximale Tragfähigkeit



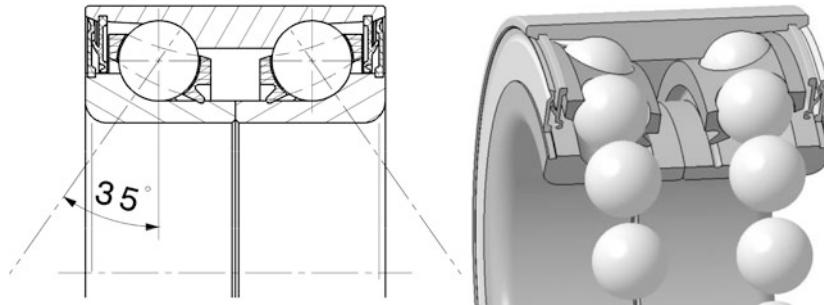
Neben den Hybridlagern wären auch reine Keramiklager verfügbar, bei denen auch die Ringe aus Siliziumnitrid bestehen. Diese werden im Rennsport aber spärlich eingesetzt. Der Grund liegt im Temperaturausdehnungskoeffizienten der Keramik, der weit unter dem von Metallen angesiedelt ist. Das Lager muss aber im Radträger aus Metall über einen weiten Temperaturbereich sicher angekoppelt und vorgespannt bleiben. Dies kann nur durch aufwändige Versuche und entsprechende Gestaltung aller beteiligten Teile erreicht werden.

Das Lager aus Abb. H.50 wiegt als Hybridlager bei 45 mm Wellendurchmesser ca. 160 g, als Keramiklager etwa 70 g. Ein Lagerpaar, wie es für die vollständige Lagerung gebraucht wird, wiegt demnach 320 bzw. 140 g. Zum Vergleich wiegen Vorderradlager von Serienwagen etwa 800 bis 1100 g.

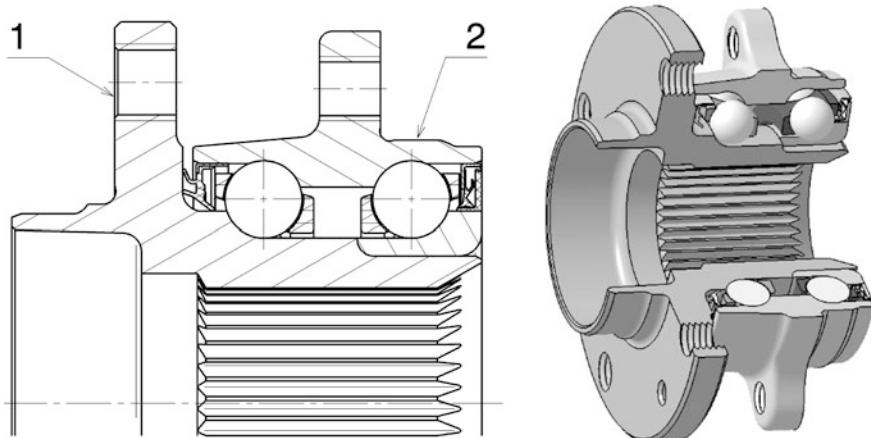
Einen Weg aus dem Kompromiss Steifigkeit und Reibung bietet die zukünftige Entwicklung „intelligentes“ Lager, Abb. H.51. Dabei passt das Lager seine Laufbahnschmiegeung über eine Sensorschicht und ein Piezo-Element innerhalb von Millisekunden an die aktuelle Lagerbelastung an. So stellt das Lager bei Geradeausfahrt eine weite Schmiegeung für geringe Reibung ein. Bei Kurvenfahrt oder beim Bremsen versteift sich das Lager durch Anlegen der Laufbahn an die Wälzkugeln und erhöht so die Tragfähigkeit.

Eine Alternative zu zwei Lagern stellen Kompaktlager (*compact bearing*) dar wie sie auch bei Serienfahrzeugen zu finden sind. Abbildung H.52 zeigt z. B. ein zweireihiges Schräkgugellager. Bei 45 mm Innendurchmesser wiegt solch ein Lager ca. 830 g.

Im PKW-Bau setzt sich eine integrierte Lagereinheit durch. Dabei wird der Innenring mit der Nabe zu einer Funktionseinheit zusammengefasst (Radlager dritter Generation, Abb. H.53). Diese Einheit wird direkt mit dem Radträger oder dem Schwenklager verschraubt. Diese Integralbauweise wird bei Serienfahrzeugen wegen folgender Vorteile eingesetzt. Die höhere Steifigkeit bei gleichem Bauraum führt zu einer Steigerung der Lebensdauer und die sehr kleine Spieltoleranz, die praktisch unabhängig von der Montage ist, weil das Spiel von der angelieferten Lagereinheit vorgegeben ist, vereinfacht den Montageprozess.



**Abb. H.52** Zweireihiges Schrägkugellager *two-row angular ball bearing*. Wälzkörper, Innen- und Außenring bestehen aus Wälzlagerringstahl. Das Lager weist eine Lebensdauerfettfüllung und eine interne Dichtung auf. Der Druckwinkel beträgt 35°



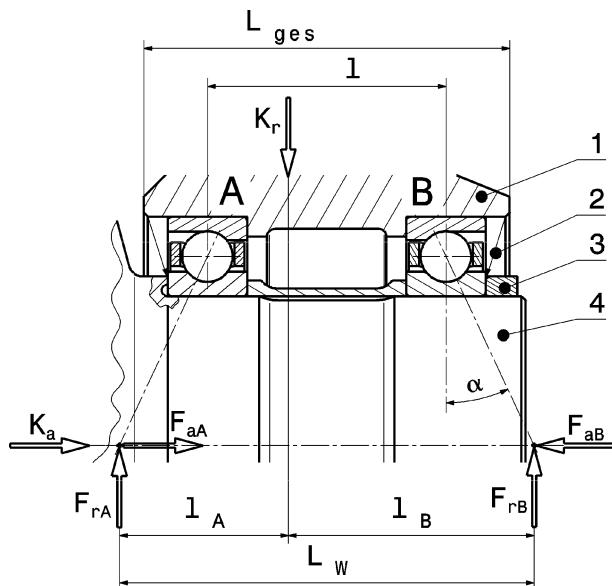
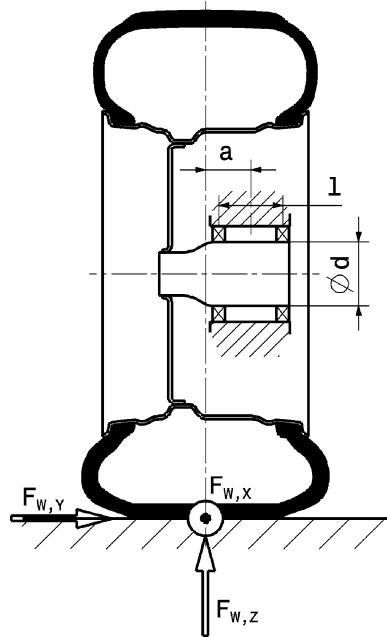
**Abb. H.53** Radlager der dritten Generation *wheel bearing 3rd generation*. Diese Lagereinheit wird für eine angetriebene Achse verwendet. Der Innenring weist dafür zusätzlich eine Steckverzahnung auf. 1 Radflansch, 2 Aufnahme für Schwenklager

**Lageranordnung Bearing Arrangement.** Einige grundsätzliche Überlegungen folgen aus den Anforderungen, Abb. H.54. Je näher die Lager bei der Reifenmittenebene stehen (Abstand  $a$ ), desto günstiger ist deren Belastung, weil Zusatzmomente durch den Abstand der Radkräfte zur Lagerung klein bleiben. Größere Lagerdurchmesser  $\varnothing d$  und weitere Abstände  $l$  zwischen zwei Lagern erhöhen die Tragfähigkeit und Steifigkeit der Lagerung. Allerdings nehmen Reibung und Masse der Lagerung zu.

Zwei Einzellager können grundsätzlich als Stützlager oder als Fest-Los-Lager-Kombination verbaut werden. Bei der Stützlagerung wird nur die Variante mit axial spieelfrei angestellter Lagerung verwendet. Durch die Vorspannung wird die Lagerung steifer.

**Angestellte Lagerung Adjusted Bearing Arrangement.** Werden zwei Schrägkugel- oder Kegelrollenlager spiegelbildlich angeordnet, lässt sich das Lagerspiel durch Verschieben eines Lagerrings einstellen. Solche Lager werden vorteilhaft in steifer O-Anordnung (*O-arrangement*) verbaut, Abb. H.55.

**Abb. H.54** Anordnung der Radlager.  $a$  Abstand Mitte Lagerung zu Reifenmitte,  $l$  Lagerabstand,  $\varnothing d$  Durchmesser des Lagers (Sitz auf Nabe),  $F_{W,X,Y,Z}$  Kräfte von der Fahrbahn, die auf den Reifen wirken



**Abb. H.55** Angestellte Lagerung allgemein. Die günstige Wirkung eines großen Druckwinkels auf den Lagerverband in O-Anordnung wird offensichtlich. 1 Radträger, 2 (externe) Dichtung, 3 Element zum Einstellen des Spiels oder Vorspannen der Lager (Schraube, Mutter), 4 Radnabe,  $\alpha$  Druckwinkel,  $l_W$  wirksamer Lagerabstand,  $l$  Lagerabstand,  $K_a$  äußere Axialkraft (nimmt nur Lager A auf),  $K_r$  äußere Radialkraft (nehmen beide Lager auf),  $F_{rA}, F_{rB}$  Radialkraft im Lager A bzw. B,  $F_{aA}, F_{aB}$  Axialkraft im Lager A bzw. B

Die weiteren Möglichkeiten, X- und Tandem-Anordnung, brauchen hier nicht betrachtet werden. Das Lagerspiel kann über eine einstellbare Spannschraube bzw. -mutter (z. B. Kronenmutter mit Splint) justiert werden. Bei Rennfahrzeugen wird die Einstellung mittels einer Distanzbuchse, die auf das erforderliche Maß geschliffen wird, bevorzugt. Diese Buchse wird längselastisch gestaltet und die Lagerung hat kein Spiel, sondern eine Vorspannung *preload* (angestellte Lagerung). Wenn die Vorspannung eingestellt wird, wird die Buchse zusammengedrückt. Die Vorspannkräfte sollten unter der Hälfte der äußeren Axialkräfte bleiben, dann wird die Lagerlebensdauer kaum davon beeinflusst. Eine Erhöhung der Vorspannkraft darüber hinaus bringt keinen nennenswerten Vorteil im Sinne höherer Steifigkeit mehr. Die federnde Buchse hält die Vorspannung auch bei großen Temperaturdifferenzen aufrecht.

Der wirksame Lagerabstand  $L_w$  ist durch den Druckwinkel  $\alpha$  wesentlich größer als der bauliche Abstand  $l$  der beiden Lager. Dadurch wird die Momentenstützung mit steigendem Druckwinkel größer, die Lagerung steifer und die Führung des Rads verbessert. Als grobe Richtlinie für den Entwurf kann gelten:

$$L_w = 0,2 \times \text{Reifenradius} [1]$$

Der Abstand der Lager soll allerdings nicht zu groß gewählt werden, weil temperaturbedingte Längenänderungen der Nabe dann stärker ausfallen.

Auch die Axialsteifigkeit der Lager wird durch einen großen Druckwinkel verbessert. Dadurch wird der Lagerverband unempfindlicher gegen Fehler in der axialen Vorspannung, wie sie durch Montagefehler oder unvorhersehbaren thermischen Ausdehnungen der Umbauteile entstehen können. Letzteres ist oft die Folge einer Pace-Car-Phase, wenn die Kühlung der Bremse wegen geringer Fahrgeschwindigkeit reduziert wird.

Enthalten die Lager selbst eine Abdichtung, so kann die externe Dichtung (2) entfallen und die erforderliche Gesamtlänge  $L_{\text{ges}}$  der Lagerung wird bei gleichem wirksamen Abstand  $L_w$  kürzer und somit leichter. Eine integrierte Dichtung erlaubt auch das Lager mit einer reibungsminimierenden Minimalfettung auszustatten.

Im Bild sind die beiden Lagerstellen mit A und B bezeichnet. Für nachstehende Tab. H.5 ist jenes Lager, das die äußere Axialkraft  $K_a$  aufnimmt, Lager A.

Die Aufteilung der äußeren Radialkraft  $K_r$  ergibt sich aus den Gleichgewichtsbedingungen zu:

$$F_{rA} = K_r \frac{l_B}{L_w} \quad \text{und} \quad F_{rB} = K_r \frac{l_A}{L_w}$$

Wegen der geneigten Laufbahnen bei Kegelrollen- und Schräkgugellagern entstehen durch äußere Radialkräfte axiale Reaktionskräfte  $F_{aA}$  und  $F_{aB}$  in den Lagern, die für die äquivalente Lagerbelastung berücksichtigt werden müssen, siehe Tab. H.5.

Die dynamisch äquivalente Belastung  $P$  eines Lagers folgt daraus zu:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Die Faktoren  $X$  und  $Y$  hängen von der Lagerbauart und dem Belastungsverhältnis ( $F_a/F_r$ ) ab. Sie können einem Lagerkatalog entnommen werden. Tabelle H.6 bringt eine knappe Auswahl.

Die Lebensdauer eines Lagers errechnet sich aus der äquivalenten Lagerbelastung  $P$  allgemein zu:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^P$$

**Tab. H.5** Resultierende Axialkraft  $F_a$  bei angestellter Lagerung (siehe auch Abb. H.55) [19]

Kräfteverhältnisse	Axialkraft $F_a$ , die bei der dynamisch äquivalenten Belastung einzusetzen ist	
	Lager A	Lager B
$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aA} = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aB} = 0^{(1)}$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ und $K_a > 0,5 \cdot \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_{aB} = 0^{(1)}$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ und $K_a \leq 0,5 \cdot \left( \frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = 0^{(1)}$	$F_{aB} = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} - K_a$

<sup>(1)</sup> Wird rechnerisch nicht berücksichtigt.

**Tab. H.6** Faktoren X und Y für einige Lagerarten

Lagerbauart	Druckwinkel, °	$e, -$	Belastungsverhältnis			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y
Schrägkugellager O-Anordnung	40	1,14	1	0,55	0,57	0,93
Spindellager	25	0,68	1	0	0,41	0,87
Kegelrollenlager O-Anordnung	10–30	0,4	1	1,66	0,67	2,49

mit:

$L_{10}$  Lebensdauer in Millionen Umdrehungen

C dynamische Tragzahl, kN. Abhängig von Lagerbauart und -größe; kann einem Lagerkatalog entnommen werden

P dynamisch äquivalente Lagerbelastung, kN

p Lebensdauerexponent, –.

Für Kugellager: 3; für Rollenlager: 10/3.

Mit einer mittleren Lagerdrehzahl folgt daraus die Lebensdauer in Stunden:

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{n_m \cdot 60}$$

mit:

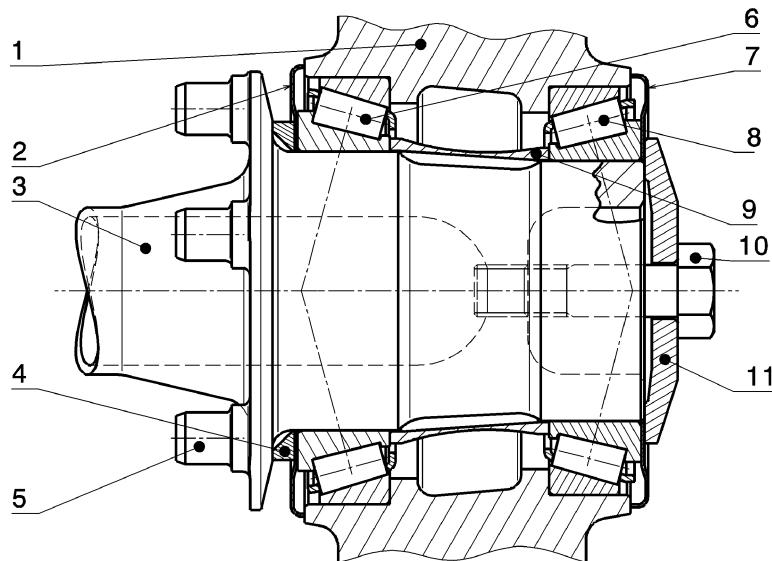
$L_h$  Lebensdauer, h

$n_m$  mittlere Lagerdrehzahl, min<sup>-1</sup>

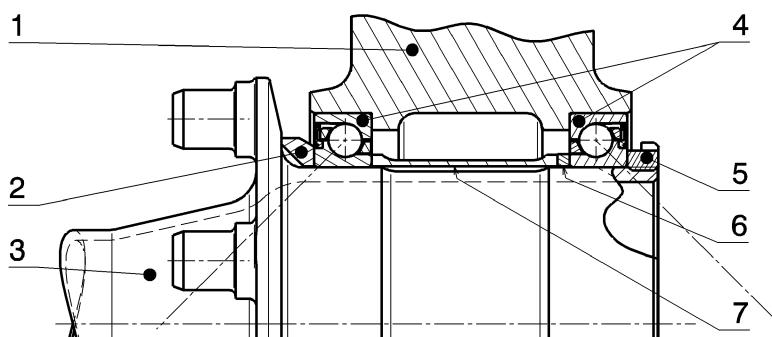
Abbildung H.56 zeigt Kegelrollenlager (*taper roller bearing*) in O-Anordnung. Weil diese Lagerbauart keine Dichtung aufweist, muss eine separate Dichtung (2, 7) vorgesehen werden. So können z. B. axial federnde Edelstahlscheiben (z. B. Nilosringe) eingesetzt werden. Für Fettschmierung reicht dies vollkommen aus. Die Lager werden ohnedies nur mäßig mit Fett geschmiert.

Ein Distanzring (4) stellt sicher, dass der Lagerinnenring des äußeren Lagers nicht auf die Ausrundung der Radnabe (3) gedrückt wird.

Eine Lösung wie sie unter anderem in der Formel 1 eingesetzt wird [10] ist auf Abb. H.57 zu sehen. Ein Paar dünnwandiger Schrägkugellager *angular ball bearing* (4) wird über eine Wellenmutter (5)



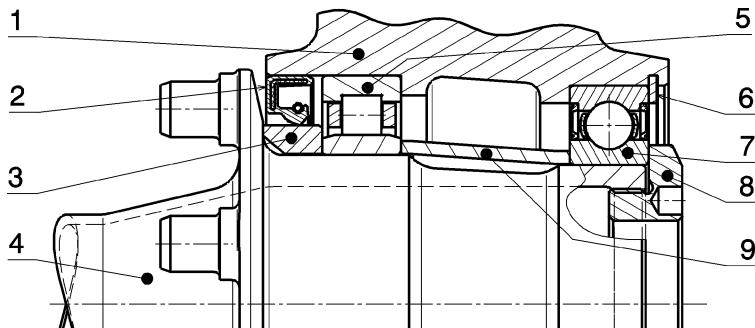
**Abb. H.56** Vorgespannte Radlager: Kegelrollenlager in O-Anordnung. 1 Radträger, 2, 7 Dichtscheibe (z. B. Nilos-Ring), 3 Radnabe, 4 Distanzring, 5 Mitnehmerzapfen für Rad, 6, 8 äußeres/inneres Radlager, 9 Distanzbuchse, 10 Spannschraube, 11 Spannscheibe



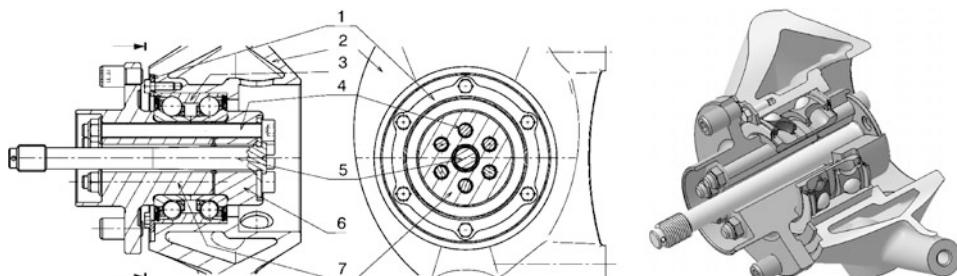
**Abb. H.57** Vorgespannte Radlager: Schrägkugellager in O-Anordnung. 1 Radträger, 2 Distanzring, 3 Radnabe, 4 Schrägkugellager, abgedichtet, 5 Wellenmutter, 6 Einstellring, 7 Distanzbuchse

vorgespannt. Die Einstellung der axialen Lagervorspannung wird durch Abschleifen des Einstellrings (6) vorgenommen. Weil die Lager selbst eine Dichtung enthalten, wird keine externe Dichtung benötigt und die Lagerung kann entsprechend kürzer gestaltet werden. Ein großer Druckwinkel sorgt für einen großen wirksamen Lagerabstand.

**Fest-Los-Lagerung Locating/Non-locating Arrangement.** Diese Art entspricht der „klassischen“ statisch bestimmten Lagerung mit zwei Stützstellen. Ein Lager übernimmt neben der Radialkraft auch die Axialkräfte (Festlager). Die zweite Lagerstelle kann nur Radialkräfte aufnehmen (Loslager) und ermöglicht so eine Ausdehnung in axialer Richtung, wie sie z. B. durch Wärmedehnung



**Abb. H.58** Radlager in Fest-Los-Lageranordnung. 1 Radträger, 2 Wellendichtring, 3 Distanzring, 4 Radnabe, 5 Zylinderrollenlager als Loslager, 6 Sicherungsring für Lager, 7 Kugellager als Festlager, 8 Spannschraube, 9 Distanzbuchse



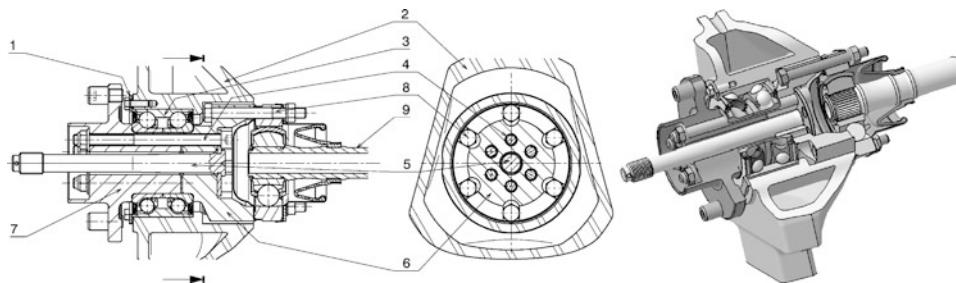
**Abb. H.59** Kompaktlager auf geteilter Nabe für nicht angetriebenes Vorderrad (Formel Renault 2000). 1 Halterung für Kompaktlager, 2 Radträger, 3 Kompaktlager, 4 Verschraubung der Nabe, 5 Zentralschraube für Radverschraubung, 6 innerer Nabenteil, 7 äußerer Nabenteil mit Radflansch

oder Fertigungstoleranzen entsteht. Als Festlager kommen nur solche Bauarten in Frage, die in Achs- und Querrichtung Kräfte aufnehmen können, wie etwa Rillenkugellager. In Abb. H.58 ist ein Beispiel zu sehen. Das Zylinderrollenlager *cylindrical roller bearing* (5) übernimmt nur Radialkräfte. Das Kugellager *ball bearing* (7) arbeitet als Festlager und übernimmt so auch sämtliche Axialkräfte. Eine Spannschraube (8) sorgt dafür, dass der Verband der Innenringe spielfrei anliegt. Das Kugellager ist selbst gedichtet, daher ist keine externe Dichtung wie beim Zylinderrollenlager erforderlich.

**Weitere Beispiele.** Kompaktlager können bei geteilten Nabenhälften leicht ausgetauscht werden. Abbildung H.59 zeigt ein Beispiel für ein nicht angetriebenes Rad. Die beiden Nabenhälften (6 und 7) werden mit sechs Schrauben (4) verspannt und halten so den Innenring des Lagers (keine Doppelpassung, d. h. die beiden Nabenteile berühren einander nicht). Das Lager wird über den Halterung (1) im Radträger (2) axial gehalten.

Dieses Konzept kann auch für eine angetriebene Achse eingesetzt werden, Abb. H.60.

**Gestaltung von Radlagerungen.** An den Innenringen liegt Punktlast (*point load*) vor, deshalb kann der Lagersitz auf der Nabe lose sein (Toleranzlage etwa k6 bis m6). Die Außenringe erfahren eine Umfangslast (*circumferential load*) und müssen daher fest im Radträger sitzen, damit sie nicht wandern



**Abb. H.60** Kompaktlager auf geteilter Nabe für angetriebenes Hinterrad (Formel Renault 2000). 1 Halterung für Kompaktlager, 2 Radträger, 3 Kompaktlager, 4 Verschraubung der Nabe, 5 Zentralschraube für Radverschraubung, 6 innerer Nabenteil mit Radflansch, 7 äußerer Nabenteil mit Radflansch, 8 Verschraubung mit Gleichlaufgelenk, 9 Antriebswelle

**Tab. H.7** Vergleich von Lagerungsvarianten, nach [11]

Variante	Paar von Einzellagern	Kompaktlager	Lager 3. Generation
Vorteile	+ billig + leicht + einzeln tauschbar + einstellbar	+ preiswert + leicht + geringe Spieltoleranz + Lagereinheit tauschbar	+ beste Spieltoleranz + beste Lebensdauer + einfache Montage
Nachteile	- große Spieltoleranz	- Streuung der Lebensdauer <sup>1)</sup>	- Mehrkosten - Mehrgewicht - Anpassungskonstruktion des Radträgers

<sup>1)</sup> Beim Einpressen in den Radträger sind die Radialkräfte nicht gleichmäßig verteilt. Diese Ungleichmäßigkeit kann die Lebensdauer reduzieren.

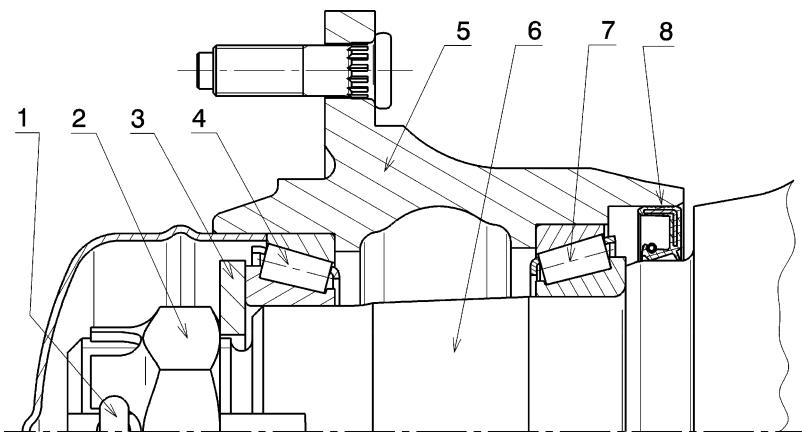
(Toleranz N7 bis P7). Ist der Radträger aus Leichtmetall, so ist wegen dessen größerer Wärmeausdehnung die Toleranz zu wählen, die eine engere Passung ergibt. Das Lager ist dann zwar nur mit Temperaturdifferenz (um 125 °C) fügbar, es wandert aber eben bei Erwärmung durch die Bremsanlage auch nicht.

Für und Wider der grundlegenden Lagerungsmöglichkeiten sind in Tab. H.7 zusammengefasst.

Abbildung H.61 zeigt die Lagerung eines nicht angetriebenen Rads mit zwei getrennten Lagern. Für die Außenringe sind zwei getrennte Passungen mit Festsitz erforderlich (Umfangslast). Bei den Innenringen reicht ein loser Sitz (Punktlast). Am äußeren Lager ist das auch erforderlich, weil mit diesem über die Axialkraft der Kronenmutter die Vorspannung bzw. das Lagerspiel justiert wird. Der wirksame Lagerabstand beträgt etwa 20 % des Reifenradius. Die Lagerung eines angetriebenen Vorderrads ist in Abb. H.63 zu sehen.

**Dichtung Sealing.** Die Dichtungen erfüllen bei Lagerungen zwei Aufgaben:

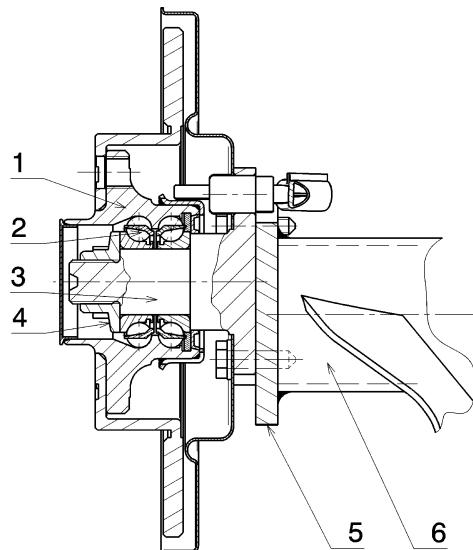
- Austritt von Schmiermittel verhindern
- Schutz vor Verunreinigung von außen



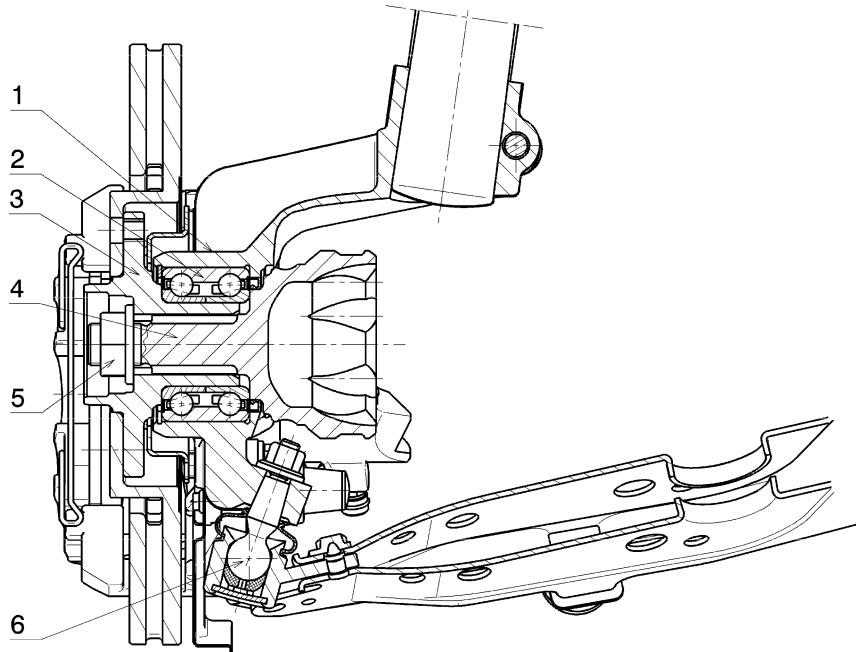
**Abb. H.61** Lagerung eines nicht angetriebenen Rads. Das Laufspiel zweier Kegelrollenlager (3, 7) in O-Anordnung wird durch die Kronenmutter (2) eingestellt. Die Mutter selbst wird durch einen Splint (1) gesichert. Zusätzlich weist die Scheibe (3) eine Lasche auf, die in eine ins Gewinde gefräste Nut greift. Ein Wellendichtring (8) dichtet die Lagerung nach außen ab. Eine zusätzliche Staubschutzlippe bietet Schutz gegen Schmutzeintritt von außen. 1 Splint, 2 Kronenmutter, 3 Scheibe mit Innenlasche, 4 Kegelrollenlager, 5 Radflansch, 6 Achszapfen, 7 Kegelrollenlager, 8 Wellendichtring mit Staubschutzlippe außen

**Abb. H.62** Lagerung eines nicht angetriebenen Rades einer Pkw-Hinterachse (vgl. Abb. H.39).

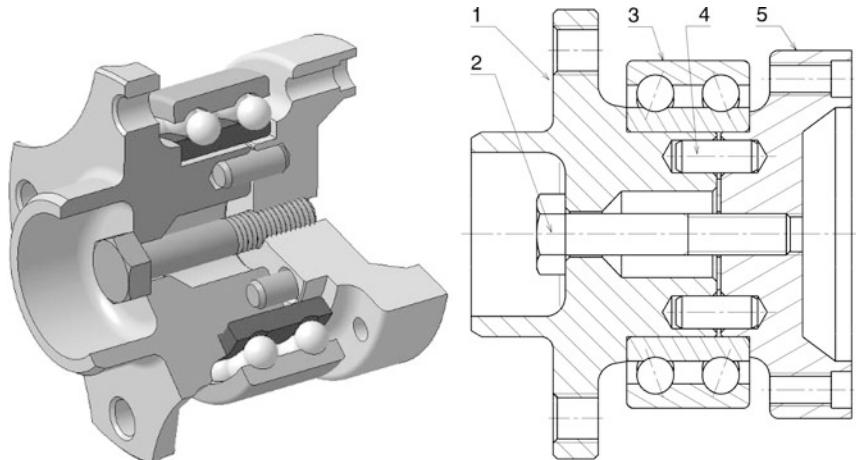
1 Radflansch, 2 Radlager, 3 Achszapfen, 4 Mutter, 5 Trägerplatte, 6 Längslenker. Der Radflansch (1) bildet die Außen-Lauffläche der Radlagerung. Die Innenringe der Lagerung werden über die Mutter (4) gegen eine Schulter des Achszapfens (3) verspannt. Der Zapfen selbst wird an der Trägerplatte (5), die an den Längslenker (6) angeschweißt ist, angeschräubt. Eine in den Radflansch eingepresste Kappe dichtet die Lagerung nach außen ab



Die Anordnung der Dichtungen kann im Lager selbst oder außerhalb dieses erfolgen. Die Dichtungen können berührend oder berührungslos gestaltet werden. Schleifende Dichtungen haben eine größere Dichtwirkung, erzeugen jedoch Reibung. Bei berührungslosen Dichtungen wiederum kann Schmierstoff austreten.



**Abb. H.63** Lagerung eines angetriebenen Rades einer vorderen radführenden Federbeinachse. 1 Radträger (Schwenklager), 2 Radlager, 3 Radflansch, 4 Wellenzapfen mit Aufnahmetopf des Festgelenks der Gelenkwelle, 5 Mutter, 6 Führungsgelenk, Der Innenring des Radlagers wird mit der Mutter (5) zwischen Radflansch (3) und Wellenzapfen (4) vorgespannt. Den Außenring nimmt das Schwenklager (1) auf. Der Radantrieb erfolgt über die Gelenkwelle, deren abgebildeter Zapfen (4) eine Steckverzahnung aufweist, mit der er die Verbindung zum Radflansch (3) herstellt



**Abb. H.64** Lagerung eines angetriebenen Rades mit einem Kompaktlager. Das Antriebsmoment wird über sechs Passstifte (4) auf den Radflansch (1) übertragen. Der Innenring des Radlagers wird zwischen den Flanschen (1) und (5) durch die Schraube (2) vorgespannt. 1 Radflansch, 2 Schraube, 3 Schräkgugellager, zweireihig, 4 Passstift, 5 Flansch für Gleitlaufgelenk

Dichtungen, die im Lager integriert sind, helfen nicht nur die Baulänge der Lagerung zu reduzieren sondern auch den Schmierfettbedarf im Lager klein zu halten, was die Reibverluste mindert. Für ein typisches Formel-1-Vorderradlager genügen 0,8 g Fett über die gesamte Lebensdauer [10].

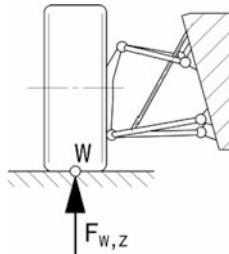
Bei Pkw werden, falls separate Dichtungen gebraucht werden, Dichtringe (*shaft seal*) verbaut, die neben der eigentlichen Dichtlippe innen noch zusätzlich außen eine Staubschutzlippe aufweisen, Abb. H.61.

Eine einfache Art der Lagerung mit einem Kompaktlager zeigt Abb. H.64.

### 3.5 Berechnung Calculation

Lastannahmen für die Berechnung von Fahrwerksteilen basieren auf Telemetrie-Daten. Dieselben Lasten werden natürlich zur Auslegung der Räder und Reifen herangezogen. Liegen keinerlei Lastkollektive (siehe Anhang) oder Daten vergleichbarer Fahrzeuge vor, kann man grob von folgenden Lastfällen ausgehen, wenn die aerodynamischen Abtriebskräfte unberücksichtigt bleiben, nach [1]:

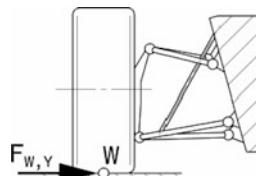
a) maximaler vertikaler Stoß (Schlagloch):



$$F_{W,Z} = 3F_{W,Z,0}$$

$F_{W,Z,0}$  statische Radlast des vollbetankten Fahrzeugs mit Fahrer, N.

b) extreme Kurvenfahrt, kurvenäußeres Rad:



$$F_{W,Z} = 2F_{W,Z,0}$$

$$F_{W,Y} = 2\mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z,0}$$

$\mu_{W,Y}$  Reibkoeffizient in Querrichtung, -.

c) extreme Kurvenfahrt, kurveninneres Rad:

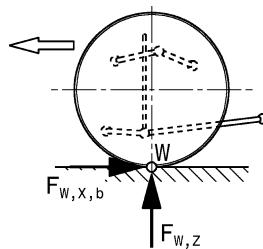
$$F_{W,Z} = F_{W,Z,0}$$

$$F_{W,Y} = -\mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z,0}$$

**Tab. H.8** Wertebereich von Radlastmesszellen für Formel-1-Anwendung [33]

			Achse vorn	Achse hinten	
Statisch	Radlast	$F_{W,Z,stat}$	1,5	2,2	kN
Maximalwerte	Längskraft	$F_{W,X,max}$	6	8	kN
	Seitenkraft	$F_{W,Y,max}$	7,5	10	kN
	Vertikalkraft	$F_{W,Z,max}$	8	10	kN
	Biegemoment	$M_{W,X,max}$	3	4	kN m
	Antriebs-/Bremsmoment	$M_{a,max}/M_{b,max}$	1,5	2,2	kN m
	Lenkmoment	$M_{W,Z,max}$	3	4	kN m

d) extreme Bremsung:



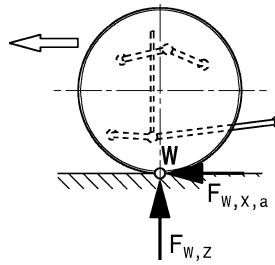
vorne:  $F_{W,Z,f} = 2F_{W,Z,f,0}; \quad F_{W,X,b,f} = 1,5\mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,f,0}$

hinten:  $F_{W,Z,r} = F_{W,Z,r,0}; \quad F_{W,X,b,r} = 0,8\mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r,0}$

 $\mu_{W,X}$  Reibkoeffizient in Längsrichtung, -.

e) extreme Anfahrt:

Frontantrieb (nur Vorderräder):



$F_{W,Z,f} = 1,5F_{W,Z,f,0}; \quad F_{W,X,a} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,f,0}$

Hinterradantrieb (nur Hinterräder):

$F_{W,Z,r} = 1,8F_{W,Z,r,0}; \quad F_{W,X,a} = 1,5\mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r,0}$

Für ein Formel-1-Rad sind typische Lastfälle und Werte zur Auslegung der Räder [22]:

- Schlagloch: Vertikale Last  $F_{W,Z}$  von 16,3 kN mit einer Zusatzkraft von 68 kN durch die Vorspannung der Zentralmutter.
- Kurvenfahrt: Seitenkraft  $F_{W,Y}$  von 15 kN und Vertikalkraft von 10,1 kN. Biegemoment  $M_{W,X}$  von 4,53 N m. Zusatzkraft von 74 kN durch die Vorspannung der Zentralmutter.

Messzellen, die in Radmitte angebracht werden, weisen für Formel-1-Anwendungen Spezifikationen auf, die Tab. H.8 entnommen werden können.

## 4 Federung Springs



Wie bei allen anderen Fahrwerkskomponenten besteht die Hauptaufgabe der Federung darin, den größtmöglichen Kontakt der Reifen mit der Fahrbahn bei allen Betriebsbedingungen und Fahrbahnzuständen aufrechtzuerhalten. Dazu ist ein elastisches Glied zwischen den Reifen und dem starren Wagenkasten (Chassis, Rahmen) erforderlich, das Stöße und Überlasten kurzfristig aufnimmt ohne diese direkt an den Rahmen weiterzuleiten und umgekehrt auch imstande ist, den Reifen auf die Fahrbahn zu drücken, wenn dieser einer Senke folgen soll. Die Stoßenergie, die das elastische Glied aufnimmt, muss allerdings in irgendeiner Form wieder kontrolliert abgegeben werden, sonst würde das Fahrzeug im Extremfall zu Springen beginnen. Diese Aufgabe übernehmen Schwingungsdämpfer, Abschn. H.5.2. Bei Serienfahrzeugen ist zusätzlich neben der Fahrsicherheit der Komfort erklärtes Auslegungsziel für die Federung. Eine weitere Aufgabe, die der Aufbaufederung zumindest teilweise zufällt, ist dem Wanken des Aufbaus einen Widerstand entgegenzusetzen. Die Auslegung erfolgt jedoch zunächst nur auf die Vertikalbewegungen (Heben/Senken und Nicken) des Fahrzeugs. Für die Wankstabilisierung werden Torsionsstabilisatoren eingesetzt.

Als Wirkstoffe für solch ein elastisches Glied kommen unter anderem in Frage: Gase, Elastomere, Öle, Metalle und Kunststoffe. Diese Komponenten können unter anderem Blattfedern, Torsionsstäbe, Gummiblöcke, Luftbälge oder Schraubenfedern sein. Im Rennsport haben sich Metallfedern, die keine radführenden Funktionen haben, durchgesetzt.

Brauchbare elastische Rückstellkräfte lassen sich durch sämtliche Beanspruchungsarten darstellen, also Zug/Druck, Schub, Biegung und Torsion.

Für die Entscheidung, mit welcher Federart die Aufgabe am gewichtsgünstigsten gelöst werden kann, wird folgende Betrachtung des Arbeitsaufnahmevermögens von Federn hilfreich sein.

Das Arbeitsaufnahmevermögen  $A$  eines elastischen Werkstoffs kann bei Zug-, Druck- oder Biegebeanspruchung durch die Gleichung ausgedrückt werden [1]:

$$A = K \cdot V \cdot \frac{\sigma^2}{E}$$

$A$  Arbeitsaufnahmevermögen, N mm oder  $J \cdot 10^{-3}$

$K$  Konstante, –

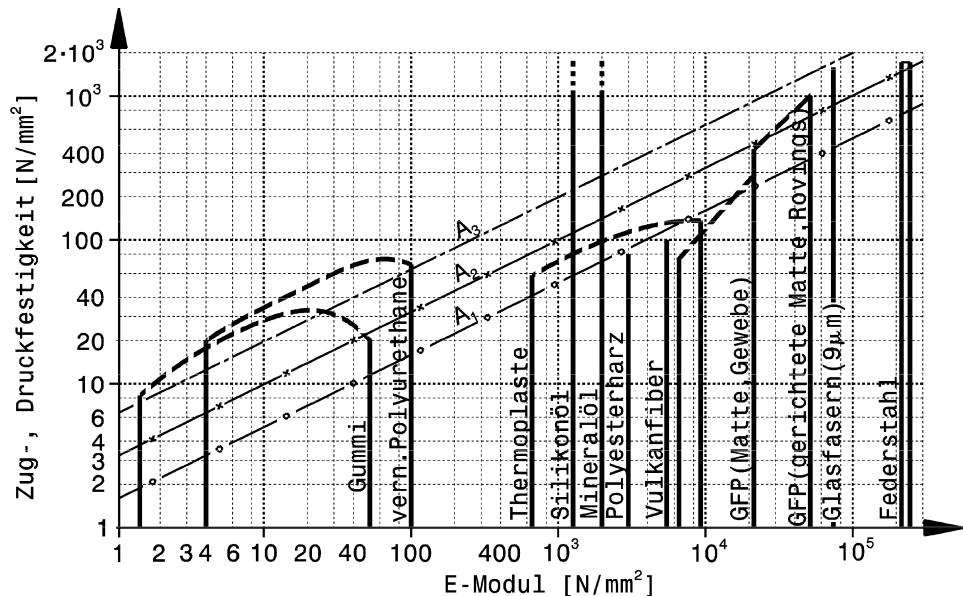


Abb. H.65 Vergleich verschiedener Federwerkstoffe, nach [1]. Die Darstellung erfolgt im doppellogarithmischen Maßstab, dadurch stellen sich Linien mit konstantem Arbeitsaufnahmevermögen als Gerade dar. Die Geraden verhalten sich wie  $A_1 : A_2 : A_3 = 1 : 4 : 16$ , z. B. in J. Aus diesem progressiv ansteigenden Verhältnis wird sowohl deutlich, welche großen Auswirkungen bereits klein erscheinende Differenzen besitzen, als auch der große Einfluss der zulässigen Spannungen. Anmerkung: Vern. Polyurethane = vernetzte Polyurethane

$V$  Volumen, mm<sup>3</sup>

$\sigma$  Spannung, N/mm<sup>2</sup>

$E$  E-Modul, N/mm<sup>2</sup>

Abbildung H.65 stellt den Arbeitsbereich einiger Werkstoffe zum Vergleich dar.

Betrachtet man insbesondere Federn, die gebogen oder tordiert werden, so erhält man:

$$\text{Biegefeder} \quad A_{r,b} = \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma_{zul}^2}{E} V_b$$

$\sigma_{zul}$  zulässige Biegespannung, N/mm<sup>2</sup>

$E$  Elastizitätsmodul, N/mm<sup>2</sup>

$$\text{Torsionsfeder} \quad A_{r,ts} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\tau_{zul}^2}{G} V_{ts}$$

$\tau_{zul}$  zulässige Schubbeanspruchung, N/mm<sup>2</sup>

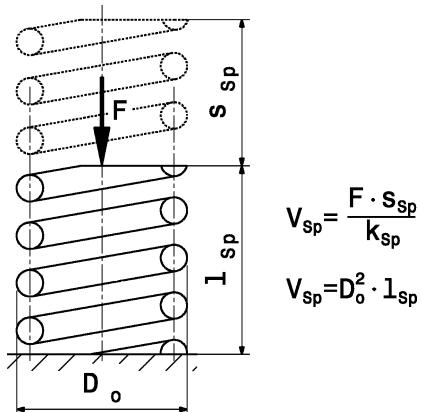
$G$  Schubmodul, N/mm<sup>2</sup>

$V$  an der Arbeitsaufnahme beteiligtes Volumen, mm<sup>3</sup>

$$\text{bei Stahlfedern folgt: } \frac{A_{r,ts}}{A_{r,b}} = 2,6 \text{ bis } 2,8$$

d. h. aus Stahl sind Torsionsfedern im Sinne eines Leichtbaus günstiger; Drehstab und Schraubenfeder sind also gegenüber Blattfedern zu bevorzugen.

**Abb. H.66** Abschätzung des erforderlichen Bauraums einer Schraubenfeder, nach [25].  $F$  Federkraft,  $N$ ,  $s_{sp}$  Federhub unter der Kraft  $F$ , mm,  $l_{sp}$  Länge der Feder bei der Kraft  $F$ , mm,  $D_o$  Außendurchmesser, mm,  $V_{sp}$  Bauvolumen der Feder,  $\text{mm}^3$ . Einige Werte für den Federkennwert  $k_{sp}$  [ $\text{N/mm}^2$ ]: Federstahl  $k_{sp} = 0,4$ , AlSi1 Mg  $k_{sp} = 0,04$ , Stahl S235JRG1  $k_{sp} = 0,01$

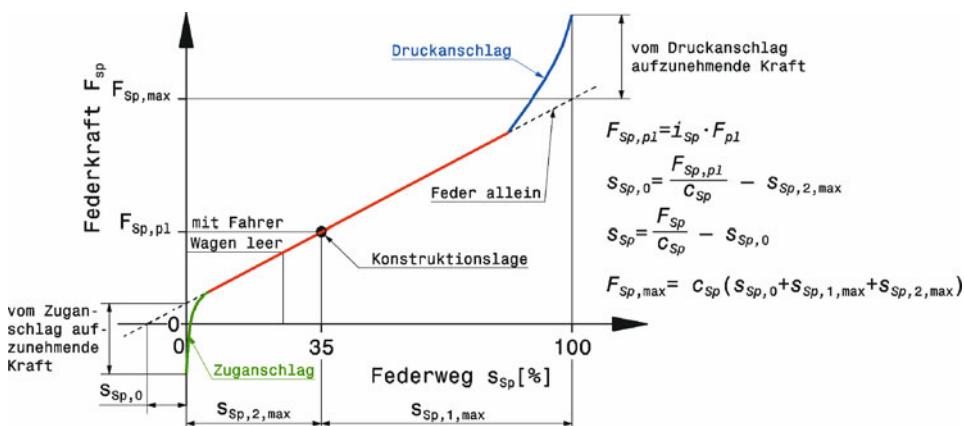


Für eine grobe Abschätzung des erforderlichen Bauraums einer Schraubenfeder kann Abb. H.66 herangezogen werden. Das benötigte Volumen  $V_{sp}$  der Feder ergibt sich aus der Kraft  $F$ , die sie beim Federhub  $s_{sp}$  aufnehmen soll und ihrem Werkstoff. Wählt man nun den Außendurchmesser  $D_o$  oder die Bauhöhe  $l_{sp}$ , so kann das jeweils andere Maß aus dem Volumen ermittelt werden.

Die Wahl der Federart wird beeinflusst von folgenden Größen:

- zulässige Schwankungen der Bodenfreiheit während der Fahrt.
- zulässiger bzw. vom Reglement geforderter Radhub beim Ein- und Ausfedern
- gewünschte Radeigenfrequenz.

Allgemein wird der Federweg so aufgeteilt, dass ausgehend von der Konstruktionslage ein Drittel ausgefedornt (bis zum Zuganschlag) und zwei Drittel eingefedornt (bis zum Druckanschlag) werden

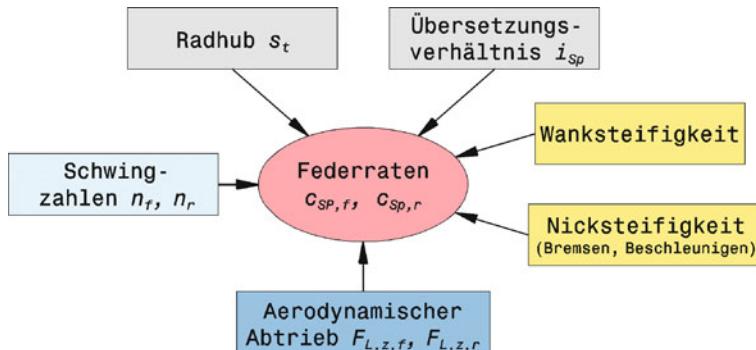


**Abb. H.67** Federkennlinie für eine Fahrzeugfederung. Ausgehend von der Konstruktionslage kann das Rad etwa 1/3 bis zum Zuganschlag ausfedern ( $s_{sp,2,\max}$ ) und 2/3 bis zum Druckanschlag eingefedornt ( $s_{sp,1,\max}$ ). Damit die gewünschten Federwege und die Kraft ( $F_{sp,p1}$ ) in Konstruktionslage zusammenpassen, muss die Feder beim Einbau um  $s_{sp,0}$  vorgespannt werden

**Tab. H.9** Werte für maximale Radhubwege  $s$ 

Fahrzeug	Pkw	Indy-Car <sup>1)</sup>	IMSA GTS <sup>1)</sup>	Formel Ford <sup>1)</sup>
vorne $s_1/s_2$ , mm	120/80	38/0	63,5/25,5	51/25,5
hinten $s_1/s_2$ , mm	130/90	63,5/25,5	76/38	70/25,5

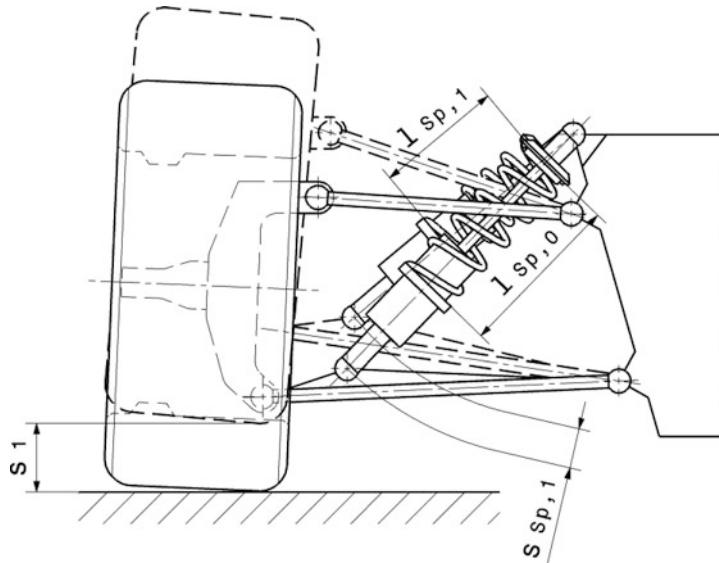
Indizes: 1 ... einfedern, 2 ... ausfedern

<sup>1)</sup> [29]**Abb. H.68** Zusammenstellung der wichtigsten Einflüsse auf die Wahl der Federrate

kann also etwa im Verhältnis 35/65 % (Abb. H.67). In Tab. H.9 finden sich einige typische Werte von Radhüben.

Als Faustregel gilt bei Pkw, dass die Feder beim 2,5-fachen der statischen Radlast noch nicht auf Anschlag gehen soll. Ein progressiver Anstieg der Federrate vermeidet ein abruptes Durchschlagen, was bei Kurvenfahrt zur Überlastung des Reifens mit ebenso plötzlichem Seitenkraftverlust führen kann, und nimmt auch die mit der Geschwindigkeit zunehmenden aerodynamischen Abtriebskräfte auf. Die Abtriebskräfte stellen ohnedies ein Problem für sich dar. Das Fahrzeugniveau soll möglichst konstant bleiben, damit es z. B. beim Bremsen nicht zum Durchschlagen kommt, weil der Federweg durch die Luftkräfte aufgebraucht worden ist, und damit die Abtriebskräfte für den Fahrer berechenbar bleiben. Eine Änderung im Fahrzeugniveau um nur 3 mm führte bei einem Formel-1-Fahrzeug von 1987 zu einer Änderung im Abtrieb von 450 N [7]. Abgesehen davon führt eine Variation des Fahrzeugniveaus zwangsläufig zu einer Bewegung der Radaufhängung und damit zu einer Änderung der Stellung des Reifens zur Fahrbahn. Den Druckanschlag (*bump stop*) bildet meist eine Zusatzfeder, die die Einfederbegrenzung beinhaltet und den Restfederweg in Einfederungsrichtung bestimmt. Der Zuganschlag (*rebound stop*) ist eine elastische Ausfederbegrenzung, die im Stoßdämpfer enthalten sein kann und den Restfederweg in Ausfederungsrichtung bestimmt. Sie muss so dimensioniert sein, dass auch die dynamisch auftretenden negativen Federkräfte ( $F_{Sp} < 0$ ) aufgenommen werden können. In Abb. H.68 sind die wichtigsten Einflüsse zusammengestellt, die in die Überlegungen bei der Festlegung der Aufbaufederraten einfließen

**Progressive Federrate Progressive Spring Rate.** Für das Fahrverhalten ist ja genau genommen nicht die Aufbaufeder sondern deren Auswirkung auf das Rad entscheidend. Dabei soll die radbezogene Federrate (siehe Anhang) über den Radhub konstant bleiben bzw. beim Einfedern leicht ansteigen. Ist die Federrate nicht konstant, sondern nimmt sie bei Belastung der Feder zu, spricht man von einer progressiven Federrate. Dieses Verhalten verhindert ein Durchschlagen der Feder bei großer Belas-



**Abb. H.69** Unterschied zwischen Radhub und Federhub bei Einzelradaufhängung. Federt das Rad um den Weg  $s_1$  ein, so verkürzt sich die Feder von ihrer ursprünglichen Länge  $l_{sp,0}$  auf die Länge  $l_{sp,1}$ . Die Feder wird also nur um den Betrag  $s_{sp,1} = l_{sp,0} - l_{sp,1}$  zusammengedrückt. Es existiert demnach eine Wegübersetzung zwischen Rad- und Federhub

tung und lässt Schwingungen rascher abklingen. So kommt also der Realisierung einer Übersetzung zwischen Radhub und Federhub eine große Bedeutung zu. Abbildung H.69 zeigt den Unterschied der grundsätzlichen Größen. Die Wegübersetzung zwischen Rad- und Federhub ergibt sich daraus zu:

$$i_{sp} = \frac{s_1}{s_{sp,1}} \quad (H.1)$$

$i_{sp}$  Übersetzung Radhub zu Federhub (*motion ratio*), –  
 $s_1, s_{sp,1}$  Wege nach Abb. H.69, m

Übliche Werte für  $i_{sp}$  liegen zwischen 1,25 bis 1.7. Je größer die Übersetzung gewählt wird, desto steifer müssen Federn/Dämpfer und Torsionsstabilisatoren sein. Große Übersetzungen bedeuten auch relativ kleine Dämpferwege. Das erschwert die Abstimmung von üblichen Dämpfern, die ja ihre Kraft über die Kolbengeschwindigkeit aufbauen und reibungsbedingt eine gewisse Losbrechkraft haben. Einen Ausweg bietet die getrennte Anordnung und Betätigung von Feder und Dämpfer mit individuellen Übersetzungen.

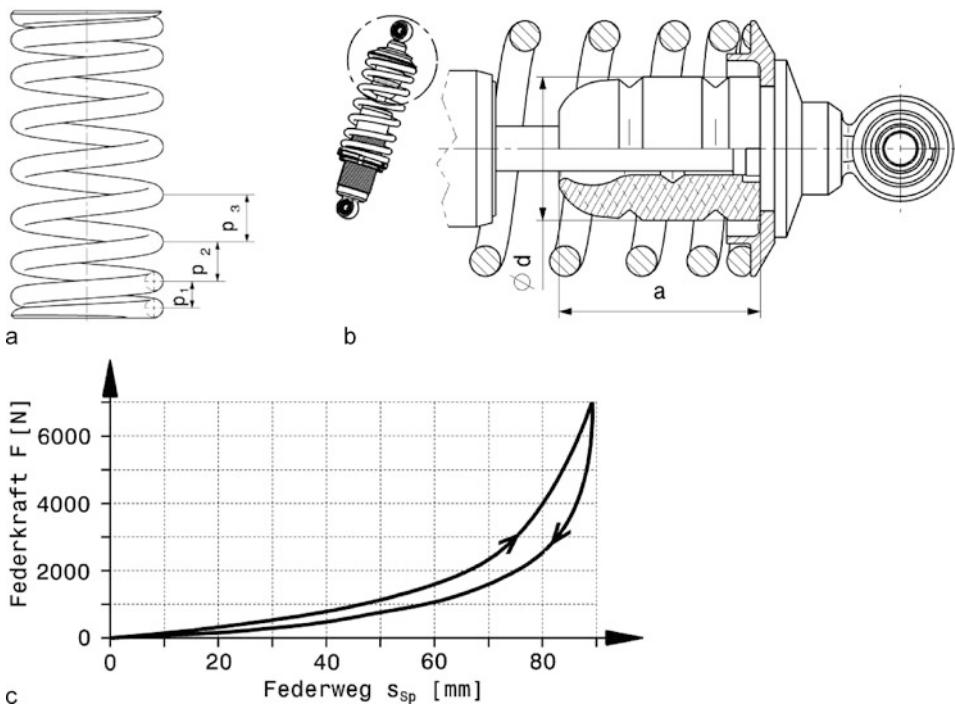
Diese Wegübersetzung wirkt natürlich auch als Kraftübersetzung (d.h. Federkraft = Radaufstands-kraft  $\times i_{sp}$ ), daher geht sie quadratisch in die Beziehung der Federraten ein:

$$c = \frac{c_{sp}}{i_{sp}^2} \quad (H.2)$$

$c$  radbezogene Federrate, N/m

$c_{sp}$  eigentliche Federrate der Aufbaufeder, N/m

Die Hubwege von Rad und Feder (*wheel travel and spring travel*) können aus einer Zeichnung oder einem CAD-Modell ermittelt werden. Bei einem bereits vorhandenen Fahrzeug können die Strecken direkt gemessen werden.

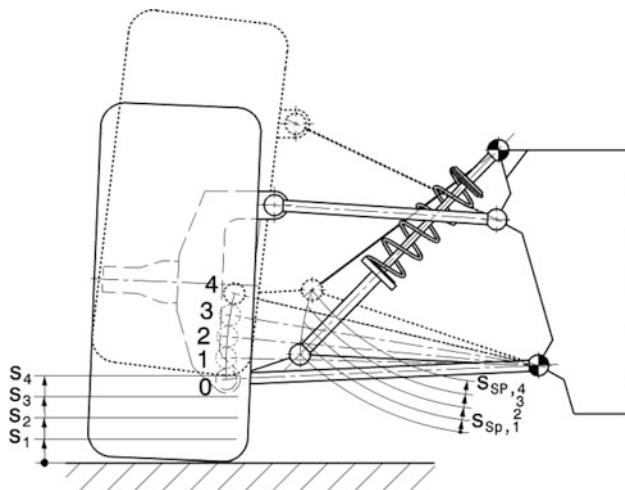


**Abb. H.70** Progressive Federn. a variable Federsteigung, b Zusatzfeder parallel geschaltet, c Kennlinie einer Zusatzfeder mit den Abmessungen  $a = 115$  mm,  $\varnothing d = 70$  mm [16]. Die gesamte Federrate  $c_{Sp,t}$  bei Parallelschaltung folgt aus den Einzelraten zu:  $c_{Sp,t} = c_{Sp1} + c_{Sp2}$

Will man progressives Verhalten des Rads beim Einfedern erreichen, bieten sich grundsätzlich verschiedene Möglichkeiten an. Zum einen kann die Feder selbst progressiv sein, zum anderen kann die Betätigung der Feder durch die Radaufhängung eine veränderliche Wegübersetzung hervorrufen und so das gewünschte Verhalten auch bei einer linearen Feder hervorrufen.

Eine progressive Kennung der Feder an sich kann auf verschiedene Arten hervorgerufen werden. Am einfachsten durch Serienschaltung zweier linearer Federn, was eigentlich nur zu einem Knick in zwei linearen Kennlinien führt. Aufwändiger aber auch wirkungsvoller sind Federn mit veränderlicher Steigung und/oder veränderlichem Drahtquerschnitt. Bei Belastung gehen die enger aneinander liegenden Windungen auf Block und die wirksame (verbleibende) Federlänge wird kontinuierlich kürzer, die Feder also steifer. Durch Veränderung des Wickeldurchmessers (z. B. Kegelfeder) ergibt sich ebenfalls eine progressive Kennlinie. Abbildung H.70 zeigt zwei Möglichkeiten für progressive Federn. Die Zusatzfeder (Abb. H.70b) ist zur Hauptfeder parallel geschaltet und wirkt erst ab einem gewissen Weg der Hauptfeder. Die Feder besteht aus zelligem Polyurethan-Elastomer (Handelsname: Cellasto) und ist so gestaltet, dass sie beim ersten Aufsetzen weich einsetzt und zunehmend verhärtet (Abb. H.70c). Solche Zusatzfedern können voll zusammengedrückt große Kräfte aufnehmen.

Durch Kombination einer linearen Stahlfeder und einer solchen Zusatzfeder lassen sich daraus resultierende Federkennlinien beinahe beliebig gestalten. Zusatzfedern können innerhalb einer Schraubenfeder sitzen, in einem Dämpfer als Zug- oder Druckanschlag wirken oder allein am Rahmen als Druckanschlag für ein Fahrwerksteil angebracht sein.



**Abb. H.71** Progressive Federanordnung. Die Feder hat eine konstante Steifigkeit  $c_F = 30 \text{ N/mm}$ . Durch die gezeigte Anordnung wird der Hub  $s_F$  der Feder bei gleichen Hubabschnitten  $s$  des Rads immer größer und damit steigt die radbezogene Federrate  $c$  beim Einfedern:

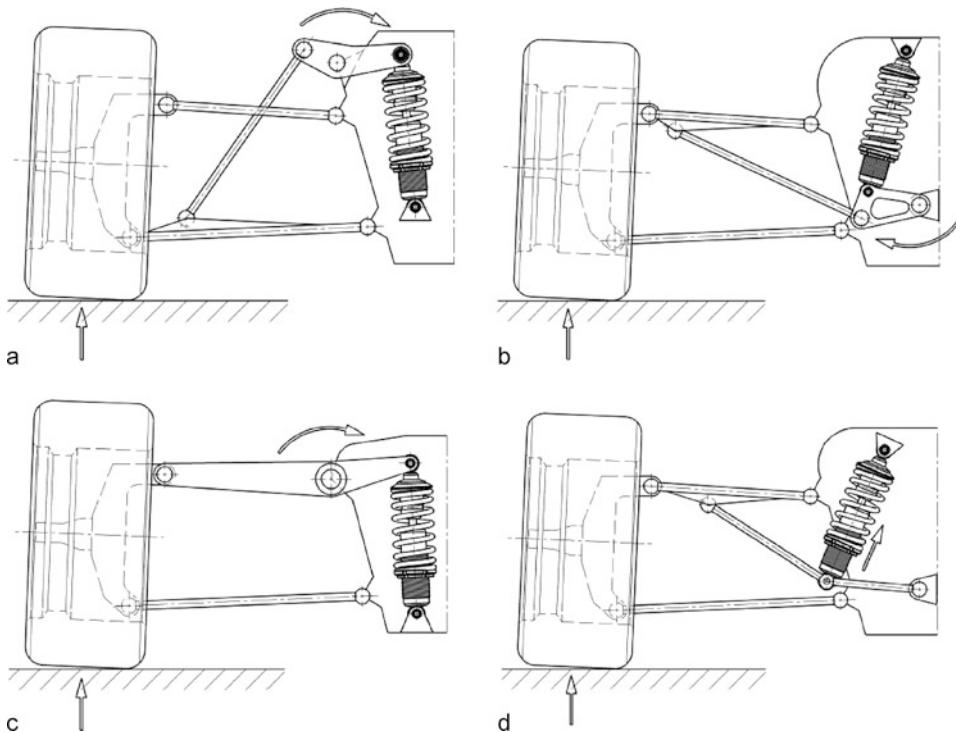
Bewegung	0 bis 1	1 bis 2	2 bis 3	3 bis 4
Radhub $s$ , mm	30	30	30	30
Federhub $s_F$ , mm	17,7	18,3	18,9	19,7
$i_F$ , -	1,69	1,64	1,58	1,52
$c$ , N/mm	10,5	11,2	12,0	13,0

Bei einer geschickten Anordnung der Feder und ihrer Betätigungshebel kann auch eine lineare Feder eine progressive radbezogene Rate zeigen, Abb. H.71. Allerdings ist ebenso durch unbedachtes Anordnen der Feder ein unerwünschtes degressives Verhalten möglich.

Mit außenliegenden Federn lassen sich etwa 10–15 % Zunahme der Federrate erreichen. Stärkere Zunahmen erzielt man mit Betätigung der Federn über Hebel.

Die ideale Progressivität beider Achsen wird durch die unterschiedlichen Achslasten und erzielbaren Beschleunigungswerte nicht gleich sein. Für eine Grundauslegung wird für die Vorderachse ein Anstieg der Federrate um höchstens 20 % und für die Hinterachse ein flacherer Anstieg um etwa 5 % empfohlen [23]. Bei extrem welligen Rennstrecken braucht der Wagen vor allem entsprechenden Radhub und deshalb wird man auch nicht die Federraten erhöhen, sondern zunächst die Druckanschläge kräftiger wählen und den Bodenabstand vergrößern.

**Betätigung der Feder Spring Actuation.** Durch den Radhub muss sich ein definierter Federhub ergeben. Die Feder könnte also direkt das Rad abstützen wie es bei einer Vorderradgabel eines Motorrads der Fall ist. Die Feder kann auch an einem Querlenkerarm angelenkt sein (z. B. Abb. H.71). Dadurch entsteht allerdings in dem Lenker ein Biegemoment sowie bei schräg angelenkter Feder eine Längskraft und dieser muss entsprechend gestaltet werden und wird dadurch schwerer. Je näher der Anlenkpunkt beim Radträger sitzt, desto kleiner ist die Biegebeanspruchung des Querlenkers. Federn können auch über Hebel direkt oder indirekt betätigt werden, Abb. H.72. Die Hebel-Varianten bieten schier zahllose Möglichkeiten eine zunehmende Federkennlinie zu realisieren und gleichzeitig das Federbein an einem günstigen Ort im Wageninneren unterzubringen. Außerdem macht das Federbein in diesem Fall auch Platz für die vorbeiströmende Luft zwischen Rad und Wagenkasten, was



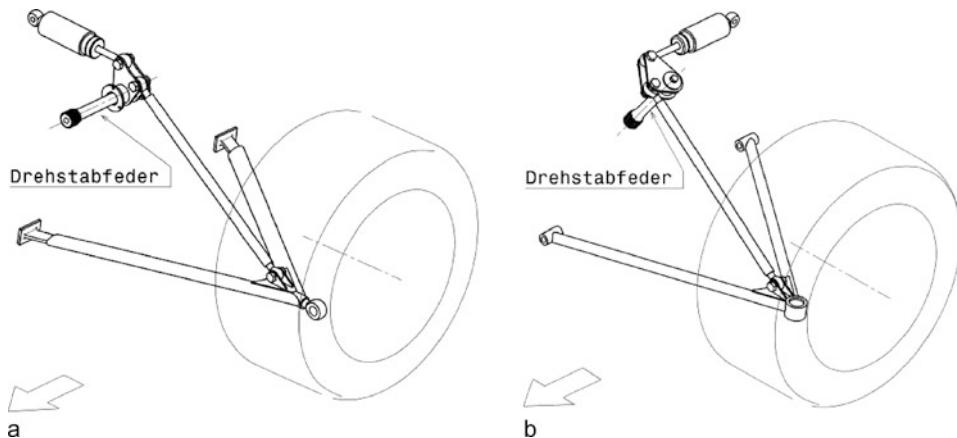
**Abb. H.72** Möglichkeiten der Federbetätigung. **a** Druckstab mit Umlenkhebel *push rod with rocker*, **b** Zugstab mit Zwischenhebel *pull rod with bell crank*, **c** Querlenker als Kipphobel *wishbone as rocker*, **d** Kniehebelanordnung *knee lever*

der Aerodynamik zu Gute kommt. Die Reaktionskräfte am anderen Ende der Feder müssen an einem geeigneten Ort in den Rahmen eingeleitet werden. Geeignete Orte sind solche, die Kräfte möglichst direkt weiterleiten können: Knotenpunkte eines Gitterrohrrahmens, Befestigungspunkte der Feder der anderen Wagenseite, Anlenkpunkte von Querlenkern usw. Der Bodenabstand des Fahrzeugs lässt sich bei dieser Betätigungsart leicht durch Längenänderung des Betätigungsstabs einstellen. Wird der obere Querlenker als Kipphobel ausgebildet (c), kann die Feder ebenfalls im Wageninneren untergebracht werden. Der prinzipiell höher belastete untere Querlenker ist dann zwar biegemomentenfrei, der obere Querlenker muss jedoch als Biegeträger ausgeführt werden. Das ist im Sinne des Leichtbaus ungünstig und macht ihn schwer. Auch die Hebellagerung muss kräftig gestaltet werden.

Bei Formel-1-Fahrzeugen mit extremer Ausnutzung von Abtriebskräften durch Abdichtung der Wagenunterseite durch sog. Schürzen lagen die Federraten zwischen 350 und 600 N/mm, was von der Mehrheit der Fahrer kritisiert wurde, weil das Verhalten schon an ein ungefedertes Fahrzeug erinnerte [13]. Tatsächlich sollte sich die Bodenfreiheit der Wagen kaum ändern, damit die Abdichtfunktion der Schürzen aufrecht blieb. Der Federdurchmesser betrug innen ca. 57 mm [13].

Drehstabfedern (*torsion-bar spring*) können elegant Platz sparend untergebracht und über Hebel betätigt werden. Die Dämpfer sind so von unerwünschten (aber durch toleranzbedingte Schiefstellung der Schraubenfeder möglichen) Kräften befreit und werden vom selben Hebel beaufschlagt, Abb. H.73.

Weitere Möglichkeiten ergeben sich durch die Anordnung der Feder. Zum einen bietet sich die Möglichkeit an einer Achse nur eine Feder anzubringen (Monofeder). Diese wird von beiden Rädern



**Abb. H.73** Betätigung von Torsionsfedern. **a** Der Torsionsstab ist in Fahrtrichtung (Pfeil) angebracht und stellt gleichzeitig die Hebelachse dar. Der Dämpfer liegt ebenfalls horizontal, quer zur Fahrtrichtung. **b** Der Drehstab steht quer zur Fahrtrichtung

über einen gemeinsamen Hebel beaufschlagt. Das Wankmoment muss in dem Fall gänzlich über einen (besonderen) Stabilisator aufgenommen werden, siehe Abb. H.110.

Zum anderen können die unterschiedlichen Funktionen von verschiedenen Federn wahrgenommen werden. Bei einem Drei-Feder-System übernehmen zwei Federn in herkömmlicher Art die Federung je eines Rads und zusätzlich wird über eine gemeinsame Koppel beim gleichseitigen Federn eine dritte Feder ins Spiel gebracht, siehe Abb. H.111. Solche Systeme bieten sich für Fahrzeuge mit hohem Aerodynamikanteil an, die zusätzlich noch einen großen Geschwindigkeitsumfang abdecken. Der Bodenabstand soll bei diesen idealerweise über der Fahrgeschwindigkeit konstant bleiben, obwohl bei zunehmendem Tempo der Abtrieb überproportional zunimmt. Würde man zur Lösung dieses Problems etwa einfach nur steifere Federn vorsehen, hätte man bei geringen Geschwindigkeiten eine unnötig harte Federung, die Traktionsprobleme mit sich bringt und den Fahrer sowie Bauteile stärker belastet.

**Federauslegung Spring Dimensioning.** Die Ermittlung der erforderlichen Federrate ist in Abschn. H.5.1 dargelegt.

Zur Vorauslegung der Federabmessungen bei bekannter Federrate können folgende Beziehungen herangezogen werden:

Schraubenfeder *coil spring*:

$$c_{sp} = \frac{G \cdot d_{sp}^4}{8D_m^3 \cdot j_{sp}}$$

$c_{sp}$  Federrate, N/mm

$D_m$  mittlerer Windungsdurchmesser, mm

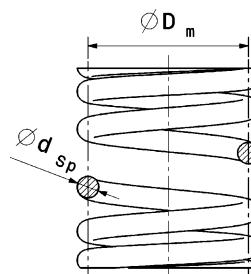
$d_{sp}$  Drahtdurchmesser, mm

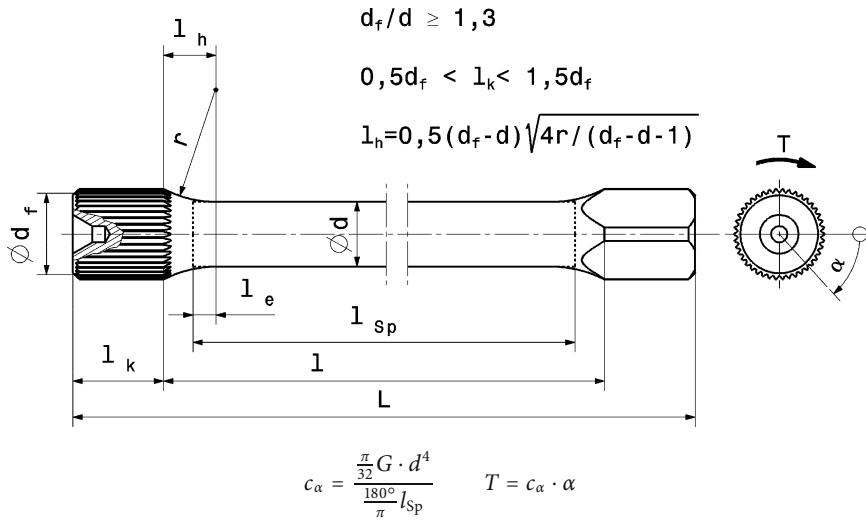
$j_{sp}$  Anzahl der federnden Windungen, -.

$$j_{sp} = j_t - 1,5$$

$j_t$  Gesamtanzahl der Windungen, -.

Drehstabfeder *torsion bar spring*:





$c_\alpha$  Drehfederrate, N mm/<sup>0</sup>

$G$  Schubmodul, N/mm<sup>2</sup>

$d$  Stabdurchmesser, mm

$l_{sp}$  federnde Länge, mm

$T$  Torsionsmoment, N mm

$\alpha$  Verdrehwinkel, °

$r$  Hohlkehlenradius, mm

$d_f$  Fußkreisdurchmesser des Kopfprofils, mm

Die Längen folgen aus:

$$l_{sp} = l - 2(l_h - l_e)$$

$l$  freie Schaftlänge, mm

$l_h$  Hohlkehlenlänge, mm

$l_e$  Ersatzlänge, mm.  $l_e = v \cdot l_h$ ,  $v$  nach Tab. H.10.

$l_k$  Kopflänge, mm

$L$  Gesamtlänge des Drehstabs, mm

Das Moment  $T$  wird über Kerbverzahnung, Vierkant, Sechskant, Exzenterende o. ä. in die Drehstabfedern eingeleitet.

Abbildung H.74 zeigt eine praktische Anwendung, wie mit der Anzahl der federnden Windungen die Federrate verändert werden kann.

Drehfedern können elegant in Reihe geschaltet werden, indem ein Drehstab ein oder mehrere Drehrohre betätigt, Abb. H.75. Die Betätigungshebel können so auch nebeneinander angeordnet werden, wodurch die Lagerkräfte an einem Ort konzentriert bleiben.

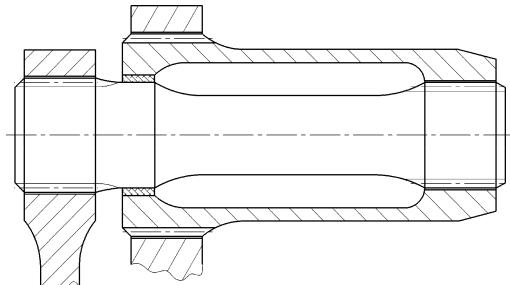
**Tab. H.10** Verhältnis  $v$  (=  $l_e/l_h$  Ersatzlänge zu Hohlkehlenlänge), nach [24]

$d_f/d$	1,3	1,5	1,7	1,9	2
1	0,731	0,638	0,581	0,534	0,522
2	0,728	0,632	0,568	0,511	0,502
50	0,725	0,625	0,555	0,5	0,481

**Abb. H.74** Federbein mit veränderlicher Federrate (Formel König). Der untere Federteller nimmt die Feder in einer schraubenförmigen Nut auf. Durch Schrauben dieses Tellers kann die Anzahl der federnden Windungen und damit die Federrate verändert werden. Nimmt die Anzahl der aktiven Windungen ab, wird die Feder steifer, vgl. auch Gleichung zur Vorauslegung oben



**Abb. H.75** Reihenschaltung von Drehfedern. Ein Drehstab ist so in einem Drehrohr gelagert, dass die Reaktionskräfte des Betätigungshebels ebenfalls in die Rohrlagerung eingeleitet werden. Die gesamte Baulänge dieser Anordnung ist kurz. Die gesamte Federrate  $c_{\alpha,t}$  folgt bei Reihenschaltung aus den Raten der Einzelfedern:  $1/c_{\alpha,t} = 1/(c_{\alpha1} + 1/c_{\alpha2})$



Die genaue Auslegung von Federn nimmt im Allgemeinen der Federhersteller vor. Er benötigt dazu Angaben wie in Abb. H.76 angeführt.

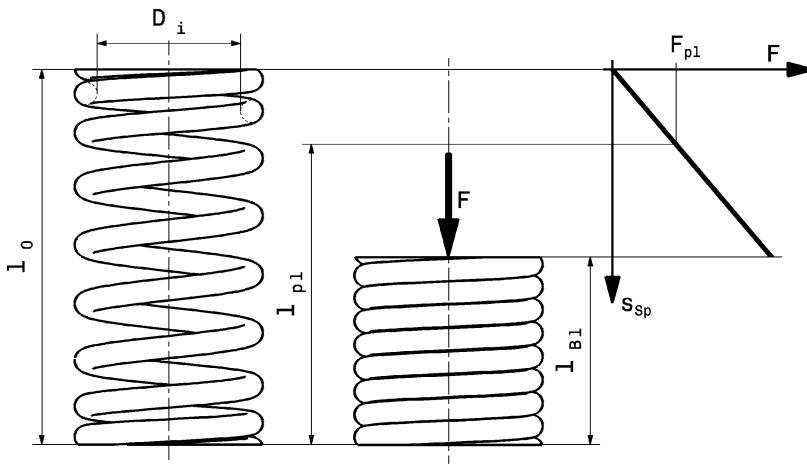
Gängige Federdurchmesser liegen bei 47 und bei 57 mm.

Bei Schraubenfedern für den Rennsport wird die Federrate vom Hersteller meist auf der Feder angegeben. Und zwar in der anglikanischen Einheit *pound-force per inch* [1 lbs/in = 0,175 N/mm], d. h. eine Feder mit z. B. dem Kennwert 80 weist eine Federrate von 14 N/mm auf.

Die erforderlichen Längen müssen mit der Radaufhängung und dem Dämpferbein abgestimmt sein, Abb. H.77. Der maximale Federhub  $s_{Sp,t}$  ergibt sich aus dem gewünschten maximalen Radhub und der Wegübersetzung Rad/Feder  $i_{Sp}$ .

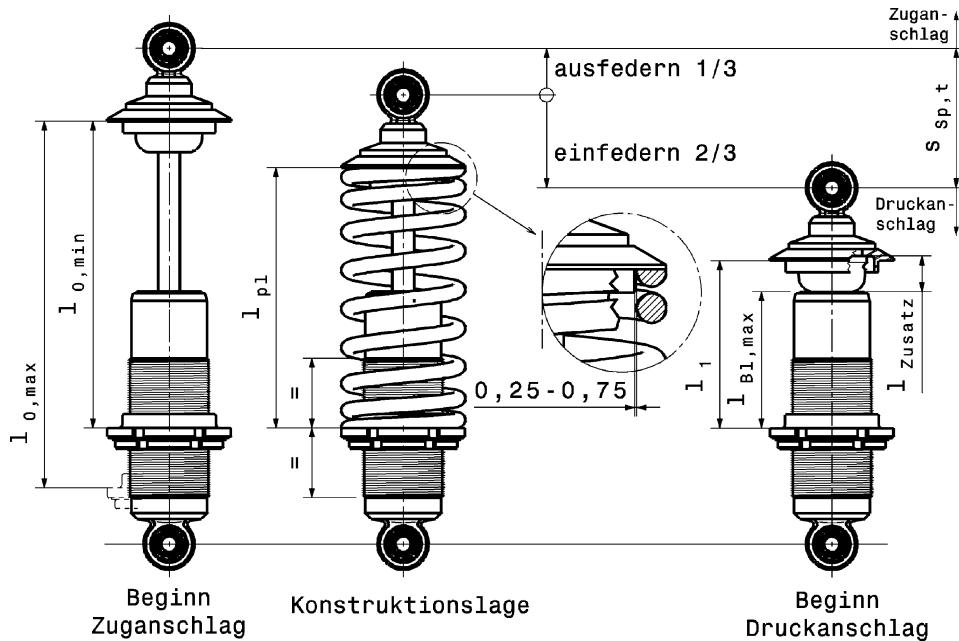
Der gesamte Federhub  $s_{Sp,t}$  wird etwa so aufgeteilt, dass das Rad ausgehend von der Konstruktionslage 1/3 ausfedern und 2/3 einfedern kann (vgl. Abb. H.67). Der untere (verstellbare) Federteller wird dabei zur Ermittlung der erforderlichen Federlängen in seiner Mittelstellung betrachtet. Federt das Rad voll aus, begrenzt der Zuganschlag die weitere Bewegung und die Feder erreicht ihre minimale ungespannte Länge  $l_{0,min}$ . Wäre die ungespannte Länge kürzer als  $l_{0,min}$ , wäre die Feder in dieser Stellung lose und könnte keine Stützkraft mehr für das Rad bereitstellen. Soll die Feder in dieser Stellung schon eine Vorspannung aufweisen, kann die ungespannte Länge bis  $l_{0,max}$  gewählt werden. Dann kann die Feder bei ihrer Montage noch ohne Vorrichtung durch den unteren Federteller vorgespannt werden.

Wird das Federbein zusammengedrückt, kommt der Druckanschlag ins Spiel. Er selbst ist ja eine Zusatzfeder und verlängert den möglichen Federweg um  $l_{Zusatz}$ . Die Schraubenfeder darf mit der Län-



Enden angelegt und plangeschliffen

**Abb. H.76** Bestellangaben für Schraubenfedern *basis parameters of coil springs*.  $l_0$  ungespannte Länge *free length*, mm,  $D_i$  Innendurchmesser *inside diameter*, mm,  $l_{pl}$  Einbaulänge in Konstruktionslage *spring length at design position*, mm,  $F_{pl}$  Federkraft bei Länge  $l_{pl}$  *spring load at length  $l_{pl}$* , N,  $l_{Bl}$  Blocklänge (Federlänge bei anliegenden Windungen) *coil bound length*, mm,  $c_{sp}$  Federrate *spring rate*, N/mm



**Abb. H.77** Bestimmung der erforderlichen Längen von Schraubenfedern. Der untere Federteller befindet sich bei dieser Untersuchung in seiner Mittelstellung. Zusätzlich ist der empfohlene Spielbereich zwischen Feder und Federteller eingetragen

**Tab. H.11** Warmgewalzte Stähle für vergütbare Federn (nach DIN 17221, 17224)

Stahlart	Kurzzeichen	Werkstoffnummer	Zugfestigkeit $R_m$ , N/mm <sup>2</sup>	Streckgrenze $R_{p0,2}$ , N/mm <sup>2</sup>	$E, G^{1)}$ N/mm <sup>2</sup>
Qualitätsstähle	58Si7	1.0903	1320–1570	1130	$E = 2,0 \cdot 10^5$ $G = 80.000$
	60SiCr7	1.0961	1320–1570	1130	
Edelstähle	50CrV4	1.8159	1370–1670	1180	$G = 80.000$
	51CrMoV4	1.7701	1370–1670	1180	
nichtrostend	X12CrNi17 7	1.4310	1320–1570		$E = 1,9 \cdot 10^5$ $G = 73.000$

<sup>1)</sup>  $E$  E-Modul;  $G$  Schubmodul

**Tab. H.12** Stähle für kaltgeformte Federn (nach DIN 17223)

Stahl	Sorte	Zugfestigkeit $R_m$ , N/mm <sup>2</sup>	$E, G^{1)}$ N/mm <sup>2</sup>
Federstahldraht	C	1370–1670	$E = 2,06 \cdot 10^5$
	D	1370–1670	$G = 81.500$
54SiCr6	FD SiCr		$G = 79.500$

<sup>1)</sup>  $E$  E-Modul;  $G$  Schubmodul

ge  $l_1$  ihre Blocklänge  $l_{B1}$  noch nicht erreicht haben. Die Blocklänge darf also den Weg der Zusatzfeder nicht einschränken und muss kleiner als  $l_{B1,\max}$  sein.

**Werkstoffe.** Federstahl (Tab. H.11 und H.12), Titan, zelliges Polyurethan-Elastomer

## 5 Dämpfer Damper



### 5.1 Schwingungen Oscillations

**Eigenfrequenzen, Federauslegung Natural Frequency, Spring Calculation.** Die Schwingungen interessieren im Fahrzeugbau allgemein aus folgenden Gründen:

- Einfluss auf die Radlastschwankungen und damit auf den Fahrbahnkontakt und die Fahrsicherheit
- Schwingungsbelastung der Insassen und/oder des Ladegutes

- Fahrzeug- und Fahrbahnbeanspruchung
- Geräuschbelastung der Insassen und der Umwelt.

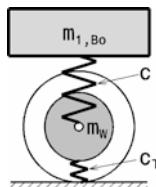
Vom Fahrwerk sind die Reifenfederung und Dämpfung und die mit dem Rad verbundene Masse entscheidend für die Radlastschwankungen.

Für Rennfahrzeuge sind nur Radlastschwankungen und damit der Kontakt Reifen-Fahrbahn von Interesse. Bei Straßenfahrzeugen steht der Komfort im Vordergrund. Abbildung H.78 zeigt komfortgetriebene Zielbereiche der Auslegung von Straßenfahrzeugen.

Eigenfrequenz der ungedämpften harmonischen Schwingung:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \quad [\text{Hz}] \quad \text{bzw. die Eigenkreisfrequenz} \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad [s^{-1}] \quad (\text{H.3})$$

z. B. Radhubschwingung bei Einzelradaufhängung [1]:

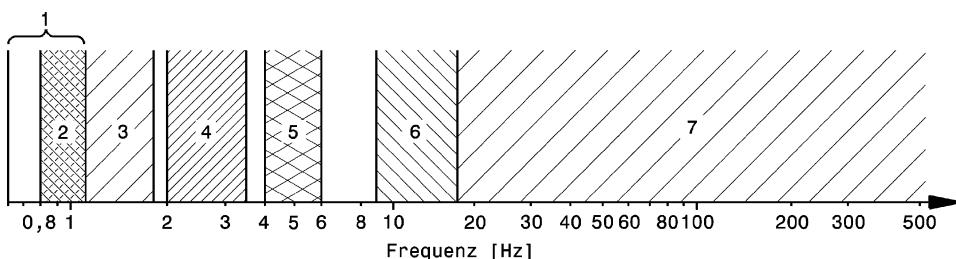


$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_T + c}{m_W}} \quad (\text{H.4})$$

$$f_{n,Bo} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_T \cdot c}{m_{1,Bo}(c_T + c)}} \quad (\text{H.5})$$

$c_T$  Reifenfederrate, N/m

$c$  Aufbaufederrate radbezogen, N/m



**Abb. H.78** Lage der Eigenfrequenzen im logarithmischen Maßstab, nach [1]. 1 sehr niedrig abgestimmtes System Sitz-Mensch. Diese niedrige Abstimmung ist nur in Sonderfällen zu empfehlen. Sie erfordert ein Sitzfedersystem, bei dem das Niveau einstellbar ist, da sonst die Unterschiede in der statischen Einfederung bei verschiedenen schweren Personen zu groß werden. 2 System Fahrzeugaufbau-Aufbaufederung bei der Federung mit Niveauregelung. Theoretisch wären diese Eigenfrequenzen auch bei Fahrzeugen mit sehr geringer zulässiger Zuladung bereits ohne Niveauregelung möglich. 3 System Fahrzeugaufbau-Aufbaufederung ohne Niveauregelung. Im vollbeladenen Zustand liegen die Fahrzeuge alle näher an der unteren Grenze. Bei den größeren PKW und bei Fahrzeugen mit progressiver Federkennlinie wird im Allgemeinen immer eine Eigenfrequenz unter 1,4 Hz erreicht. 4 Für das System Sitz-Mensch vorgeschlagener Frequenzbereich. 5 Von den anderen Systemen zu vermeidende Eigenfrequenz des Menschen (vertikal). 6 Eigenfrequenz der Achsmasse bzw. der mit dem Rad verbundenen Masse. Für die meisten PKW liegt sie in der Nähe von 10 Hz. 7 Hörbare Frequenzen. Sie liegen im Bereich von 16 bis 20.000 Hz (Feld wurde bei 500 Hz abgebrochen)

$m_W$  mit dem Rad verbundene Masse, kg

$f_{n,W}$  Eigenfrequenz der ungefederten Massen  $m_W$ , Hz

$m_{l,Bo}$  Masse des Aufbaus pro Rad (gefedeerte Masse), kg

$f_{n,Bo}$  Eigenfrequenz der gefederten Masse  $m_{l,Bo}$ , Hz

Werte für  $c_T$ : 120.000 bis 200.000 N/m

Die allgemeine Lage der Eigenfrequenzen der wesentlichen Masseanhäufungen ist so zu wählen, dass sie nicht mit den körpereigenen Eigenfrequenzen des Menschen übereinstimmen, damit der Fahrzeuginsasse nicht zum Schwingungstilger wird oder etwas drastischer ausgedrückt, damit sie nicht mit der „Kotzfrequenz“ zusammenfällt.

Im Fahrzeugbau wird anstelle der Frequenz  $f$  [Hz] gerne die Schwingzahl  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] herangezogen. Es gilt also:  $n = 60f = (30/\pi)\bar{\omega}$

Zahlenwerte von Eigenfrequenzen (Aufbauschwingzahlen) [7]:

Straßenfahrzeug (komfortabel)  $60\text{--}80 \text{ min}^{-1}$  (1–1,4 Hz); Straßenfahrzeug (sportlich)  $80\text{--}100 \text{ min}^{-1}$ .

Rennfahrzeug (ohne Flügel oder Bodeneffekt)  $100\text{--}125 \text{ min}^{-1}$ ; Rennfahrzeug (mit Bodeneffekt) bis  $500 \text{ min}^{-1}$ ; Rennfahrzeug (im Mittel)  $200\text{--}350 \text{ min}^{-1}$  mit Radeigenfrequenzen 200 bis  $300 \text{ min}^{-1}$ .

Typische Bereiche von Aufbauschwingzahlen von Pkw illustriert Abb. H.79.

Als Startwert für die Auslegung eines Rundstreckenfahrzeugs wird  $130 \pm 15 \text{ min}^{-1}$  empfohlen [7].

Die Eigenfrequenz des Fahrzeugaufbaus über der Hinterachse soll bei Straßenfahrzeugen um 10 bis 20 % über jener des Aufbaus über der Vorderachse liegen. Dadurch bildet sich bei Fahrbahnanregungen eine Hubschwingung des Wagens anstelle einer Nickschwingung aus [16], weil die Bewegungen der Hinterachse, die um den Radstand versetzt angeregt wird, jene der vorderen

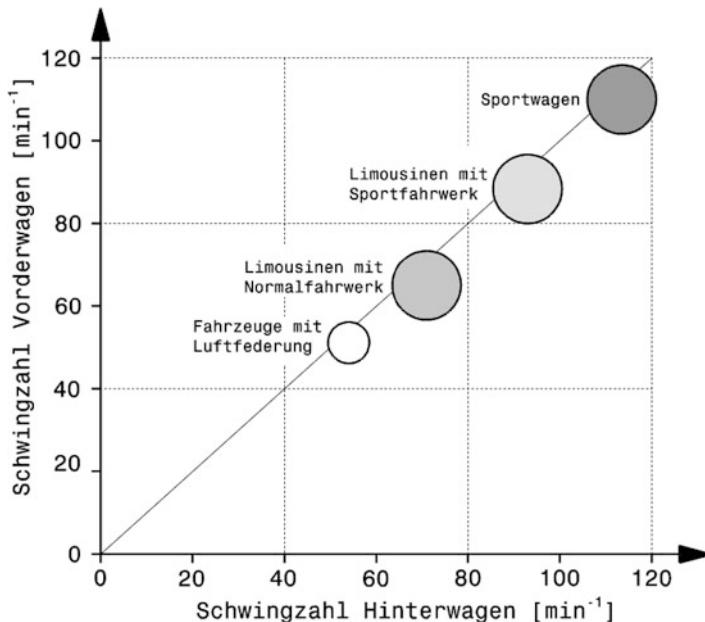
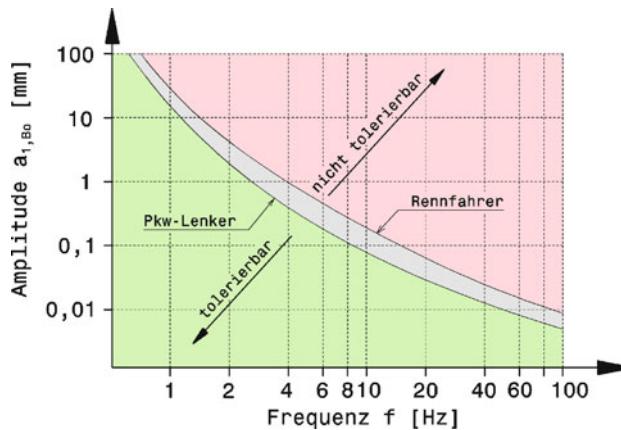


Abb. H.79 Schwingzahlen von Pkw, nach [3]. Die Schwingzahlen der Hinterachse liegen tendenziell über jener der Vorderachse. Je höher der Komfort ist, desto niedriger liegen die Schwingzahlen. Umgekehrt steigen die Werte mit zunehmender Sportlichkeit



**Abb. H.80** Grenzbereich für Insassen bei Vertikalschwingungen, nach [38]. Bei vertikalen Schwingausschlägen diktieren die Frequenzen die für den Menschen zulässige Amplitude. Für Rennfahrer kann die Belastung rauer ausgelegt werden, als für den Pkw-Fahrer, der Komfort erwartet

„einholen“ [16]. Für Rennfahrzeuge wird allgemein  $n_r = 1,05$  bis  $1,1n_f$  empfohlen. Bei Rundstreckenrennfahrzeugen mit hohen Eigenfrequenzen kann eine andere Auslegung bei ebenen Strecken vorteilhaft sein [7].

Die Schwingfrequenz und ihre Amplitude können jedoch nicht völlig unabhängig voneinander gesehen werden. Das menschliche Empfinden diktiert eine beschleunigungsabhängige Grenze, ab der der Komfort der Insassen leidet. Abbildung H.80 zeigt diese Grenze für Anregungen in vertikaler Richtung. Bei niedrigen Frequenzen kann der Schwingausschlag größer sein und bei höheren Frequenzen ist nur noch eine sehr kleine Amplitude für den Menschen ertragbar, wenngleich für den Rennfahrer die Grenze etwas weiter in den „ungemütlichen“ Bereich verschoben werden kann.

Die radbezogene Federrate  $c_f$  für die Vorderachse folgt aus der Gleichung für die Aufbauschwingungszahl  $n_f$  (siehe unten) ohne bzw. mit Berücksichtigung der Reifenfederrate:

$$c_f = 0,011 \cdot n_f^2 \cdot m_{1,Bo,f}$$

$$c_f = \frac{1}{\frac{91,19}{n_f^2 \cdot m_{1,Bo,f}} - \frac{1}{c_{T,f}}} \quad (H.6)$$

$c_f$  Federrate radbezogen für die Vorderachse, N/m

Die radbezogene Federrate  $c_r$  für die Hinterachse folgt aus obiger Gleichung mit den entsprechenden Werten der Hinterachse (Index r statt f), deshalb werden in Folge nur die Gleichungen für die Vorderachse angeschrieben.

Erfahrungswerte für Startwerte von radbezogenen Federraten für die Vorderachse  $c_f$  können auch direkt Tab. H.13 entnommen werden.

Multipliziert man dieses Verhältnis mit der Aufbaumasse pro Rad  $m_{1,Bo,f}$  in [kg], so erhält man den Anfangswert der Entwicklung der radbezogenen Federrate  $c_f$  in [N/m].

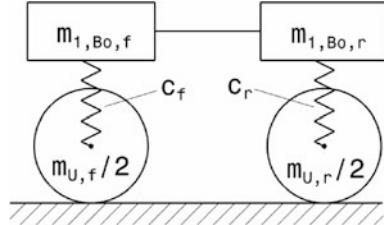
$$n_f = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{c_f}{m_{1,Bo,f}}} \text{ bzw.} \quad (H.7)$$

$$n_f = 9,55 \cdot \sqrt{\frac{c_f c_{T,f}}{m_{1,Bo,f} (c_f + c_{T,f})}}$$

**Tab. H.13** Anfangswerte von Federraten vorne (radbezogen), nach [34]

Fahrzeugtyp bzw. Rennserie	Verhältnis $c_f/m_{1,Bo,f}$ $1/s^2$
Formel Ford	386 bis 425
Trans-Am	463 bis 502
Formel 2000	618
Sport Wagen	657
ALMS LMP (Le Mans Prototyp USA)	772 bis 850
CART, IRL	888 bis 927

**Abb. H.81** Zu den Gleichungen: Darstellung eines vereinfachten Schwingungssystems eines gefederten Wagenaufbaus. Es wird nur eine seitliche Hälfte des Fahrzeugs betrachtet



- $n_f$  bzw.  $n_r$  Aufbauschwingungszahl vorne bzw. hinten,  $\text{min}^{-1}$   
 $c_f$  bzw.  $c_r$  Rate der Aufbaufeder vorne bzw. hinten bezogen auf den Radaufstandspunkt,  $\text{N/m}$   
 $m_{Bo}$  Aufbaumasse, kg.  $m_{Bo} = 2(m_{1,Bo,f} + m_{1,Bo,r})$   
 $m_{1,Bo,f}$  bzw.  $m_{1,Bo,r}$  auf ein Rad wirkender Teil der Aufbaumasse vorne bzw. hinten, kg

$$m_{1,Bo,f} = 0,5 \cdot (m_{V,f} - m_{U,f})$$

- $m_{V,f}$  bzw.  $m_{V,r}$  Achslast vorne bzw. hinten, kg  
 $m_{U,f}$  bzw.  $m_{U,r}$  ungefederte Masse vorne bzw. hinten, kg; siehe Abschn. H.5.1

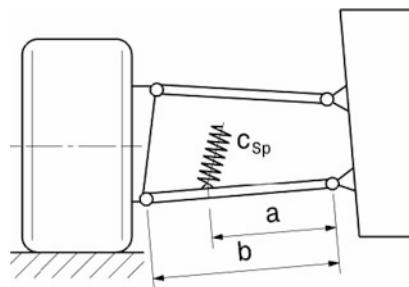
Die beteiligten Massen veranschaulicht Abb. H.81.

$$\begin{aligned}
 s_{0,f} &= \frac{m_{1,Bo,f} \cdot g}{c_f} \\
 c_{Sp,f} &= c_f \cdot i_{Sp,f}^2 \\
 s_{Sp,f} &= \frac{s_{0,f}}{i_{Sp,f}} = \frac{m_{1,Bo,f} \cdot g \cdot i_{Sp,f}}{c_{Sp,f}}
 \end{aligned}$$

- $s_{0,f}$  bzw.  $s_{0,r}$  statische Rad-Einfederung vorne bzw. hinten, m  
 $c_{Sp,f}$  bzw.  $c_{Sp,r}$  Rate der Aufbaufeder vorne bzw. hinten,  $\text{N/m}$   
 $i_{Sp,f}$  bzw.  $i_{Sp,r}$  Hebelverhältnis Rad zu Feder vorne bzw. hinten,  $-$ ; siehe Abb. H.82  
 $s_{Sp,f}$ . bzw.  $s_{Sp,r}$  statische Eindrückung der Feder vorne bzw. hinten, m

**Federwege Spring Travel.** Der gesamte Federweg  $s_{Sp,t}$  (also von voll aus- bis eingefedert) wird vom Verlauf der Rennstrecke diktiert (je welliger, desto mehr Federweg), kann aber nicht unabhängig von den zur Verfügung stehenden handelsüblichen Dämpferbeinen festgelegt werden. Die gängigen Gesamthübe liegen etwa zwischen 80 mm (z. B. für Einsitzer, kleine Sportwagen) und 150 mm (z. B. für Sportwagen, Tourenwagen) [7].

**Abb. H.82** Beispiel für Hebelverhältnis Rad zu Aufbaufeder, vgl. auch Abb. H.69.  $i_{Sp} = \frac{b}{a}$



Zur Aufteilung des zur Verfügung stehenden Federwegs siehe Abb. H.67 und Tab. H.9.

Als Extrembeispiel ergaben sich für ein Formel-1-Fahrzeug der „Flügelära“ (vor 1983) folgende Zahlenwerte bei niedriger Fahrgeschwindigkeit, d. h. der Einfluss des Abtriebes ist noch sehr gering, nach [7]:

Fahrzeuggmasse: 580 kg, d. h. Gesamtmasse inkl. Fahrer (74 kg) und halber Tankfüllung (73 kg) beträgt 727 kg.

Bei einer Massenverteilung vorne/hinten von 45 : 55 sind die Achslasten  $m_{V,f} = 327$  kg bzw.  $m_{V,r} = 400$  kg.

	Aufbau-schwingungs-zahl $n$ $\text{min}^{-1}$	Aufbau-masse pro Rad $m_{1,Bo}$ kg	Hebel-verhältnis $i_{Sp}$ –	radbezoge-ne Rate der Feder $c$ N/mm	statische Einfederung $s_0$ mm	Rate der Feder $c_{Sp}$ N/mm	statische Ein-drückung der Feder $s_{Sp}$ mm
vorne	410	143	2,0	264	5,3	1056	2,65
hinten	504	175	1,2	489	3,6	704	3,0

Die Aufbaufedern waren also extrem steif ausgelegt, weil diese Fahrzeuge auch bei hoher Fahrgeschwindigkeit bei einem enormen Abtrieb den Bodenabstand halten mussten, damit die damals üblichen Schürzen zur Unterbodenabdichtung wirksam blieben. Die Federwege wurden mit ca. 38 mm auch entsprechend klein gehalten.

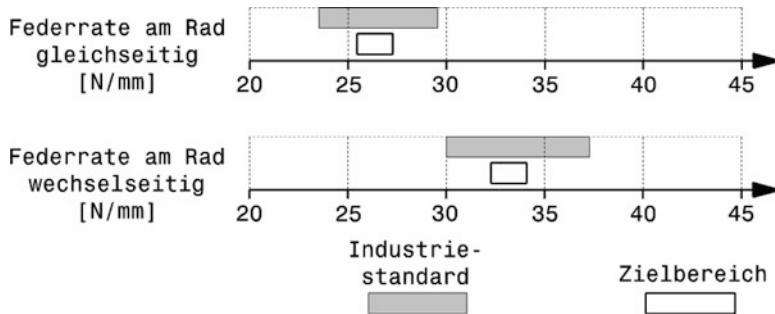
Die Federraten sollen in der Grundauslegung nicht zu hoch gewählt werden. An der Hinterachse wird man mit so weichen Federn beginnen, dass das Heck bei dem gewählten Bodenabstand nicht den Boden berührt. Mit der Federung der Vorderachse kann dann im Anschluss das prinzipielle Fahrverhalten eingestellt werden.

Große Anhaltswerte für Federraten zum Vergleich zeigt Abb. H.83 für Pkw-Hinterachsen. Schwere Tourenwagen, wie sie in den USA auf den Ovalkursen betrieben werden, haben Raten um 175 N/mm.

Aus der Anregungsfrequenz  $f$  der Fahrbahn folgen Radlastschwankungen, die unter anderem von der radbezogenen Federhärte  $c$  und der Dämpferkonstante  $k_D$  abhängen, Abb. H.84.

## 5.2 Schwingungsdämpfer Dampfers, Shock Absorbers

Durch den Verlauf der mehr oder weniger unebenen Fahrbahn wird ein Fahrzeug beim Fahren über die Räder zu Schwingungen angeregt. Damit diese rasch abklingen und die Räder nicht durch Springen den Bodenkontakt verlieren, werden Dämpfer benötigt. Diese Schwingungsdämpfer werden im Fahrzeugbau auch Stoßdämpfer genannt. Beim Pkw ergibt sich dabei zwangsläufig ein Zielkon-

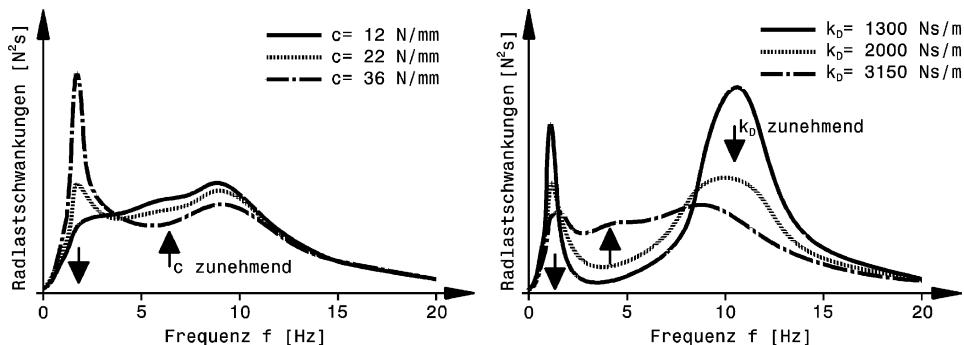


**Abb. H.83** Federraten von Pkw-Hinterachsen, nach [3]. Beim wechselseitigen Federn kommt die verstieifende Wirkung des Torsionsstabilisators hinzu und die Raten erhöhen sich

flikt. Die Fahrsicherheit verlangt größtmöglichen Fahrbahnkontakt der Reifen, also einen straffen Dämpfer, während gleichzeitig der Komfort durch geringe Aufbaubeschleunigungen, also kleine Dämpferkräfte und große Federwege, aufrecht bleibt. An Rennfahrzeugen können die Dämpfer dagegen gezielt auf die geringste Radlastschwankung ausgelegt werden.

Übliche hydraulische Teleskopdämpfer wirken immer, wenn sie ihre Länge ändern. Im Fahrbetrieb wirkt sich das mehrfach aus:

- Dämpfer nehmen beim Ausfedern einen Teil der Federenergie auf und kontrollieren so Schwingungen (vor allem der gefederten Masse)
- Während des Einfederns verhärten sie sozusagen die Feder, weil sie kurzfristig eine der Federkraft gleichgerichtete Kraft liefern. Dadurch können weichere Aufbaufedern eingesetzt werden. Außerdem verzögern sie das Abheben der Räder.
- In Übergangsphasen reduzieren sie die Aufbaubewegung, also beim Bremsen und Beschleunigen das Nicken sowie Kurveneingangs- und Kurvenausgangs das Wanken sowie das diagonale Kippen des Wagenkastens
- Sie verlangsamen Aufbaubewegungen, was vor allem für Fahrzeuge mit aerodynamischen Abtriebshilfen vorteilhaft ist, weil sich die Luftkräfte dadurch ebenfalls langsamer ändern



**Abb. H.84** Einfluss der Federrate auf die Radlastschwankungen [5].  $c$  Radbezogene Federrate,  $k_D$  Dämpferkonstante

Aufbaubewegungen finden im Frequenzbereich unter 5 Hz statt. Die ungefederten Massen schwingen etwa mit 5 bis 20 Hz und die Verformungen der Reifenaufstandsfläche bzw. des Laufstreifens erfolgt mit über 20 Hz.

Eine erste Abschätzung der Dämpfkraft kann mit der Differenzialgleichung des Einmassensystems in  $z$ -Richtung erfolgen. Auf die beschleunigte Masse  $m$  wirkt eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfkraft und eine wegproportionale Federkraft ein:

$$m\ddot{z} + k\dot{z} + cz = 0$$

$m$  Masse, kg

$z$  Lage der Masse, m

$k$  Dämpfungsrate, N s/m

$c$  Federrate, N/m

Der Wert  $D = \frac{k}{2\sqrt{cm}}$  wird als Dämpfung (*damping ratio*) bezeichnet. Der Nenner  $2\sqrt{cm} = k_{ap}$  wird aperiodische Dämpfung (*critical damping*) genannt. Damit lässt sich  $D$  auch schreiben als:

$$D = \frac{k}{k_{ap}} \quad (\text{H.8})$$

Grenzfälle  $D = 1$  aperiodische Bewegung, d. h. nach dem Auslenken bewegt sich die Masse direkt ohne Schwingung in die Ruhelage zurück

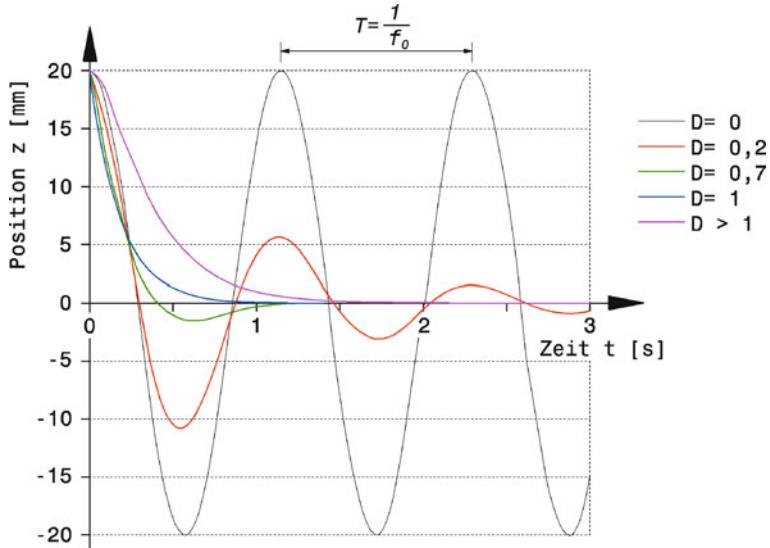
$D = 0$  ungedämpfte Schwingung, d. h. die Masse schwingt nach dem Auslenken ewig um die Ruhelage mit der Eigenfrequenz  $\omega_0 = \sqrt{c/m}$

Bei Fahrzeugvertikalbewegungen treten folgende Werte auf: Pkw  $D = \text{ca. } 0,3$  bis  $0,4$ , Sportwagen  $D = 0,5$ , Formelfahrzeuge  $D = 0,7$  und bei einigen Rennwagen mit extrem hohem Abtrieb  $D > 1$ .

Beachte: Liegt ein Übersetzungsverhältnis zwischen Radweg und Feder- bzw. Dämpferweg vor, so geht dieses quadratisch in  $k$  und  $c$  ein (siehe auch Abb. H.69).

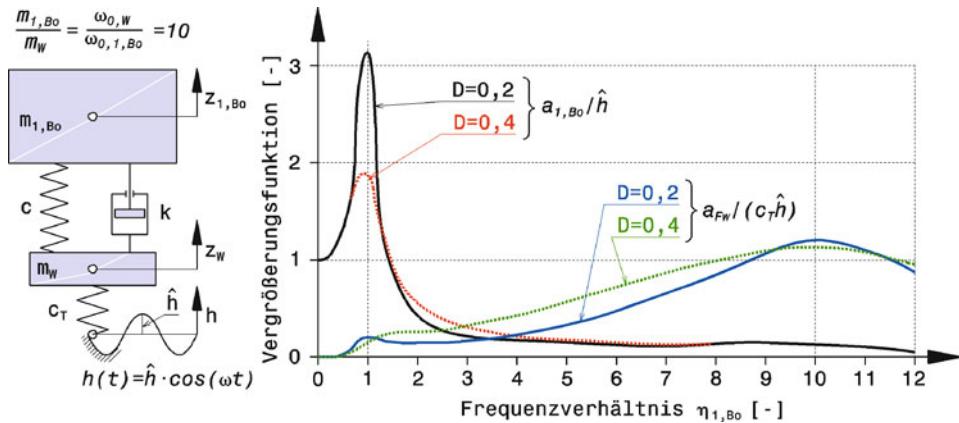
Den grundsätzlichen Einfluss der Dämpfung auf Schwingungen kann man Abb. H.85 anschaulich entnehmen. Die ungedämpfte periodische Bewegung ( $D = 0$ ) würde im reibunglosen Zustand theoretisch nie abklingen, weil die potentielle Energie der Feder und die kinetische Energie der Masse in Summe konstant blieben und gegensinnig zu- bzw. abnehmen. Kommt eine Dämpfung ins Spiel wird ein Teil der Energie im Dämpfer in Wärme umgewandelt und geht für die Schwingung verloren – die Amplitude klingt über der Zeit ab. Interessant ist zum Einen der aperiodische Grenzfall ( $D = 1$ ). Die Masse kriecht nach dem Auslenken ohne Überschwingen in die Ruhelage ( $z = 0$ ) zurück. Zum Anderen ist das Verhalten bei einer noch größeren Dämpfung interessant ( $D > 1$ , überdämpft). Die Masse bewegt sich noch langsamer in die Gleichgewichtslage zurück. Für eine Radaufhängung erweist sich der naheliegende Fall der aperiodischen Dämpfung tatsächlich nicht als ideale Lösung. Das Rad zeigt zwar kein Überschwingen, braucht aber länger zur Ausgangslage  $z = 0$ . Als guter Kompromiss aus Schnelligkeit (Reaktion des Systems auf Störungen) und Dämpfung folgt  $D = 0,7$ . Das Rad bewegt sich schneller durch die Ausgangslage und ist somit früher für die nächste Bodenwelle „bereit“. Rennfahrzeuge mit überdämpfter Einstellung benutzen die hohen Dämpferkräfte in erster Linie um das Wanken und Nicken ohne harte Federn oder Stabilisatoren zu minimieren, was bei extremen Aerodynamikauslegungen auf manchen Strecken hilfreich sein kann. Eine zu steife Dämpferauslegung ist jedenfalls schlecht, weil sie die Radlastschwankungen erhöht und somit das Grip-Niveau der Reifen mindert. Im Allgemeinen tritt dies bei Dämpfungen ab  $D = 1,25$  bis  $1,75$  auf.

Tatsächlich wirkt der Reifen selbst wie eine Feder. Eine genauere Analyse des Schwingungsverhaltens eines Fahrzeugs ergibt sich so durch das Modell eines Zweimassenschwingers, Abb. H.86.



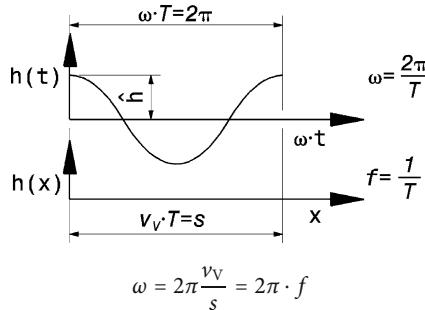
**Abb. H.85** Einfluss der Dämpfung auf Schwingungen. Eine federbelastete Masse wird um 20 mm ausgelenkt und losgelassen. Die folgende Bewegung ist über der Zeit aufgetragen. Die Dämpfung  $D$  variiert zwischen 0 (ungefedert), 1 (aperiodischer Grenzfall) und größer als 1 (überdämpft)

Betrachtet werden ein Rad und die anteilige Aufbaumasse. Das Rad repräsentiert die ungefederten Massen, die bei einem Pkw etwa 8 bis 10 % der Fahrzeugmasse ausmachen [8]. Bei einem Rennfahrzeug ist der Anteil höher, weil die Räder ähnliche Massen aufweisen, die Fahrzeuge jedoch leichter sind. Der Anteil liegt so bei 12 bis über 15 %. Die Radmasse  $m_W$  wird durch den Reifen mit der Fe-



**Abb. H.86** Gedämpfter Zweimassenschwinger (Viertel-Fahrzeug) [8]. Das Diagramm zeigt die Antwort der Aufbaumasse auf eine Fußpunktterregung durch die Fahrbahn. Außerdem ist die resultierende Radlastschwankung eingetragen.  $m_{1,Bo}$  anteilige Aufbaumasse,  $m_W$  Radmasse,  $a_{1,Bo}$  Amplitude der Aufbaubewegung,  $z_{1,Bo}$ ,  $a_{Fw}$  Amplitude der Radlastschwankung,  $\eta_{1,Bo} = \omega/\omega_{0,1,Bo}$ .  $\omega$  Erregerfrequenz,  $s^{-1}$ ,  $\omega_{0,1,Bo}$  Eigenfrequenz von  $m_{1,Bo}$ ,  $s^{-1}$ ,  $c/c_T = 1/10$

derrate  $c_T$  gefedert. Auf dem Rad stützt sich ein Teil der Aufbaumasse  $m_{1,Bo}$  über die Aufbaufeder mit der Federrate  $c$  ab. Die Dämpfung erfolgt geschwindigkeitsproportional mit der Rate  $k$ . Die Reifendämpfung ist sehr klein und wird hier vernachlässigt. Die Anregung erfolgt von der Fahrbahn (Fußpunkerregung) gemäß  $h(t) = \hat{h} \cdot \cos \omega t$  ( $\hat{h}$  ist die Amplitude der Fahrbahnwelle,  $\omega$  die Erregerkreisfrequenz). Die Erregerfrequenz ergibt sich aus der „Wellenlänge“  $s$  der Fahrbahn und der Fahrgeschwindigkeit  $v_V$ :



$\omega$  Erregerkreisfrequenz,  $\text{s}^{-1}$

$f$  Erregerfrequenz, Hz

$v_V$  Fahrgeschwindigkeit, m/s

$s$  Abstand zwischen Fahrbahnwellen, m

$T$  Periodendauer, s

Die Vergrößerungsfunktion  $a_{1,Bo}/\hat{h}$  weist zwei Maxima auf: Einmal bei der Aufbauresonanz ( $\eta_{1,Bo} = 1$ ) und einmal bei der Eigenfrequenz der Radmasse ( $\eta_{1,Bo} = 10$ ). Das Verhältnis der beiden Massen ist 10 und die zugehörigen Federsteifigkeiten verhalten sich genau umgekehrt. Daraus folgt mit (H.4) und (H.5) das angegebene Verhältnis der Resonanzfrequenzen. Mit wachsendem Dämpfungsmaß verringert sich die Amplitude der Aufbaubewegung deutlich. In dem Diagramm ist auch der Verlauf der Radlastschwankung als Vergrößerungsfunktion  $a_{Fw}/(c_T \hat{h})$  eingetragen (blaue und grüne Kurve). Auch dieser zeigt die beiden erwähnten Maxima, wenn auch wesentlich weniger ausgeprägt. Eine stärkere Dämpfung verringert die Amplituden der Radlastschwankung im Resonanzfall kaum, verbreitert aber den betroffenen Bereich (grüne Kurve). Der geringe Abbau der Radlastamplitude in der Umgebung der Fahrzeugresonanz ( $\eta_{1,Bo} = 1$ ) ist bei einem echten Fahrzeug höher zu bewerten, weil bei langen Fahrbahnwellen (also kleiner Erregerfrequenz) die Erregeramplitude  $\hat{h}$  wesentlich größer ist als bei kurzen Wellen.

Die Dämpferkräfte und die dadurch hervorgerufenen Beschleunigungen beeinflussen das Fahrverhalten erheblich:

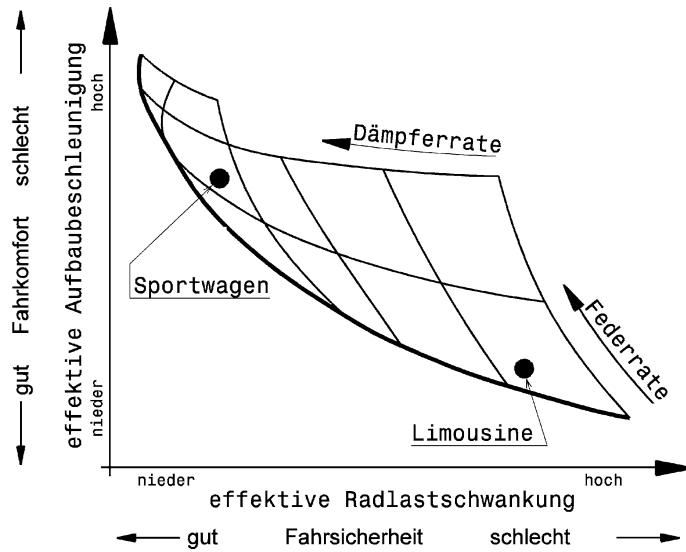
#### Dämpfkrafteinstellung:

niedrige Dämpfkraft → hoher Fahrkomfort, geringe Aufbaubeschleunigung

hohe Dämpfkraft → geringer Fahrkomfort, aber geringere Radlastschwankungen – höhere Sicherheit bei sportlicher Fahrweise

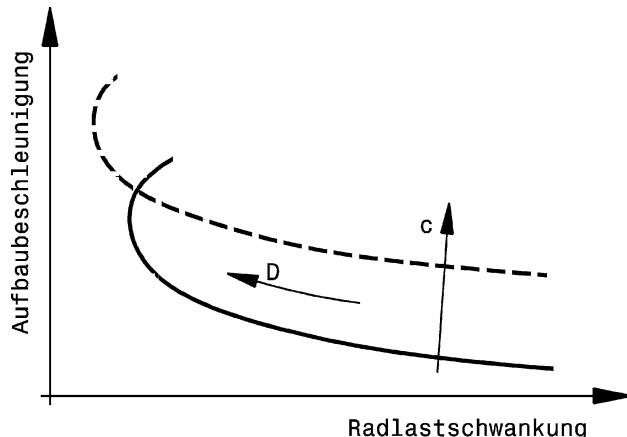
Bei Serienfahrzeugen ergibt sich dadurch ein Zielkonflikt. Einerseits soll der Fahrkomfort hoch sein und andererseits darf die Fahrsicherheit jedoch nicht zu sehr darunter leiden. Eine Lösung dieses Zielkonflikts ermöglichen variable Dämpfer, Abb. H.87.

Dass eine hohe Dämpferkraft nicht uneingeschränkt die Fahrsicherheit erhöht, führt Abb. H.88 vor Augen. Wenn die Dämpferkraft zu groß wird, überschreitet die Radlastschwankung ein Minimum und wird dann wieder größer (!), während der Komfort drastisch schlechter wird. Bei zu straffer



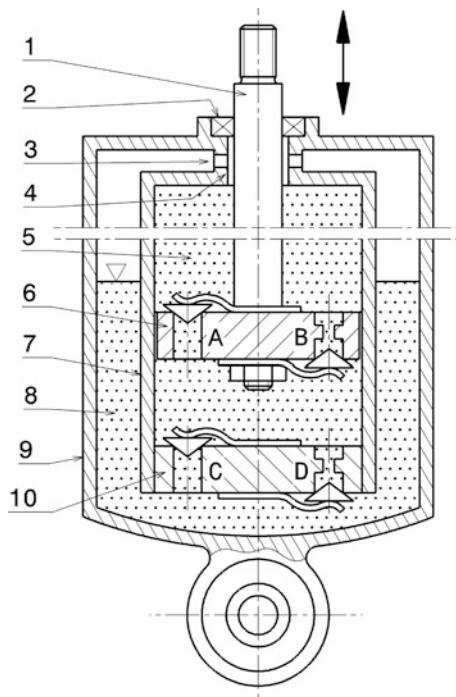
**Abb. H.87** Einfluss von Federhärte und Dämpferrate auf das Fahrverhalten, nach [26]. Eine steife Aufbaufeder und ein harter Dämpfer erhöhen die Fahrsicherheit enorm, reduzieren jedoch durch die hervorgerufenen hohen Aufbaubeschleunigungen den Fahrkomfort. Für Rennfahrzeuge ist die Wahl von Feder- und Dämpferrate in dieser Hinsicht leichter. Bei ihnen zählt nur die Fahrsicherheit

**Abb. H.88** Abstimmungsspielraum zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit (schematisch), nach [8]. Zur Bedeutung der Achsen siehe auch Abb. H.87.  
D Dämpferrate,  $c$  Rate der Aufbaufeder



Dämpfung schafft es die Feder nicht mehr, das Rad den Bodenwellen nachzuführen, und das Rad hüpfst von einer Wellenspitze zur nächsten [8]. Eine härtere Federabstimmung (strichlierte Linie) ändert grundsätzlich nichts daran. Die Bodenhaftung wird zwar leicht besser, bei zu starker Dämpfung tritt aber ebenfalls wieder eine Zunahme der Radlastschwankung auf. Es ist vorteilhafter weichere Aufbaufedern einzusetzen. Bei einer gewünschten Dämpfung  $D$  folgt daraus eine kleinere Dämpfungsrate  $k$  ( $D$  ist direkt proportional der Dämpfungsrate  $k$  und indirekt zur Wurzel der Federrate  $c$ ). Diese wiederum schlägt sich in kleineren Dämpferkräften nieder und somit geringeren Beanspruchungen des Fahrzeugs sowie seiner Insassen.

**Abb. H.89** Wirkweise eines Zweirohrdämpfers. 1 Kolbenstange piston rod, 2 Kolbenstangenabdichtung piston rod seal, 3 Rücklaufbohrung return hole, 4 Kolbenstangenführung piston rod guide, 5 Arbeitsraum working chamber, 6 Kolben mit Ventilen A und B piston with valves, 7 Zylinderrohr inner tube, 8 Ausgleichsraum reservoir, 9 Außenrohr outer tube, 10 Bodenventil mit den Ventilen C und D foot valve



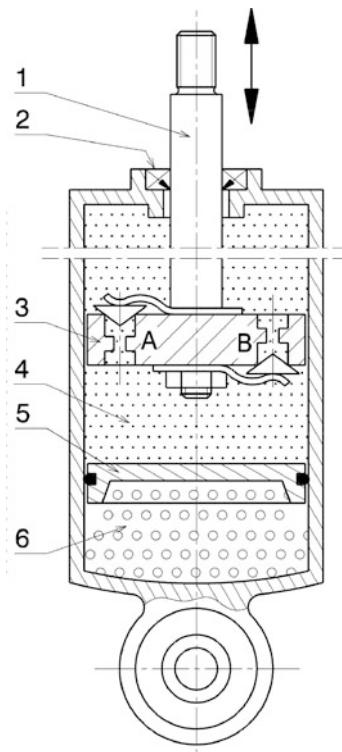
**Dämpferbauarten Damper Designs.** Von den unterschiedlichen grundsätzlichen Bauarten hat sich der Teleskop-Dämpfer durchgesetzt. Bei diesem wiederum gibt es zwei unterschiedliche Ausführungen. Der ältere Zweirohrdämpfer und der daraus entwickelte Einrohr- oder Gasdruckdämpfer.

**Zweirohrdämpfer Twin Tube Damper.** Abbildung H.89 zeigt die prinzipielle Wirkungsweise eines Zweirohrdämpfers. Beim Einfahren der Kolbenstange (1) strömt das Öl durch das Ventil A des Dämpferkolbens. Dieses Ventil weist allerdings keine große Drosselung auf, weil das Öl im Arbeitsraum (5) praktisch nur unter Atmosphärendruck steht und Dampfblasenbildung (Kavitation) bei großen Druckabfällen die Folge sein könnte. Im Bodenventil (10) erfolgt die Hauptdrosselung in der Druckstufe, wie das Einfahren der Kolbenstange genannt wird. D. h. die Drossel D des Bodenventils muss für den Ölstrom einen größeren Widerstand erzeugen als die Bohrung A. Das Öl strömt dabei in den Ausgleichsraum (8). Der Ausgleichsraum muss etwa zur Hälfte gefüllt sein. Dadurch wird vermieden, dass bei extremen Fahrzuständen Luft durch das Bodenventil in den Arbeitsraum gesaugt wird. Der Ölspiegel im Ausgleichsraum sinkt bei einer Schräglage des Dämpfers an der Oberseite relativ zum Bodenventil noch weiter ab. Deshalb sind einem schrägen Einbau Grenzen gesetzt.

Bei der umgekehrten Bewegung, die Zugstufe, muss das Öl durch die Drosselbohrung B. Oberhalb des Kolbens ist das Öl-Volumen kleiner als unterhalb, weil die Kolbenstange ja einen Raum einnimmt. Das dadurch fehlende Öl unterhalb des Kolbens wird durch die Bohrung C im Bodenventil aus dem Ausgleichsraum nachgesaugt. Das Öl wird dabei oberhalb des Kolbens komprimiert und zwangsläufig wird eine geringe Ölmenge auch durch den Dichtspalt der Kolbenstangenführung (4) gedrückt. Dieses Öl gelangt über die Rücklaufbohrung (3) in den Ausgleichsraum.

Der Zweirohrdämpfer arbeitet auch bei geringem Ölverlust, hat aber den Nachteil, dass seine Einbaulage um einen  $45^\circ$ -Bereich um die Senkrechte im zusammengedrückten Zustand eingeschränkt ist.

**Abb. H.90** Wirkweise eines Einrohrdämpfers (Gasdruckdämpfer).  
 1 Kolbenstange *piston rod*, 2 Kolbenstangendichtung *piston rod seal*,  
 3 Kolben mit den Ventilen A und B *piston with valves*, 4 Arbeitsraum  
*working chamber*, 5 Trennkolben  
*floating piston*, 6 Ausgleichsraum  
*reservoir*



Vorteile:

- einfache Bauart
- geringe Reibung durch Kolbenstangendichtung mit relativ geringen Anpresskräften
- kleine Baulänge.

Nachteile:

- wirksame Ölkühlung nur im ringförmigen Ausgleichsraum
- Einbaulage stark eingeschränkt
- Absinken der Ölsäule im Arbeitstraum bei längerer Stillstandszeit des Fahrzeugs.

**Einrohrdämpfer Mono Tube Damper.** Die gängige Ausführung für Serien- und Rennfahrzeuge ist der Gasdruckdämpfer, Abb. H.90. Im Gegensatz zum Zweirohrdämpfer weist bei dieser Bauart der Dämpferkolben (3) zwei Drosselventile A und B auf. Damit in der Druckstufe Dampfblasenbildung unterbunden wird, steht das Öl unter Druck. Dafür weist der Dämpfer ein Gasvolumen (6) auf, das durch den Trennkolben (5) vom Arbeitsraum (4) getrennt wird. Als Gas wird meist Stickstoff ( $N_2$ ) eingesetzt, das zwischen 10 und 30 bar Vordruck aufweist. Ohne kompressiblen Gasraum würde der Dämpferkolben gar nicht eingefahren werden können. Diese Gasfeder gleicht auch das von der Kolbenstange (1) freigegebene Volumen in der Zugstufe aus. Der hohe Gasdruck muss allerdings entsprechend abgedichtet werden. Die Dichtung (2) ist deshalb kräftiger dimensioniert als jene des

Zweirohrdämpfers. Als Folge sind die Losbrechkräfte des Einrohrdämpfers höher. Dafür kann er in jeder Lage eingebaut werden und wegen der Vorspannung des Öls spricht dieser Dämpfer rascher an. Die unterschiedlichen Flächenverhältnisse an Kolbenober- und Unterseite wirken sich durch den Gasdruck zwar nicht beim Drosseln aber nach außen hin spürbar aus. Auf den Kolbenstangenquerschnitt wirkt der Differenzdruck des Gases zur Atmosphäre hin. Das resultiert in einer Kraft (z. B. 196 N bei 10 mm Kolbenstangendurchmesser und 25 bar), die das Fahrzeug beim bloßen Wechsel von Zweirohr auf Einrohrdämpfer anheben kann.

Der Ausgleichsraum mitsamt dem Trennkolben kann auch vom restlichen Dämpfer baulich getrennt werden und wird dann durch eine Druckleitung mit dem Arbeitsraum verbunden. Dadurch kann dieser Nachteil der längeren Bauweise gegenüber der Zweirohrausführung entkräftet werden.

Die Einrohrausführung hat gegenüber der Zweirohrvariante eine Reihe von Vorteilen:

- gute Kühlung, weil das Zylinderrohr direkt die Wärme an die Umgebung abgeben kann
- bei gleichem Außendurchmesser ist ein größerer Kollendurchmesser möglich
- Einbaulage beliebig
- kein Verschäumen des Öls (wegen der Druckvorspannung)
- mehrteilige Ausführung möglich (Dämpferelement und Ausgleichsraum baulich getrennt). Dadurch wird die Unterbringung erleichtert.

Als Nachteile ergeben sich dabei:

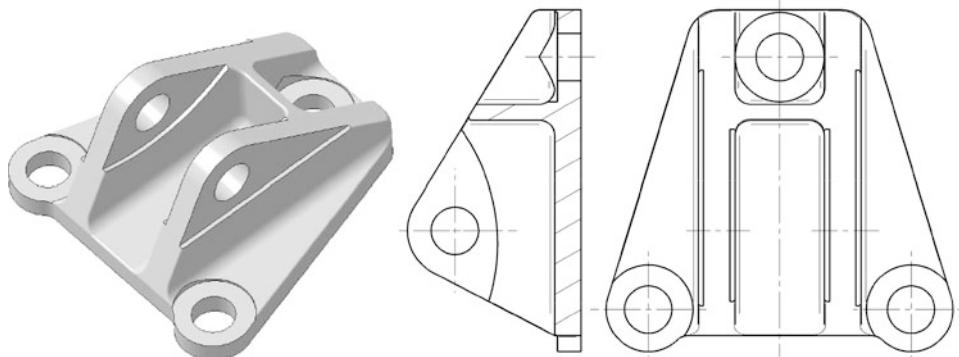
- größere Losbrechkräfte (Ansprechen des Dämpfers)
- temperaturabhängige Kolbenstangen-Ausfahrkraft
- höhere Kosten.

**Einbauarten Types of Installation.** Dämpfer können – wie auch die Federn – entweder direkt zwischen Rahmen bzw. Chassis und dem Radträger oder einem Lenker angeordnet sein, oder aber indirekt über Umlenkhebel betätigt werden. Üblicherweise sind die Dämpfer so eingebaut, dass beim Einfedern die Druckstufe und beim Ausfedern die Zugstufe zur Wirkung kommt. Ist die Einbaulage bei einem Dämpfer freigestellt, was bei einem Gasdruckdämpfer der Fall ist, wird man jene Anordnung bevorzugen, bei der die ungefederten Massen kleiner sind. Das heißt konkret das schwerere Zylinderrohr mit dem Ausgleichsraum soll rahmenfest sein, während die leichtere Kolbenstange sich mit den anderen ungefederten Massen mitbewegt.

Eine typische Konsole zur Aufnahme eines Dämpferbeinauges ist in Abb. H.91 dargestellt.

Die Wahl der geeigneten Dämpferübersetzung kann bei Dämpfern mit konventionellen Ventilen zu einem Problem werden. Der auftretende Geschwindigkeitsumfang des Dämpferkolbens wird zu groß. Die Tendenz zu geringen Federwegen kombiniert mit steifen Aufbaufedern führt zu geringen Dämpferkolbengeschwindigkeiten. Werden die Ventile nun im Dämpfer für diese Geschwindigkeiten abgestimmt, was für einen Großteil der Fahrzeuggeschwindigkeiten auf der Rundstrecke passt, sind sie bei Stößen überfordert. Zu solchen Stößen kommt es auf der Rundstrecke bei einer engen Linienwahl mit Überfahren der Curbs oder auf Straßenkurven durch Bankett und Schlaglöcher. Umgekehrt wird die Ventileinstellung für hohe Kolbengeschwindigkeiten unbrauchbar für die restlichen Bedingungen. Die Lösung bieten Dämpfer mit zusätzlichen Druckstufenventilen für große Kolbengeschwindigkeiten.

Die Dämpfer nehmen funktionsbedingt Arbeit auf. Diese wandeln sie in Wärme um, die an die Umgebung abgeführt werden muss. Liegen Dämpfer im Wageninneren, müssen sie bei manchen Fahrzeugen (z. B. an der Hinterachse von Produktionssportwagen) zwangsgekühlt werden, z. B. durch Luftsäume, die an die Außenseite der Arbeitsräume geführt werden.



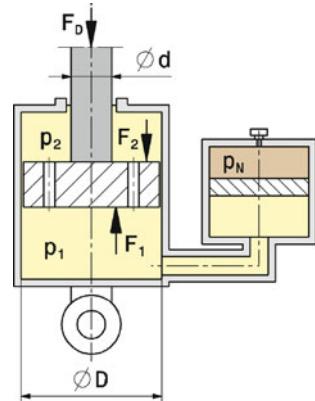
**Abb. H.91** Konsole für einen Dämpfer. Die Konsole wird wagenseitig verbaut, also am Rahmen bzw. Chassis, am Getriebe usw. angeschraubt. Sie ist auf die bevorzugte Zug/Druckrichtung des Dämpfers – etwa parallel zur Auflagefläche – ausgelegt

**Dämpferkennlinien Damper Characteristics.** Die Dämpfungskraft, wie sie z. B. Hydraulikdämpfer bereitstellen, ist geschwindigkeitsproportional. Bei geringen Hubgeschwindigkeiten des Dämpfers sind die Reaktionskräfte klein und mit zunehmender Geschwindigkeit wachsen die Kräfte an. Das bedeutet aber auch, wenn die Kolbenstange bzw. genauer der Kolben sich nicht bewegt, wird keine (Dämpfungs-)Kraft bereitgestellt. Werden solche Kräfte gebraucht, z. B. zum Stützen des Wagenkastens bei konstanter Kurvenfahrt, so müssen diese von Aufbaufedern und/oder Stabilisatoren aufgebracht werden.

Die Dämpferkraft entsteht durch eine Druckdifferenz zwischen Ober- und Unterseite des Dämpferkolbens sowie der wirksamen Kolbenfläche. Im statischen Fall sind die Drücke jedoch gleich und es gilt (siehe auch Abb. H.92):

$$\begin{aligned} p_1 &= p_2 = p_N \\ F_D &= F_0 = F_1 - F_2 = p_1 D^2 \frac{\pi}{4} - p_2 (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} \\ \rightarrow F_0 &= p_N d^2 \frac{\pi}{4} \end{aligned} \quad (\text{H.9})$$

**Abb. H.92** Berechnungsskizze für Dämpferkraft  $F_D$  eines Gasdruck-dämpfers



---

$p_1, p_2$	Druck im Ölraum, N/mm <sup>2</sup>
$p_N$	Druck im Ausgleichsraum, N/mm <sup>2</sup>
$F_D$	Dämpferkraft, N
$F_1, F_2$	Hilfskräfte, N
$F_0$	Statische Dämpferkraft, N
$D$	Dämpferkolbendurchmesser, mm
$d$	Kolbenstangendurchmesser, mm

Ist der Dämpfer in Ruhe wirkt also der Gasdruck auf die Kolbenstange und der Dämpfer fährt auf den Zuganschlag.

Ändert der Dämpfer durch die äußere Kraft  $F_D$  seine Länge, wird Öl durch die Drosselbohrungen gedrückt und dadurch eine Druckdifferenz in den Arbeitsräumen hervorgerufen. Die Dämpferkraft stellt sich nun so dar:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_N \quad p_1 \neq p_2 \\ \Delta p &= p_1 - p_2 \\ F_D &= F_1 - F_2 = F_0 + \Delta p \left( D^2 - d^2 \right) \frac{\pi}{4} \end{aligned} \tag{H.10}$$

$\Delta p$  Druckdifferenz, N/mm<sup>2</sup>

Zu beachten ist, dass die in der Abb. eingetragene Kraft die Dämpferkraft der Druckstufe ist. Bei der Zugstufe ist  $p_2 > p_1$  und die Druckdifferenz wird negativ. Somit wird auch die Dämpferkraft negativ. Sie weist also in die entgegengesetzte Richtung.

Der gewünschte Verlauf des Druckabfalls  $\Delta p$  und damit der Dämpferkräfte wird über die Drosselventile eingestellt. Zur prinzipiellen Beeinflussung gibt es dabei mehrere Möglichkeiten, die auch kombiniert werden können. Zum Einsatz kommen unabgedeckte Drosselbohrungen und solche mit federbelasteten Ventilen. Die Ventilfedern können vorgespannt sein oder es können mehrere Drosselbohrungen von unterschiedlichen starken Ventilfedern hintereinander freigegeben werden.

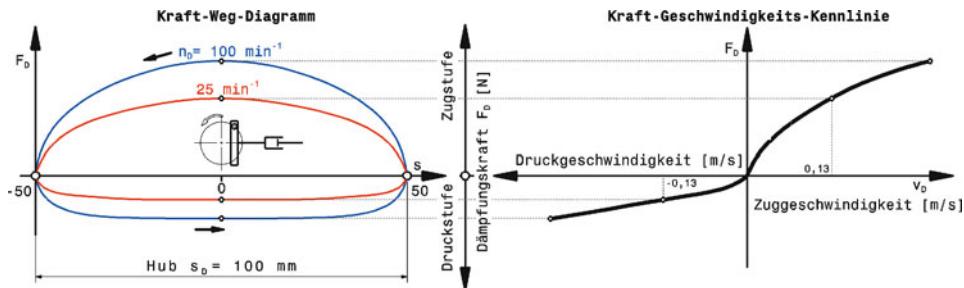
Jüngste Entwicklungen bereichern die Verstellmöglichkeiten um einen entscheidenden Parameter, nämlich die Viskosität des Dämpferöls selbst. So genannte elektro-rheologische Flüssigkeiten aus Silikonöl und Polymeren sowie magneto-rheologische Flüssigkeiten, eine Suspension mit eisenhaltigen Teilchen, ändern ihre Eigenschaften unter Einfluss eines elektrischen Stroms. So kann über ein elektrisches Signal im Millisekundenbereich die Viskosität und damit die Reaktionskraft des Dämpfers geändert werden. Dämpfer solcher Bauart sind bereits bei Pkw der Oberklasse im Serieneinsatz.

Zur Bestimmung von Dämpferkennlinien (Kraft-Geschwindigkeitskennlinie) wird der Dämpfer auf einer Prüfmaschine (siehe Kap. Q) mit konstantem Hub betrieben und die Drehzahl  $n_D$  der Maschine stufenweise variiert und damit die Dämpfergeschwindigkeiten. Das ergibt das Kraft-Weg-Diagramm, Abb. H.93 links. Die größten gemessenen Kräfte in Zug- und Druckrichtung werden in dem Diagramm rechts bei der zughörigen Geschwindigkeit eingetragen. Die Größtwerte folgen dabei der Beziehung:

$$v_{D,\max} = \frac{\pi \cdot s_D \cdot n_D}{60}$$

$v_{D,\max}$	max. Kolbengeschwindigkeit, m/s
$s_D$	Dämpferhub, m
$n_D$	Drehzahl der Prüfmaschine, min <sup>-1</sup>

Es kommen auch Prüfmaschinen zum Einsatz, bei denen der Hub bei festgehaltener Drehzahl stufenweise geändert wird.



**Abb. H.93** Ermittlung von Dämpferkennlinien, nach [16]. Die Werte von der Prüfmaschine (*links*) werden als Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie aufgetragen

Die Kolbengeschwindigkeiten können grob in diese Bereiche unterteilt werden [7]:

nieder	0–0,05 m/s
mittel	0,05–0,13 m/s
hoch	0,13–0,20 m/s
sehr hoch	0,23–0,30 m/s
extrem hoch	über 0,33 m/s

Der grundsätzliche Verlauf einer Widerstandskraft durch eine Drosselbohrung wächst mit dem Quadrat der Ölgeschwindigkeit (also progressiv). Durch entsprechende Gestaltung von Bohrungen und Ventilen können aber auch lineare und abnehmende (degressive) Kennlinien erzielt werden, Abb. H.94 (vgl. auch Kap. Q).

$$F_D = k_D v_D \quad (\text{H.11})$$

$F_D$  Dämpferkraft, N

$k_D$  Dämpferkonstante, Ns/m

$v_D$  Kolbengeschwindigkeit des Dämpfers, m/s

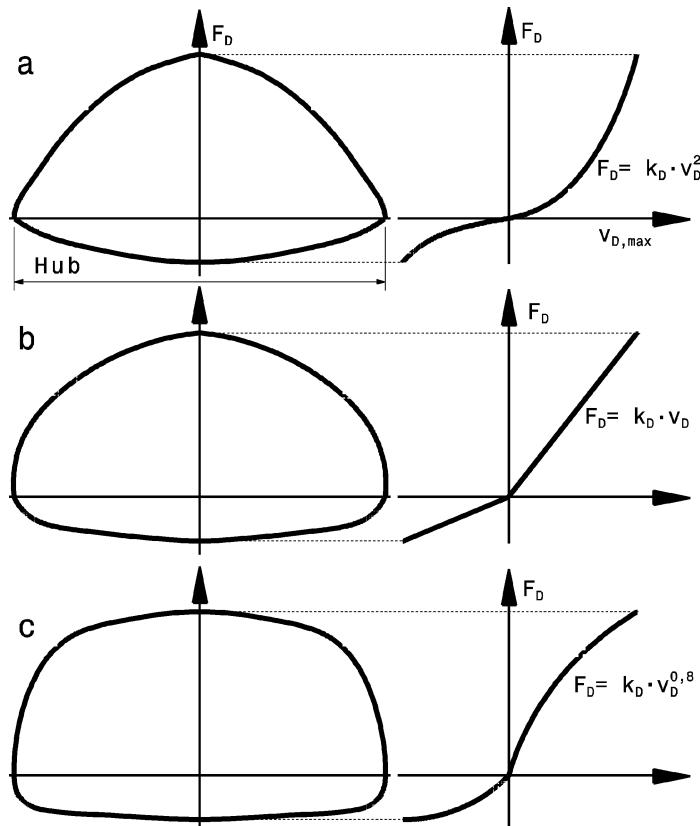
In die Bestimmung der Rad- und Aufbaudämpfung gehen vereinfacht nur die maximale Kolbengeschwindigkeit  $v_{D,\max}$  sowie die größten Dämpferkräfte in Zug-  $F_2$  und in Druckrichtung  $F_1$  ein. Beide sind leicht messbar. Bei dieser Vereinfachung bleibt die Form des Diagramms unberücksichtigt. Die mittleren Kräfte könnte man aus der Höhe des flächengleichen Rechtecks bestimmen, Abb. H.95.

Mit verstellbaren Dämpfern lässt sich der Zielkonflikt zwischen Komfort und Sicherheit bei Serienfahrzeugen lösen. In Abb. H.96 sind drei verschiedene Kennlinien eines Dämpfers zu sehen, die durch Einstellen von zwei Stellventilen erreicht werden. Man erkennt, dass bei der Komfort-Einstellung wesentlich geringere Kräfte auftreten als bei der Sport-Einstellung und dass in der Zugstufe, also beim Ausfedern, höhere Kräfte bereitgestellt werden als in der Druckstufe.

Diese Grunderkenntnis, dass die Zugstufe wichtiger als die Druckstufe ist, findet sich bei allen Fahrzeugen unabhängig von ihrem Verwendungszweck. Die tatsächliche Aufteilung der Dämpferkräfte variiert natürlich in Abhängigkeit vom Einsatz. Das Verhältnis Zugkraft zu Druckkraft liegt bei etwa 3 : 1 bei Straßenfahrzeughängern. Bei Rennfahrzeugen liegen die Verhältnisse bei 2 : 1 bis 1,5 : 1 in Extremfällen bei 1 : 1 [7].

$$\varepsilon = \frac{F_{D,\text{Zug}}}{F_{D,\text{Druck}}} \quad (\text{H.12})$$

$\varepsilon$  Verhältnis Zug- zu Druckkräften eines Dämpfers, –.

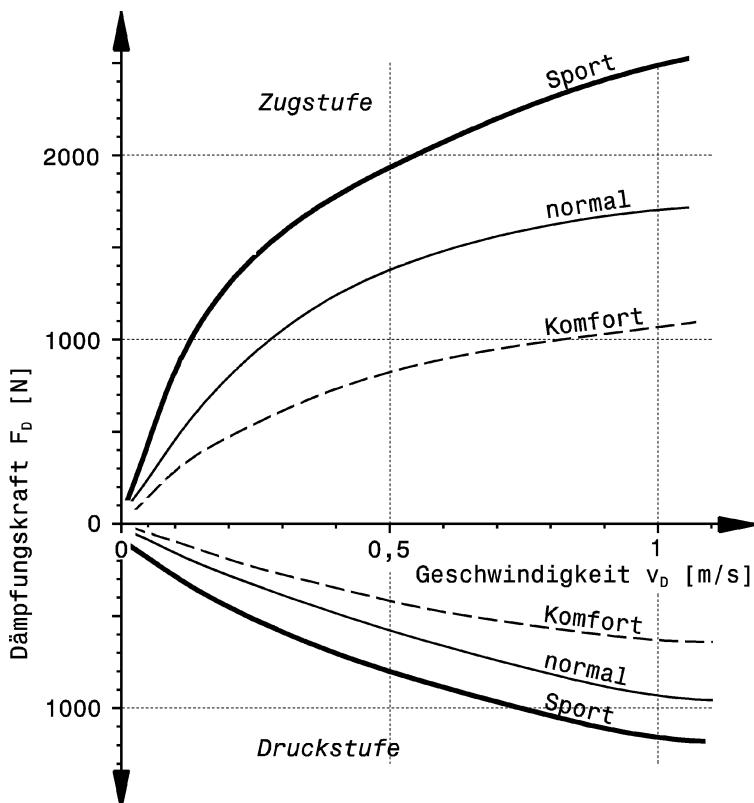
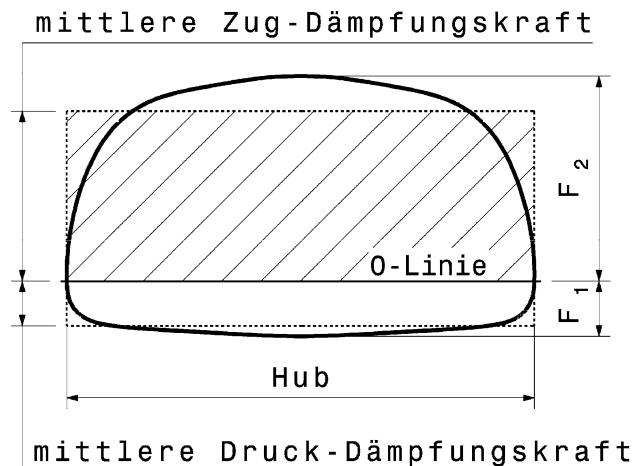


**Abb. H.94** Dämpferdiagramme [16]. Die Dämpfungskennlinie  $F_D(v_d)$  kann progressiv (a), linear (b) oder degressiv (c) sein. Kurvenverlauf und Diagrammform  $F_D(\text{Hub})$  hängen direkt zusammen. Die kleinste Fläche und damit die geringste Dämpfung hat das zu einer progressiven Kurve gehörende Diagramm und die größte das der degressiven Dämpfung. Der Verlauf der Dämpfungskennlinie lässt sich durch den Exponenten  $n$  in einer Gleichung ausdrücken:  $F_D = k_D \cdot v_D^n$ ,  $n > 1 \rightarrow$  progressiv,  $n = 1 \rightarrow$  linear,  $n < 1 \rightarrow$  degressiv.  $F_D$  Dämpferkraft, N,  $k_D$  Dämpferkonstante, N(s/m)<sup>n</sup>,  $v_D$  Kolbengeschwindigkeit, m/s

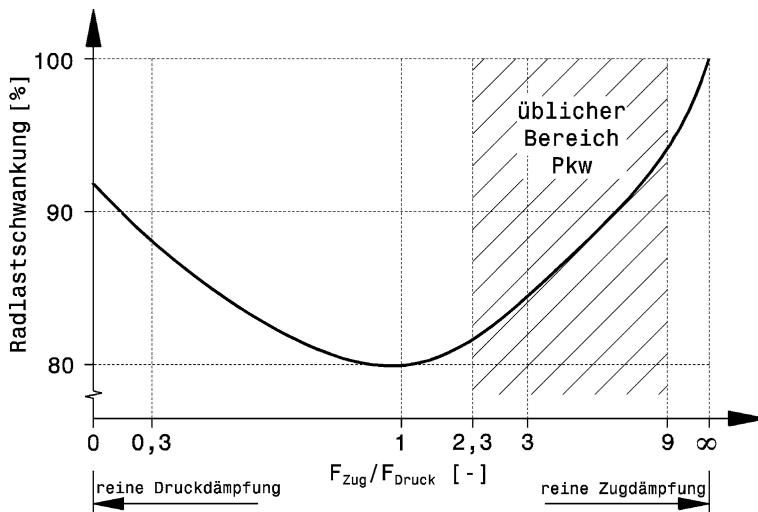
Ganz grob betrachtet kontrolliert die Zugstufe die Bewegung der gefederten Masse und die Druckstufe jener der ungefederten: Beim Überfahren einer Bodenwelle bleibt die Höhenlage des gefederten Aufbaus wegen seiner Trägheit praktisch gleich und die Feder nimmt die Höhendifferenz kurzfristig auf. Das unkontrollierte Zurückschnellen der Feder und damit das Anheben des Aufbaus bremst die Zugstufe. Das verhältnismäßig leichte, ungefederte Rad könnte beim raschen Überfahren einer Bodenwelle den Fahrbahnkontakt verlieren. Diese Tendenz wird durch die Druckstufe eingeschränkt. In dem Sinne spiegelt das Verhältnis von Zug- zu Druckkräften auch das Verhältnis dieser Massen wider (genauer: den Wurzelwert des Massenverhältnisses, siehe Definition der Dämpfung D).

Eine asymmetrische Kräfteaufteilung zwischen Ein- und Ausfedern führt bei ununterbrochener Schwingungsanregung zwangsläufig zum Absinken des Fahrzeugs. Diese dynamische Absenkung er-

**Abb. H.95** Mittlere Dämpfungs-kraft, nach [16]. Die mittlere Dämpfungskraft in Zugrichtung ist die Höhe des Rechtecks mit der Länge = Hub, das denselben Flächeninhalt wie der Ab-schnitt unter der Dämpferkurve oberhalb der 0-Linie. Die mittlere Dämpfungskraft in Druckrichtung ergibt sich in sinngemäßer Weise unterhalb der 0-Linie



**Abb. H.96** Variable Dämpfung eines Zweirohrdämpfers mit zwei Stellventilen. Die Einstellung „Sport“ ist die Grundkennlinie. Die beiden weiteren Kennlinien ergeben sich durch verschiedene Öffnungsquerschnitte der zwei Stellventile. Für die Grundkennlinie ergibt sich bei der Zugstufe:  $n = 0,5$  und  $k_D = 2773,5 \text{ N}(\text{s}/\text{m})^{0,5}$ , und bei der Druckstufe:  $n = 0,64$  und  $k_D = 1214 \text{ N}(\text{s}/\text{m})^{0,64}$



**Abb. H.97** Einfluss der Dämpferauslegung auf die Radlastschwankungen. Bei einem Verhältnis Zug- zu Druckstufe von 1 erreichen die Radlastschwankungen ein Minimum. Die Bodenhaftung ist also bei dieser Auslegung am besten. Der Federungskomfort ist dabei allerdings nicht optimal, weswegen für Pkw der schraffierte Bereich bevorzugt wird

gibt sich etwa zu [8]:

$$\Delta h_{\text{ref}} \approx \frac{4s_D \eta D}{\pi} \cdot \frac{k_{D,2} - k_{D,1}}{k_{D,2} + k_{D,1}}$$

$\Delta h_{\text{ref}}$  Änderung des Bodenabstands, mm

$s_D$  Dämpferhub, mm. Für diese Gleichung wird angenommen, dass die Erregeramplitude gleich groß ist.

$\eta$  Frequenzverhältnis, -.  $\eta = \omega / \omega_0$ .  $\omega_0$  ist die Eigenfrequenz. Die obige Annahme zum Dämpferhub stimmt oberhalb von  $\eta = 5$ .

$D$  Lehr'sches Dämpfungsmaß, -.

Bei kleinen Erregeramplituden oder annähernd symmetrischer Dämpferauslegung bleibt diese Absenkung vernachlässigbar klein. Dieses Phänomen lässt sich im praktischen Betrieb allerdings sehr wohl beobachten, wenn der Dämpfer für die Aufbaufeder zu straff ausgelegt ist.

Zu groÙe Zugstufendämpfung ist auf jeden Fall schlecht, weil dann das gedämpfte Rad beim Wanken in der Kurveneinfahrt zu wenig Aufstandskraft erhält und damit weniger Seitenkraft aufbaut, als es möglich wäre. Das führt zum Untersteuern bei zu starker Zugstufe vorne und zum Übersteuern, wenn hinten die Zugstufe zu straff ist.

Den gesamten Ablauf der Berechnung der Dämpferkennlinien zeigt Abb. H.98 im Überblick. Im Grunde fasst die Darstellung Abschn. H.5.1 und H.5.2 zusammen und erweitert das Vorgehen. Basierend auf Daten vom Fahrzeug werden zunächst die benötigten Federraten berechnet (H.2), (H.3). Damit lassen sich die Eigenfrequenzen der ungefederten und der gefederten Massen ermitteln, (H.4), (H.5). Als nächstes werden die aperiodischen Dämpfungsrate dieser Massen ausgerechnet. Nun müssen einige Entscheidungen getroffen werden. Als erstes werden die Dämpfungen für High- und Low-Speed-Bereiche festgelegt, (H.8). In diese Entscheidung fließen die aufbaubezogene Federrate, die Nickfrequenz und die Wankfrequenz ebenso ein wie Fahrerwünsche. Diese Dämpfungen

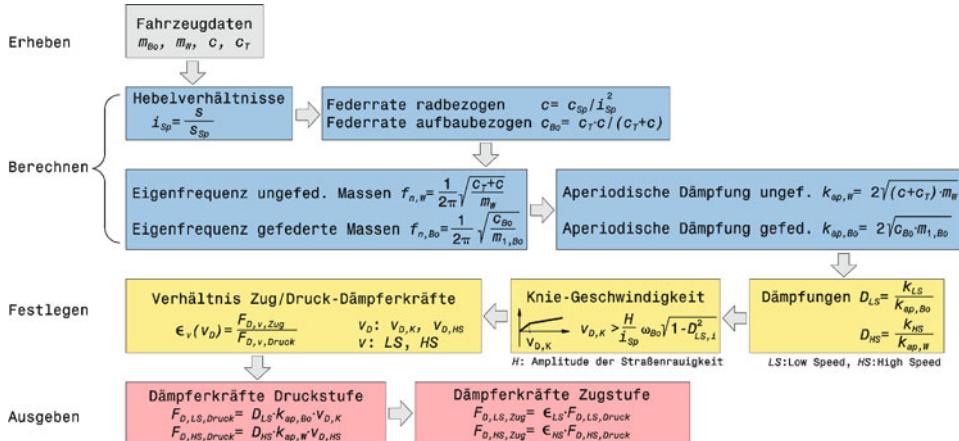
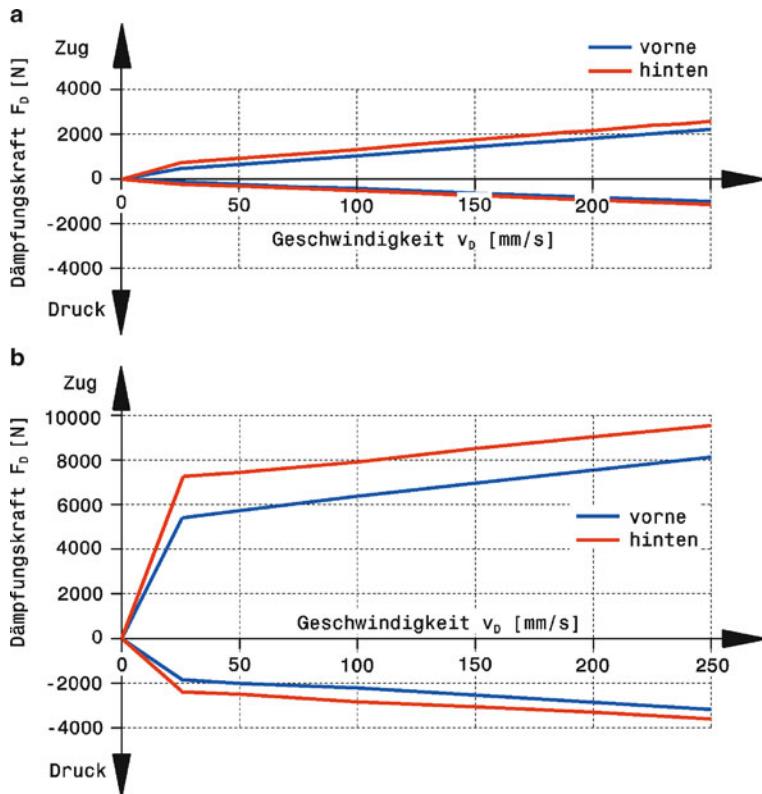


Abb. H.98 Ablauf der Berechnung von Dämpferkennlinien, nach [39] Die Abbildung fasst die Abschnitte H.5.1 und H.5.2 zusammen

sind die Folge der widersprüchlichen Anforderungen, die durch die Begrenzung der Bewegungen von ungefederten und gefederten Massen induziert durch Aufbauverlagerungen und Bodenwellen an den Dämpfer gestellt werden. Anschließend wird die Kollengeschwindigkeit festgelegt bei der Übergang von Low auf High-Speed erfolgt, die sogenannte Knie-Geschwindigkeit (*knee speed*) (vgl. auch Kap. Q.4). Üblicherweise wird eine Geschwindigkeit ober der Resonanz-Geschwindigkeit der gefederten Massen gewählt: Um 30 mm/s bei Asphalt, um 500 mm/s für Rallyefahrzeuge auf Schotter. Im Kasten der Abb. ist eine Näherungsformel dafür angegeben. Das Verhältnis von Zug zu Druckkräften, (H.12), legt man typischerweise für die Knie-Geschwindigkeit und die Resonanz-Geschwindigkeit der ungefederten Massen fest. Damit liegen die Eckwerte für die Dämpferkonstruktion fest und es können zum Erstellen eines Dämpferdiagramms mit (H.11) die Dämpferkräfte für Zug und Druck bei Knie-Geschwindigkeit und bei Geschwindigkeit bei Eigenfrequenz der ungefederten Massen (High-Speed) berechnet werden. Der gesamte Vorgang wird für Vorder und Hinterachse durchgeführt.

Zum Vergleich von Dämpferauslegungen stehen in Abb. H.99 zwei unterschiedliche Abstimmungen einander gegenüber. Beide Fahrzeuge haben zu Vergleichszwecken dieselben ungefederten und gefederten Massen sowie statische Achslasten. Der Unterschied liegt allein bei den aerodynamischen Abtriebshilfen. Der Wagen mit aerodynamischer Auslegung (b) weist allerdings steifere Aufbaufedern sowie steifere Reifen auf. Seine Auslegung zielt auf eine parallele Lage des Wagenkastens zur Fahrbahn hin ab. Die Low-Speed Dämpfungen werden daher stark überdämpft gewählt ( $D = 6$ ). Das Fahrzeug ohne Abtriebsauslegung (a) fährt im Low-Speed-Bereich mit  $D = 0,71$ . Im High-Speed-Bereich weisen beiden unterdämpfte Abstimmungen auf. Das Indy-Car allerdings  $D = 0,9$  vorne und  $0,7$  hinten, das Vergleichsfahrzeug  $0,4$  an beiden Achsen.

**Ausführungen Designs.** Dämpfer werden in unterschiedlichsten Ausführungen angeboten. Für Rennfahrzeuge sind einstellbare Dämpfer mit separater Feder (*coil over damper*) Standard, Abb. H.100. Die Feder lässt sich so mühelos tauschen, was vor allem in der Entwicklungsphase eines neuen Wagens von Vorteil ist. Die getrennte Einstellung von Zug- und Druckstufe ermöglichen Stellräder mit Rasten. So kann eine Feineinstellung ohne Zerlegungsarbeiten vorgenommen werden, vorausgesetzt der Dämpfer ist nicht allzu „versteckt“ im Fahrzeug angeordnet. Für die grobe



**Abb. H.99** Vergleich zweier Dämpferauslegungen, nach [39]. **a** Fahrzeug ohne aerodynamische Abtriebshilfen, **b** Fahrzeug mit Abtriebshilfen (Indy-Car), Fahrzeuggmasse 726 kg, Achslastverteilung v/h 40/60 %, ungefedernten Massen vorne 54,4 kg, ungefedernte Massen hinten 63,6 kg, Federraten Fahrzeug a: Vorne 280, hinten 364 N/mm, Reifen 525 N/mm; Fahrzeug b: Vorne 525, hinten 612 N/mm, Reifen 787 N/mm. Die Knie-Geschwindigkeit liegt bei beiden Ausführungen bei 25 mm/s

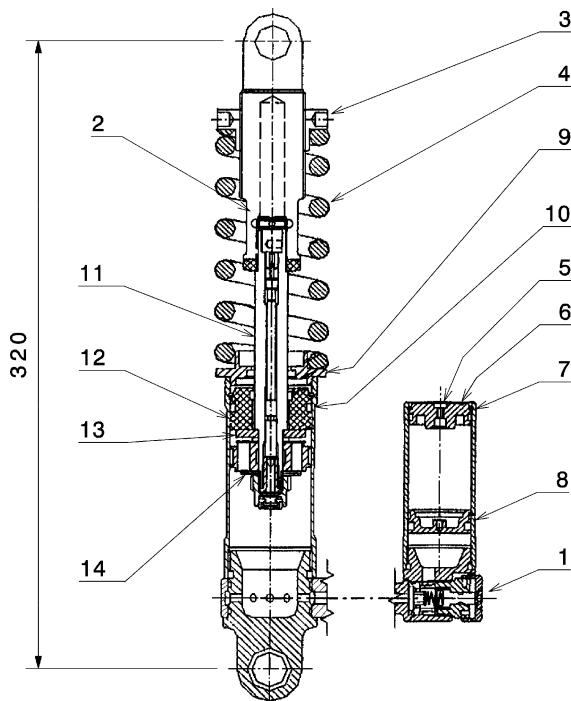
Voreinstellung können bei manchen Typen ganze Ventilpakete getauscht werden, dazu ist allerdings der Dämpfer vollständig zu entleeren und zu zerlegen.

Abbildung H.101 zeigt ein Dämpfer/Federbein mit den wichtigsten Anschlussmaßen. Der maximale Hub ist bauartbedingt vorgegeben und muss den gesamten Federweg (Ein- und Ausfederweg abdecken). Der Druckanschlag kann allerdings angepasst werden, indem das Elastomerstück (3) ausgetauscht wird. Die Gesamtlänge ergibt sich durch den maximalen Hub und die Bauart. Bei gleicher Bauart zieht eine Erweiterung des Hubs eine Vergrößerung der Gesamtlänge um die doppelte Erweiterung nach sich. So weist ein typischer Einrohrdämpfer mit integriertem Ausgleichsvolumen mit 50 mm Hub eine Gesamtlänge von 250 mm auf. Wird aus derselben Baureihe ein Dämpfer mit 130 mm Hub verbaut, müssen die Aufnahmepunkte 410 mm (= 250 + 2 × 80) entfernt sein.

Dämpferkolben weisen einen Durchmesser in der Größenordnung von 30 bis 46 mm auf bei einem Kolbenstangendurchmesser von 11 mm.

Übliche Dämpferhübe reichen von 50–83 mm für Einsitzer, kleine Sportwagen sowie Kit Cars bis 150 mm für Tourenwagen. Für den Rallye- und Geländeinsatz werden noch größere Hübe erforderlich.

**Abb. H.100** Dämpfer-Federbein eines Rennfahrzeugs, nach [12]. Das Element wird als Monofederbein an der Vorderachse über Schubstrebe betätigt. Zug- und Druckstufe sind getrennt einstellbar. 1 Druckstufenverstellung über Drehknopf. Schraube hineindrehen = härter stellen. 2 Zugstufenverstellung über Drehung der Kolbenstange, 3 Federteller verstellbar (Federvorspannung), 4 Feder, Steifigkeiten zwischen 120 und 210 N/mm, 5 Verschluss schraube im Stopfen 6. Sie dient zum Druckablassen, zur Druckmessung und zum Befüllen des Behälters mit Stickstoff. Fülldruck 8 bis 9 bar. 6 Verschlussstopfen Stickstoffbehälter, 7 Sprengring, hält Stopfen 6. 8 Trennkolben zwischen Arbeitsraum und Stickstoffbehälter, 9 Federsitz, 10 Sprengring, sichert Führung 12, 11 Kolbenstange, 12 Kolbenstan genführung, 13 Ventilplatten für Druckstufe (3 Stück), 14 Ventilplat ten für Zugstufe (6 Stück)



Die Gelenke in den Aufnahmeeaugen sollen Gelenkkäger sein. Diese haben sich bewährt und erzeugen keine zusätzlichen (nichtlinearen) Elastizitäten, wie dies bei den Pkw-üblichen Gummilagern und Stiftgelenken der Fall ist. Gummilager können auch nachträglich gegen Gelenkkäger getauscht werden. Die Aufnahmeholebohrungen passen zu gängigen Lagern (mit 1/2" oder 15 mm Innendurchmesser). Es müssen bloß zwei Distanzhülsen zusätzlich vorgesehen werden, soll die ursprüngliche Lagerbreite erreicht werden, beispielsweise um die vorhandene Aufnahmekonsole zu verwenden.

Wie kaum mehr bei anderen Bauteilen an Rennfahrzeugen darf man nicht mehr für sein Geld erwarten als man investiert. Die Leistungsspanne ist weit und ebenso verhalten sich die Kosten. Grob sehen die Verhältnisse wie folgt aus. Die Vergleichsbasis sei ein nicht einstellbarer Dämpfer eines Serien-Pkw mit dem Preis K. Dann ergeben sich diese Preise [7]:

Zug/Druckstufe kombiniert einstellbar, Aufnahme in Silentblocs: 3K.

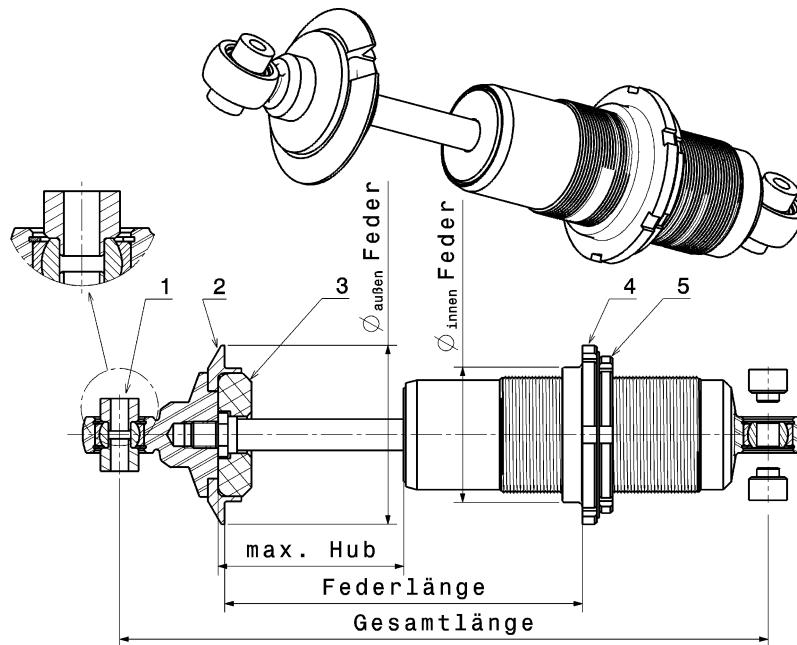
Zug/Druckstufe kombiniert einstellbar, Leichtmetall-Federteller, Aufnahme in Gelenkkäger, hohe Qualität: 6K–7K.

Zug- und Druckstufe getrennt einstellbar, mittlere Qualität: 12K.

Zug- und Druckstufe getrennt einstellbar, zerlegbar, Spitzenqualität: 15K–20K

Zug- und Druckstufe getrennt einstellbar, zerlegbar, separater Ausgleichsbehälter, Spitzenqualität: 23K.

Mehrfach einstellbare Ventile für unterschiedliche Geschwindigkeitsbereiche, zerlegbar, separater Ausgleichsbehälter, Spitzenqualität: bis 40K.



**Abb. H.101** Einbaumaße eines Dämpfers. Die Schraubenfeder wird von einem anderen Lieferanten bezogen und ist am Dämpfer noch nicht vorhanden. Der obere Federteller weist eine Aussparung auf und kann so ohne Demontage des Dämpfers entfernt werden. Der untere Federteller ist als Mutter ausgebildet und ermöglicht eine Änderung der Federvorspannung. Die Schraubenfeder wird über den Dämpfer geschoben, danach wird der obere Federteller montiert. Der maximale Hub ist ohne Druckanschlag gemessen. 1 Gelenklager mit Distanzhülsen spherical bearing with spacer bushes, 2 Federteller oben spring perch, 3 Druckanschlag bump stop, 4 Federteller unten lower spring platform, 5 Kontermutter lock nut

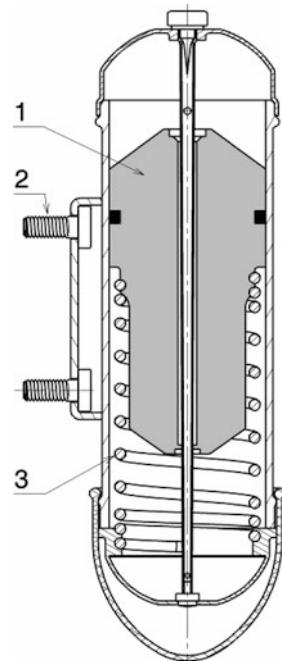
**Werkstoffe.** Kolbenstangen: Vergütungsstahl C45E V (war Ck45 V) vergütet auf  $R_m = 750\text{--}900 \text{ N/mm}^2$ . Randschichtgehärtet auf 58 +2 HRC, zusätzliche Hartchromschicht mit Superfinish-Behandlung auf eine Rautiefe  $R_t = 0,2 \mu\text{m}$  (für das Zusammenspiel mit der Stangendichtung eines Einrohrdämpfers) [16].

Kolbenstangenführung: Aluminiumknetlegierung (AlMgSi 1 F 28) mit hartenodisierter Lauffläche [16].

Gehäuse: Aluminiumknetlegierung, fließgepresst und hartenodisiert.

**Schwingungstilger Mass Damper.** Eine interessante Alternative zur Verringerung der Radlastschwankungen (z. B. Abb. H.84) bietet eine Tilgermasse, Abb. H.102. Der Schwingungstilger wird auf der Fahrzeugmittelebene auf einer Achse so rahmenfest montiert, dass die bewegliche Masse (1) auf und ab gleiten kann. Durch die Hubbewegung des Fahrzeugs wird die eigentliche Tilgermasse zu Schwingungen angeregt, die wiederum auf die Schwingungen des Fahrzeugs rückwirkt. Die Ausschläge der Fahrzeugschwingungen (ist ein Maß für die Radlastschwankungen) werden in einem bestimmten Frequenzbereich durch den Tilger stark verringert. Durch die Masse, der Feder und die eingeschlossene Luft, die über Bohrungen als Dämpfungsmedium wirkt, kann der Tilger auf

**Abb. H.102** Schwingungstilger, nach [35]. 1 bewegliche Tilgermasse *moving damper mass*, 2 Befestigung *fastening*, 3 Feder *spring*. Das Gehäuse wird über die Befestigung (2) am Rahmen angebracht. Die Tilgermasse (1) gleitet angeregt durch die Fahrzeughubbewegungen auf und ab. Eine Feder (3) und die eingeschlossene Luft bewirken Kräfte, die die Bewegung der Masse beeinflussen



das Fahrzeug abgestimmt werden. In der Regel wird seine Eigenfrequenz leicht über der des Rads (Radschwingzahl) eingestellt. Die Wirkung ist also auf einen ausgesuchten Bereich eingeschränkt. Für Rennfahrzeuge, die auf Rundstrecken fahren, stellt das kein Problem dar. Der Schwingungstilger kann ja für jede Strecke mit ihren eingeprägten Unebenheiten abgestimmt werden. In der Formel 1 wurden von einigen Teams erfolgreich Tilger eingesetzt. Renault fuhr so beispielsweise mit je einem Tilger an der Vorder- und der Hinterachse in der Größenordnung von 10 kg [36]. Dieses Mehrgewicht von 20 kg mag den Schwerpunkt leicht angehoben haben (die Gesamtmasse blieb davon unberührt – es werden ja wesentlich mehr Ballastmassen mitgeführt), die ausgleichende Wirkung auf die Radlastschwankungen haben dies aber mehr als überkompensiert. Inzwischen wurde der Einsatz solcher Hilfsmittel vom Reglement wohl aus Angst vor zu großen beweglichen Massen unterbunden.

Bei Fahrzeugen, die auf unterschiedlichen Untergründen unterwegs sind, ist der Einsatz eines Schwingungstilgers naturgemäß begrenzt. Passt die Abstimmung auf einer Asphaltstrecke, ist die Wirkung des Tilgers auf Schotter stark eingeschränkt, wenn die Radhubbewegungen wesentlich stärker sind.

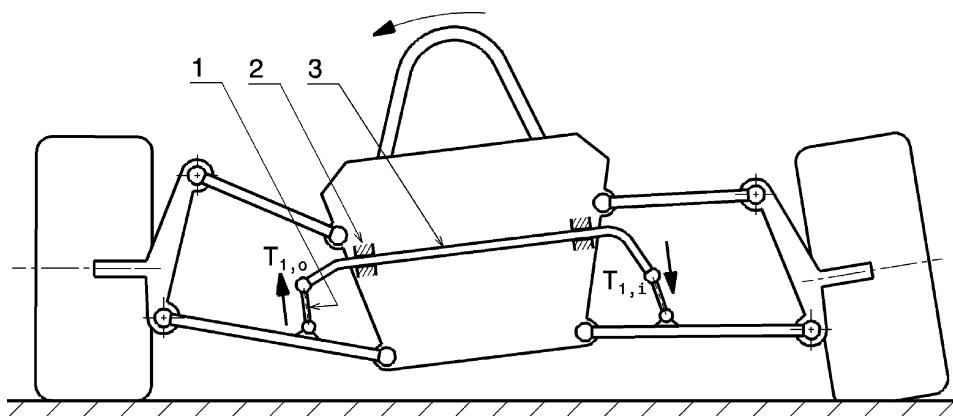
Tilgermassen werden auch im Serien-Pkw-Bau geschickt eingesetzt. So werden für die bauartbedingt torsionsweichen Karosserien von Cabriolets die Schwingausschläge über vorhandene Massen wie Batterien und Hydraulikpumpen, aber auch über Zusatzmassen klein gehalten.

## 6 Stabilisatoren Stabilisers, Anti Roll Bars, AE: Sway Bars



Die Aufbaufedern nehmen zwar einen Teil des Wankmoments auf, das bei Kurvenfahrt den Aufbau neigt, werden aber nicht dafür ausgelegt. Das Wankmoment setzt der Torsionsstabilisator ins Gleichgewicht, indem er bei wechselseitiger Federung gebogen und/oder torquiert wird, Abb. H.103. Bei gleichseitiger Federung ist er nicht aktiv. Wegen dieser Wirkung des Stabilisators braucht die Aufbaufeder zur Reduzierung des Wankens nicht unnötig steif ausgeführt werden. Der Stabilisator dient also der Stabilisierung der Lage des Fahrzeugaufbaus parallel zur Fahrbahn. Sein Name ist aber nicht in seinem Einfluss auf die Fahrstabilität begründet, denn zur Verbesserung der Fahrstabilität sind andere Maßnahmen geeigneter. So kommen bei Straßenfahrzeugen elastokinematische Gelenke oder elektronisch gesteuerte Einzelrad-Bremseingriffe zum Einsatz. Zur Verhinderung der Rollneigung von durch Transportaufgaben bedingten hohen Aufbauten, wie z. B. Containertransport, sind die Stabilisatoren unentbehrlich.

Der Stabilisator bedeutet eine Koppelung der beiden Räder einer Achse und führt die Einzelaufhängung schwingungstechnisch etwas an die Starrachse heran. Bei Fahrzeugen mit Einzelaufhängung sollte man den Stabilisator vermeiden, wo es möglich ist. Bei nur in einer Fahrspur auftretenden Hindernissen wirkt die Federung durch die Wirkung des Stabilisators härter. Aus diesem Grund sollte bei der Fahrzeugentwicklung zuerst versucht werden, alle Mittel, die ebenfalls der Rollneigung entgegenwirken, maßvoll einzusetzen. Das sind einmal die Mittel, die das Wankmoment selbst verkleinern, wovon die Verringerung der Schwerpunkthöhe das wichtigste ist. Zum anderen gibt es Mittel am Fahrzeug, die die Rollsteifigkeit der Achse erhöhen: größere Spurweite, geeignete Elastokinematik mit angemessen hohem Rollzentrum unter Beachtung der Spurweitenänderung oder



**Abb. H.103** Stabilisator bei geneigtem Wagenkasten, Schema. 1 Koppelstange *linkage*, 2 Lagerung *bearing*, 3 Stabilisator *anti roll bar*. Der Stabilisator (3) ist in den Lagern (2) drehbar geführt und an seinen Enden in den Gelenken  $T_1$  über die beiden Koppeln (1) mit der Radaufhängung verbunden

**Abb. H.104** Auswirkung eines Stabilisators. Bei einem Fronttriebler ist die Neigung zum Untersteuern naturgemäß groß. Ein steifer Stabilisator an der Hinterachse hilft bei Kurvenfahrt die Radlasten an der Vorderachse zu vergleichsmäßigen, allerdings auf Kosten der Radlastverschiebung an der Hinterachse. In einer Linkskurve hebt so im Bild das innere Rad der Hinterachse sichtbar ab



progressive Federung. Am elegantesten lässt sich die Rollneigung mit Hilfe einer aktiven Federung verhindern.

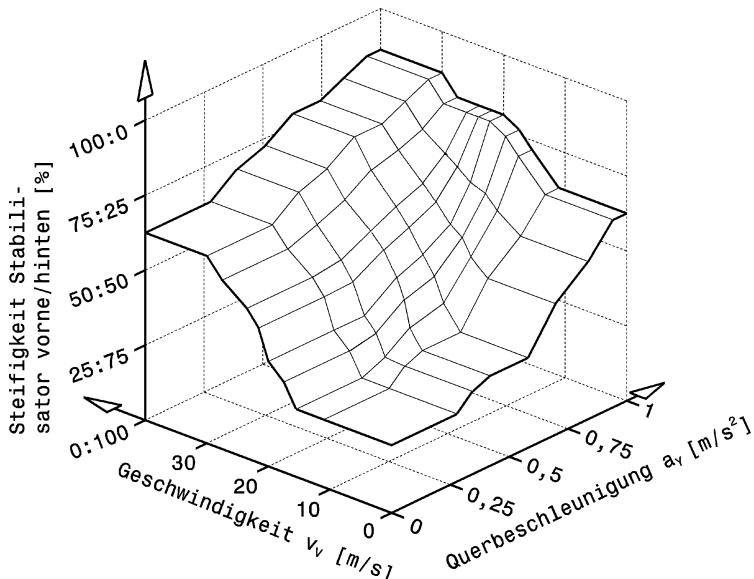
An Rennfahrzeugen sind Stabilisatoren das Mittel zum Einstellen des gewünschten Eigenlenkverhaltens, welches ja nicht nur konzeptbedingt vorgegeben ist, sondern sich durch änderndes Reifenverhalten, auftretende Antriebs-/Bremskräfte, Wetterverhältnisse usw. ändert. Es kann für die Balance des Wagens genügen, an nur einer Achse einen Stabilisator anzubringen. Der Stabilisator ist das wirksamste Mittel, bei Kurvenfahrt die Radlastdifferenzen an einer Achse, also deren Rollsteifigkeit, zu erhöhen. Eine größere Radlastdifferenz zwischen Innen- und Außenrad führt zu größerem Reifenschräglaufwinkel, weil der Reifen Seitenkräfte degressiv also nicht linear über der Radlast aufbaut. Soll am ausschlaggebenden kurvenäußersten Reifen eine überproportional größere Seitenkraft mit einer größeren Radlast hervorgerufen werden, so ist ein größerer Schräglaufwinkel hierfür erforderlich, vgl. Abb. H.1 und G.31. Ein steifer Stabilisator an der Vorderachse erhöht im Allgemeinen so z. B. die Neigung zum Untersteuern, eine höhere Stabilisierung der Hinterachse lässt den vorderangetriebenen Wagen neutraler werden.

Dadurch dass der Stabilisator beim Wanken die Radlast des kurvenäußersten Rads an dieser Achse erhöht (das kann so weit gehen, dass er das innere Rad abhebt, Abb. H.104), erhöht er auch die Radlast des diagonal gegenüber liegenden Rads, also dem „benachteiligten“ kurveninneren. An dieser Achse werden die Radlasten demnach etwas ausgeglichen, was der übertragbaren Gesamtseitenkraft an diesem Fahrzeugende zu Gute kommt. Im gleichen Sinne wird auch die Traktion dieser Achse verbessert, gleichzeitig wird allerdings die Traktion der anderen Achse, wo der Stabilisator direkt wirkt, schlechter.

Für die geplante Wirkung eines Stabilisators ist ein steifer Fahrzeugrahmen Voraussetzung. Ein (zu) weicher Rahmen wird vom Stabilisator torquiert ohne dass die Radlasten sich wesentlich ändern.

Stabilisatoren werden an einer Achse manchmal gänzlich weggelassen. An der angetriebenen Hinterachse kann so die Traktion bei Kurvenfahrt erhöht werden, allerdings auf Kosten eines stärker belasteten kurvenäußersten Vorderrads [7]. Der Radlastbeitrag, um den das hintere kurveninnere Rad stärker belastet wird, stammt ja vom diagonal gegenüberliegenden Vorderrad, dessen Feder der Stabilisator verhärtet hat.

Stabilisatoren sollen so angebracht sein, dass Einstellarbeiten oder Änderungen leicht vorgenommen werden können. Die Stabilisatoren beanspruchen einen Bewegungsraum beim vollen Radhub, der auch bei eingeschlagenen Vorderrädern zu keiner Kollision führen darf. Der Stabilisatorrücken soll leichtgängig gelagert sein. Ähnlich wie bei den Aufbaufedern (Abschn. H.4) ist auch bei



**Abb. H.105** Kennfeld von aktiven Stabilisatoren. Das Kennfeld stellt für ein bestimmtes Fahrzeug und einen bestimmten Reibwert die Verteilung der Stabilisatorsteifigkeiten vorne zu hinten dar

Stabilisatoren eine lineare oder progressive Federkennlinie erwünscht. Dieses Verhalten kann durch entsprechendes Anordnen der Koppelstreben am Fahrwerk erreicht werden. Degratives Verhalten von Stabilisatoren muss unbedingt vermieden werden. Ein solches Fahrzeug reagiert auf Änderungen von Stabilisatoreinstellungen praktisch nicht.

Es werden auch Stabilisatoren verbaut, deren Steifigkeit sich vom Fahrer während der Fahrt verstetzen lässt. Der bauliche Aufwand – vorausgesetzt das Reglement lässt dies zu – lohnt sich in bestimmten Fällen. Bei längeren Rennen können sich Streckenverhältnisse ebenso ändern, wie Tankinhalt und Reifenzustand. Das alles zusammen beeinflusst das Fahrverhalten des Wagens, der sich dadurch vom eingestellten Wunschzustand entfernt. Ein geübter Fahrer hat durch einen solchen Verstellhebel nun die Möglichkeit, das Fahrzeug wieder in die gewünschte Richtung zu trimmen und die Rundenzeiten weiterhin niedrig zu halten.

Diese Systeme sind stufenlos veränderbar, was allerdings mehr im Mechanismus als in einer Notwendigkeit begründet ist. Tatsächlich werden Änderungen bei der Fahrzeugabstimmung ja in spürbaren Sprüngen durchgeführt. Bei sprintartigen Rennen reicht die Einstellbarkeit über auswechselbare Stabilisatorelemente unterschiedlicher Steifigkeit aus. Verstellbare Stabilisatoren finden sich meist an der Hinterachse. Und zwar aus dem einfachen Grund, dass die Realisierung leichter fällt, weil weniger Bauteile die Unterbringung stören.

Jüngste Entwicklungen zielen bei Pkw auf aktive Stabilisatoren. Dabei ist der Stabilisatorrücken nicht einteilig, sondern getrennt und die beiden Enden werden über einen Stellmotor verbunden. Durch diesen Stellmotor können die beiden Stabilisatorschenkel gezielt gegeneinander verdreht werden, wodurch die Steifigkeit erhöht bzw. vermindert werden kann [32]. Abbildung H.105 zeigt ein Kennfeld für ein Fahrzeug mit aktiven Stabilisatoren an beiden Achsen auf trockener Fahrbahn ( $\mu_W \approx 0,8$ ). Das Fahrzeug ist ein typischer Pkw, also mit leicht untersteuernder Basisauslegung. Bei geringen Fahrgeschwindigkeiten und niedrigen Querbeschleunigungen wird der hintere Stabilisator

von einem Bordrechner steif gestellt und das Fahrzeug im Eigenlenkverhalten dadurch neutral. Das Fahrzeug weist in dem Zustand bessere Handlingeigenschaften auf und ist deutlich lenkwilliger. Je näher der Fahrzustand an kritische Bereiche herankommt, desto mehr wird die Charakteristik des Wagens untersteuernd eingestellt. Bei hohen Geschwindigkeiten und/oder hohen Querbeschleunigungen wird also der vordere Stabilisator steifer und der hintere weicher gestellt.

## 6.1 Berechnung Calculation

Im Abschn. Q.3.2 findet sich eine einfache Herangehensweise zum Finden eines Startwerts für die Stabilisatorsteifigkeit. An dieser Stelle folgt eine genauere Betrachtung. Als Ausgangsbasis dient die Empfehlung den max. Winkel von  $2,5^\circ$  bei Tourenwagen und von  $1,5^\circ$  bei Einsitzern bei einer Querbeschleunigung von  $1g$  nicht zu überschreiten [7]. Generell sollen die Winkel unter  $4^\circ$  bleiben. Zum Vergleich wanken Serien-Pkw bei  $1g$  Querbeschleunigung um etwa  $5$  bis  $6^\circ$  [17], falls sie eine solche Reihenhaftung überhaupt aufzubauen imstande sind, vgl. auch Abb. J.2. Tabelle H.14 bietet zusammenfassend eine Übersicht typischer Rollgradienten.

Die für die Berechnung benötigten Größen sind in Abb. H.106 zusammengestellt.

Betrachtung der beteiligten Massen:

$$m_{Bo} = m_{Bo,f} + m_{Bo,r}$$

$m_{Bo}$  Masse des Aufbaus (gefederter Masse), kg

$m_{Bo,f}$  auf die Vorderachse wirkender Teil der Aufbaumasse, kg

$m_{Bo,r}$  auf die Hinterachse wirkender Teil der Aufbaumasse, kg

$$m_{Bo,f} = m_{V,f} - m_{U,f}$$

$m_{V,f}$  bzw.  $m_{V,r}$  Achslast vorne bzw. hinten, kg

$m_{U,f}$  bzw.  $m_{U,r}$  ungefederte Massen vorne bzw. hinten, kg

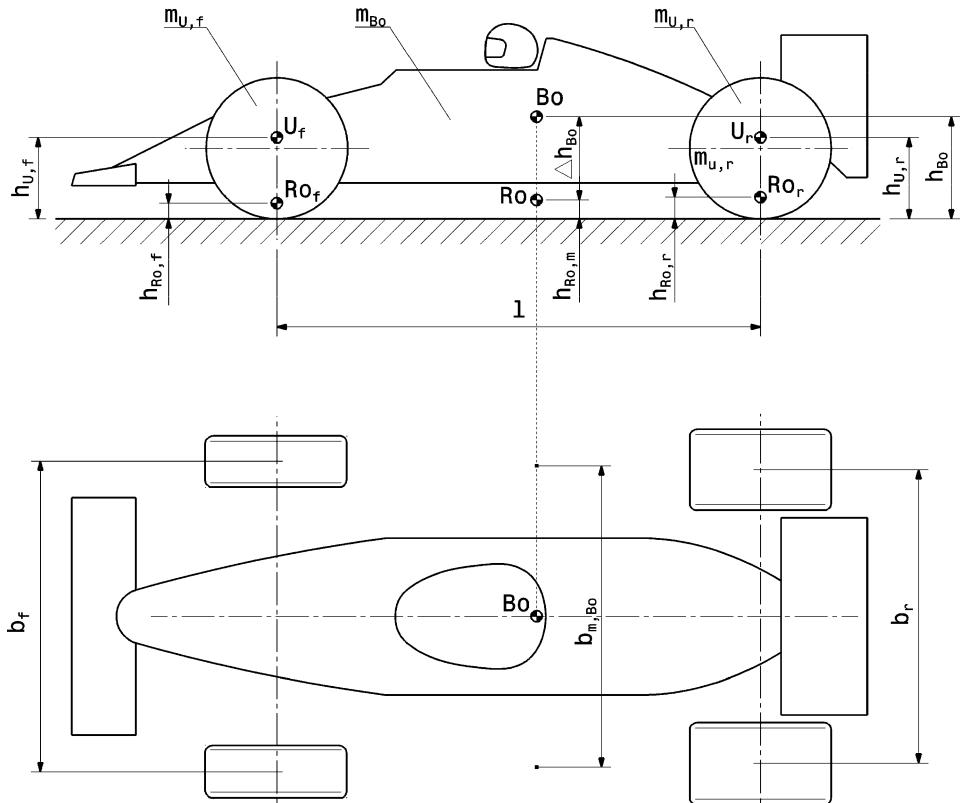
$m_{U,f} =$  Radmassen vorne (Radträger vorne, Reifen, Räder, Bremsen) plus der halben Masse von Verbindungsteilen zwischen Vorderrädern und Wagenaufbau (Lenker, Federn, Dämpfer, ...)

Die jeweiligen Größen für die Hinterachse ergeben sich analog durch Einsetzen der entsprechenden Werte für die Hinterachse (Index r statt f). Daher sind nachstehend immer nur die Gleichungen für die Vorderachse angeführt.

Folgende Berechnung bezieht sich auf eine Querbeschleunigung  $a_y$  von  $1g$  ( $= 9,81 \text{ m/s}^2$ ).

**Tab. H.14** Typische Rollgradienten einiger Fahrzeuge, tw. nach [37]

Fahrzeugtyp	Rollgradient, $^\circ/g$
Mittelklasse-Pkw	5 bis 6
Sportwagen	3
Tourenwagen mit wenig Abtrieb	1,0 bis 1,8
Rennfahrzeug mit großem Abtrieb	0,2 bis 0,7
Indy-Car (2001)	0,1 bis 0,2
Formel 1 Wagen (2002)	0,03 bis 0,1



**Abb. H.106** Definitionen der für die Berechnung erforderlichen Strecken. Indizes: f vorne, r hinten, Bo Aufbauschwerpunkt, U Schwerpunkt der ungefederten Massen, Ro Rollzentrum

Anteil der Radkraftänderung durch ungefederte Massen vorne bzw. hinten:

$$\Delta F_{U,f} = m_{U,f} \cdot g \cdot h_{U,f} / b_f$$

$\Delta F_{U,f}$  Anteil der Radkraftänderung vorne durch ungefederte Massen, N

$h_{U,f}$  Lage des Schwerpunktes der ungefederten Massen vorne, m

$b_f$  Spurweite vorne, m

Anteil der Radkraftänderung durch Querbeschleunigung der Aufbaumassen vorne bzw. hinten, die sich in den Rollzentren abstützen:

$$\Delta F_{Bo,f} = m_{Bo,f} \cdot g \cdot h_{Ro,f} / b_f$$

$\Delta F_{Bo,f}$  Anteil der Radkraftänderung vorne durch Aufbaumasse vorne, N

$h_{Ro,f}$  Höhe des Rollzentrums vorne, m

Anteil der Radkraftänderung durch Wanken des Aufbaus um die Rollachse durch die Querbeschleunigung:

$$\begin{aligned}\Phi_m &= \frac{m_{Bo,r}}{m_{Bo}} \\ b_{m,Bo} &= ((b_r - b_f) \cdot \Phi_m) + b_f \\ h_{Ro,m} &= ((h_{Ro,r} - h_{Ro,f}) \cdot \Phi_m) + h_{Ro,f} \\ h_{Bo} &= (h_{Bo,r} - h_{Bo,f}) \cdot \Phi_m + h_{Bo,f} \\ \Delta h_{Bo} &= h_{Bo} - h_{Ro,m} \\ \Delta F_{Ro} &= m_{Bo} \cdot g \cdot \Delta h_{Bo} / b_{m,Bo}\end{aligned}$$

$\Phi_m$	Verhältnis der auf die Hinterachse wirkenden Aufbaumasse zur gesamten Aufbaumasse, –
$b_{m,Bo}$	mittlere Spurweite unter dem Aufbauschwerpunkt, m
$h_{Ro,m}$	mittlere Rollzentrums Höhe unter dem Aufbauschwerpunkt, m
$h_{Bo}$	Höhe des Aufbauschwerpunkts, m
$h_{Bo,f}$ bzw. $h_{Bo,r}$	Höhe des Schwerpunkts des Aufbauanteils über der Vorderachse bzw. über der Hinterachse, m
$\Delta h_{Bo}$	Hebelarm des Aufbaus um Rollachse, m
$\Delta F_{Ro}$	Anteil der Radkraftänderung durch Rollen der Aufbaumasse, N

Gesamte Radkraftänderung durch Querbeschleunigung:

$$\Delta F_{W,Z} = \Delta F_{U,f} + \Delta F_{U,r} + \Delta F_{Bo,f} + \Delta F_{Bo,r} + \Delta F_{Ro}$$

$\Delta F_{W,Z}$  gesamte Radkraftänderung, N

Zur überschlägigen Kontrolle der Radkraftänderung kann das „starre“ Gesamtfahrzeug herangezogen werden:

$$\Delta F_{W,Z} = m_{V,t} \cdot a_y \cdot \frac{h_V}{b_m}$$

$m_{V,t}$	Gesamtmasse des Fahrzeugs inkl. Fahrer, kg
$a_y$	Querbeschleunigung. Hier: $a_y = 9,81 \text{ m/s}^2$
$h_V$	Höhe des Gesamtschwerpunktes des Fahrzeugs, m
$b_m$	mittlere Spurweite unter Gesamtschwerpunkt, m

Wankwiderstand des Aufbaus durch die Aufbaufederung:

$$c_{Ro,Sp,f} = \frac{c_{Sp,f}}{2 \cdot (s_f/s_{Sp,f})^2} \cdot b_f^2 \cdot \frac{\pi}{180^\circ}$$

$c_{Ro,Sp,f}$	auf die Vorderachse bezogene Wanksteifigkeit der Aufbaufederung vorne, Nm/°
$c_{Sp,f}$	Rate der Aufbaufeder vorne, N/m
$s_{Sp,f}$	Eindrückung der Aufbaufeder vorne bei Radhubweg $s_f$ , m
$s_f$	Radhubweg vorne, m

Für die Berechnung der Stabilisatorsteifigkeit werden die im Abb. H.107 angegebenen Größen herangezogen. Die Wirkung des gezeigten Stabilisators setzt sich aus drei in Serie geschalteten Federn zusammen, nämlich der Torsion des Rückens und der Biegung der beiden Schenkel. Aus der

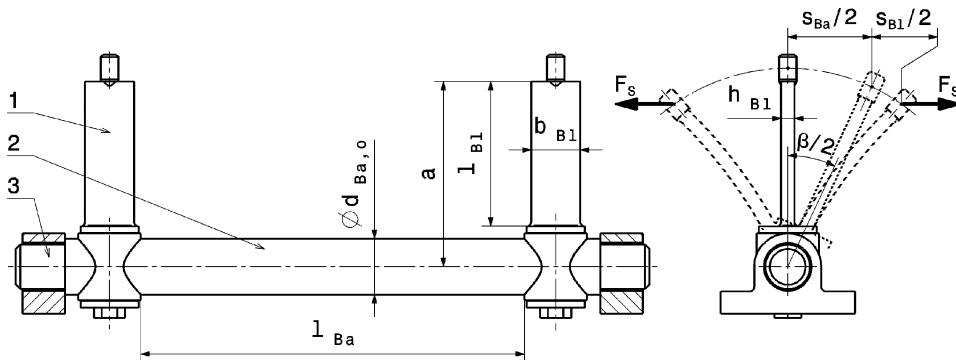


Abb. H.107 Stabilisatorberechnung. 1 Schenkel *blade*, 2 Rücken *bar*, 3 Lager *bearing*

Gesamtverformung und den angreifenden Kräften wird eine Federrate für den Stabilisator ermittelt, gemäß der Beziehung: Federrate = Gesamtkraft/Gesamtverformung. Flächenträgheitsmomente von Stabilisatorrücken und -schenkel:

$$I_{p,Ba} = \frac{\pi \cdot (d_{Ba,o}^4 - d_{Ba,i}^4)}{32}$$

$I_{p,Ba}$  polares Trägheitsmoment des Rückens,  $\text{m}^4$

$d_{Ba,o}$  Außendurchmesser des Rückens, m

$d_{Ba,i}$  Innendurchmesser des Rückens (wenn hohl), m

$$I_{Bl} = \frac{b_{Bl} \cdot h_{Bl}^3}{12}$$

$I_{Bl}$  axiales Trägheitsmoment des Schenkels,  $\text{m}^4$

$b_{Bl}$  Querschnitts-Breite des Schenkels, m

$h_{Bl}$  Querschnitts-Höhe des Schenkels, m

Die Beanspruchung und insbesondere die Biegebeanspruchung sind im Vergleich zu den Aufbaufedern geringer. Aus diesem Grund sind auch die häufig anzutreffenden Lösungen beim Pkw, dass der Seitenarm des Stabilisators als ergänzende Längsstrebe des unteren Lenkers bei den Radaufhängungen mit Federbeinführung benutzt wird, vertretbar.

Die Verformungen der elastischen Stabilisatorteile folgen zu:

$$\beta = \frac{F_s \cdot a}{G \cdot I_{p,Ba}} \cdot l_{Ba}$$

$\beta$  Verdrehwinkel des Rückens, rad. Wert in °:  $\beta^\circ = \beta \cdot 57,3^\circ$

$F_s$  Kräfte an den Schenkelenden, N

$a$  Hebelarm der Kraft  $F_s$ , m

$G$  Schubmodul des Rückenwerkstoffs,  $\text{N}/\text{m}^2$ .  $G = 80 \cdot 10^9 \text{ N}/\text{m}^2$  bei Federstahl

$l_{Ba}$  federnde Länge des Rückens, m

$$s_{Ba} = a \cdot \beta$$

$s_{Ba}$  Verschiebung der Schenkelenden durch Torsion des Rückens, m

$$s_{\text{Bl}} = 2 \frac{F_S \cdot l_{\text{Bl}}^3}{3E \cdot I_{\text{Bl}}}$$

$s_{\text{Bl}}$  Verschiebung der Schenkelenden durch Biegung der Schenkel, m

$l_{\text{Bl}}$  federnde Länge des Schenkels, m

$E$   $E$ -Modul des Schenkelwerkstoffs, N/m<sup>2</sup>.  $E = 206 \cdot 10^9$  N/m<sup>2</sup> bei Federstahl

Daraus ergibt sich die Gesamtverformung des Stabilisators zu:

$$s_t = s_{\text{Ba}} + s_{\text{Bl}}$$

$s_t$  Gesamtverschiebung der Schenkelenden, m

Die Federkonstanten für die Stabilisatorteile folgen damit zu:

$$c_{\text{Ba}} = \frac{F_S}{s_{\text{Ba}}} = \frac{G \cdot I_{\text{p},\text{Ba}}}{a^2 \cdot l_{\text{Ba}}}$$

$c_{\text{Ba}}$  linearisierte Federrate einer Drehstabfeder bezogen auf den Endpunkt eines Hebel mit der Länge  $a$ , N/m

$$c_{\text{Bl}} = \frac{F_S}{s_{\text{Bl}}} = \frac{3}{2} \frac{E \cdot I_{\text{Bl}}}{l_{\text{Bl}}^3}$$

$c_{\text{Bl}}$  linearisierte Federrate der Schenkel bezogen auf die Anlenkpunkte der Kräfte  $F_S$ , N/m

Die Federrate für den gesamten Stabilisator folgt daraus zu:

$$c_S = \frac{c_{\text{Ba}} \cdot c_{\text{Bl}}}{c_{\text{Ba}} + c_{\text{Bl}}}$$

$c_S$  gesamte, linearisierte Federrate eines Stabilisators nach Abb. H.107 bezogen auf die beiden Anlenkpunkte der Kräfte  $F_S$ , N/m

Wankwiderstand des Aufbaus durch Stabilisatoren:

$$c_{\text{Ro,S,f}} = \frac{c_{\text{S,f}}}{(s_f/s_{\text{S,f}})^2} \cdot b_f^2 \cdot \frac{\pi}{180^\circ}$$

$c_{\text{Ro,S,f}}$  auf die Vorderachse bezogene Wanksteifigkeit des Stabilisators vorne, Nm/°

$c_{\text{S,f}}$  linearisierte Federrate des vorderen Stabilisators bezogen auf seinen Hebelendpunkt, N/m

$s_{\text{S,f}}$  Weg des Stabilisatorhebelendes (ist Gelenk  $T_1$  in Abb. H.103) der Vorderachse bei Hubweg des Vorderrads  $s_f$ , m

Gesamter Wankwiderstand des Aufbaus durch Aufbaufederung und Stabilisatoren:

$$c_{\text{Ro,f}} = c_{\text{Ro,S,f}} + c_{\text{Ro,r}}$$

$c_{\text{Ro,f}}$  gesamter Wankwiderstand der Vorderachse, Nm/°

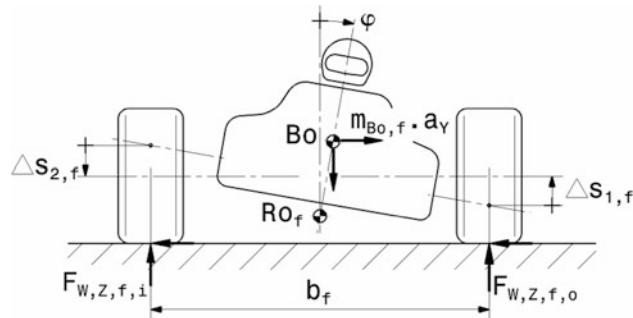
$$\Phi_{\text{c,Ro,f}} = \frac{c_{\text{Ro,f}}}{c_{\text{Ro,f}} + c_{\text{Ro,r}}}$$

$$\Phi_{\text{c,Ro,r}} = 1 - \Phi_{\text{c,Ro,f}}$$

$\Phi_{\text{c,Ro,f}}$  Verhältnis der Wanksteifigkeit der Vorderachse zur gesamten Wanksteifigkeit, –

$\Phi_{\text{c,Ro,r}}$  Verhältnis der Wanksteifigkeit der Hinterachse zur gesamten Wanksteifigkeit, –

**Abb. H.108** Zur Definition des Wankwinkels *roll angle*  $\phi$ . Ansicht eines Fahrzeugs von vorne in einer Rechtskurve. Die Reifenseitenkräfte beschleunigen den Wagen nach rechts und rufen so die Reaktionskraft  $m_{Bo,f} \cdot a_y$  des tragen Wagenkastens hervor, der um das Rollzentrum  $Ro_f$  wankt



Dynamische Radlastverlagerung der entscheidenden kurvenäußeren Räder:

$$\Delta F_{W,Z,f,o} = \Delta F_{Ro} \cdot \Phi_{c,Ro,f} + \Delta F_{Bo,f} + \Delta F_{U,f}$$

$\Delta F_{W,Z,f,o}$  Radkraftänderung des vorderen kurvenäußeren Rads, N

Längsverlagerung der Radlasten von einer Achse zur anderen bei Kurvenfahrt:

$$\Delta F_{W,Z,f} = \Delta F_{W,Z,f,o} - \Delta F_{W,Z} \cdot \frac{m_{V,f}}{m_{V,t}}$$

$\Delta F_{W,Z,f}$  Radkraftänderung an der Vorderachse, N

$m_{V,t}$  Gesamtmasse des Fahrzeugs inkl. Fahrer, kg

$$m_{V,t} = m_{V,f} + m_{V,r}$$

mit:  $m_{V,f}$  bzw.  $m_{V,r}$  Achslast vorne bzw. hinten, kg

Resultierende Radaufstands Kräfte durch Radlastverlagerung:

$$F_{W,Z,f,o} = \frac{m_{V,f}}{2} \cdot g + \Delta F_{W,Z,f,o}$$

$$F_{W,Z,f,i} = \frac{m_{V,f}}{2} \cdot g - \Delta F_{W,Z,f,o}$$

$F_{W,Z,f,o}$  resultierende Radaufstands Kraft am vorderen kurvenäußeren Rad, N

$F_{W,Z,f,i}$  resultierende Radaufstands Kraft am vorderen kurveninneren Rad, N

Wankwinkel des Aufbaus, Abb. H.108:

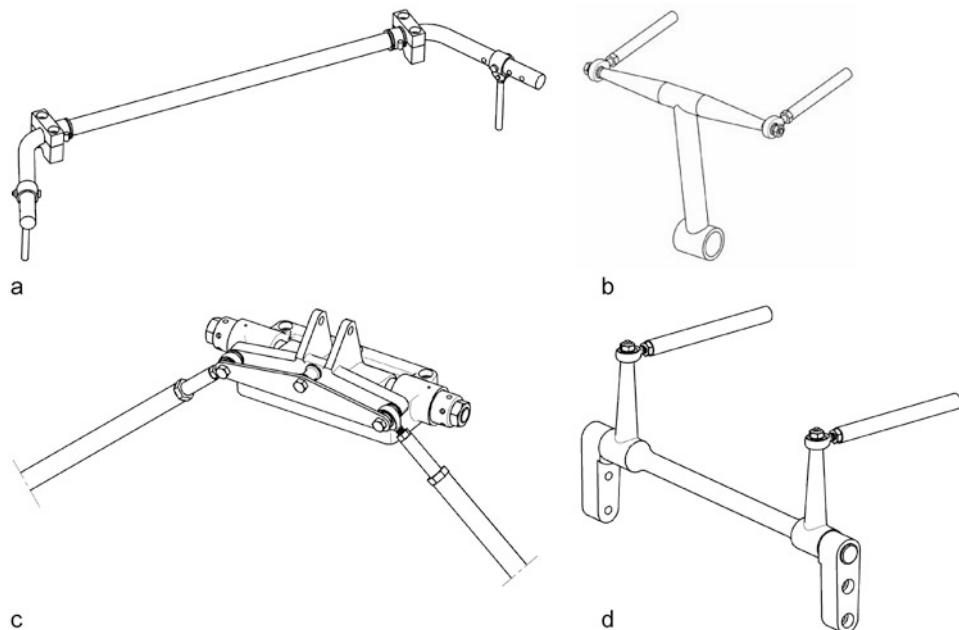
$$\phi = \frac{m_{Bo} \cdot g \cdot \Delta h_{Bo}}{c_{Ro,f} + c_{Ro,r}}$$

$$\phi = 57,3^\circ \cdot \frac{\Delta s_{1,f} + \Delta s_{2,f}}{b_f}$$

$\phi$  Wankwinkel des Aufbaus, °

$\Delta s_{1,f}$  Radhubweg des kurvenäußeren Vorderrads beim Einfedern durch Wanken, m

$\Delta s_{2,f}$  Radhubweg des kurveninneren Vorderrads beim Ausfedern durch Wanken, m



**Abb. H.109** Arten von Stabilisatoren. **a** U-förmig, aus einem Stück gebogen, **b** T-förmig, **c** Tellerfedern bei Monodämpferanordnung, **d** U-förmig, mehrteilig (Welle mit Hebeln)

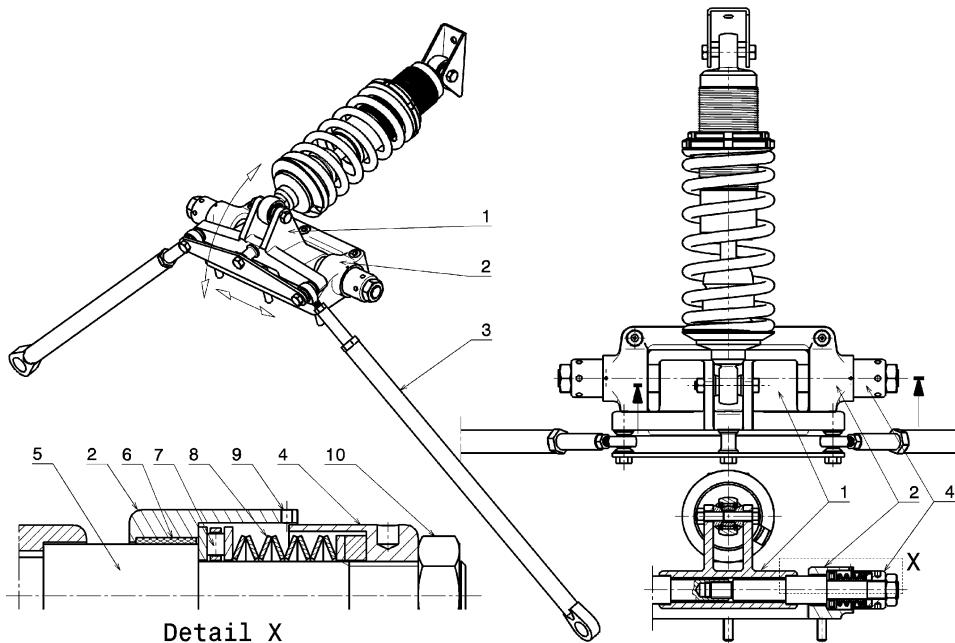
## 6.2 Gestaltung von Stabilisatoren *Design of Anti Roll Bars*

Stabilisatoren sind eine zusätzliche Feder im System der Radaufhängung, die die Räder einer Achse verbindet. Die Federwirkung wird im Allgemeinen über Torsion und Biegung erzielt. Dementsprechend finden sich U-förmige und T-förmige Stabilisatoren im Einsatz. Bei hoher Wanksteife werden aber auch Tellerfederpakete zur Reduzierung des Wankwinkels eingesetzt, Abb. H.109.

**U-förmige Stabilisatoren.** Je näher der Stabilisator am Rad angreift, desto kleiner sind die Kräfte und er kann leichter ausgeführt werden. Von diesem Prinzip kann mit U-förmigen Stabilisatoren Gebrauch gemacht werden. Diese finden sich vor allem an Serienfahrzeugen und an älteren Rennfahrzeugen. Sie bestehen meist aus einem Stück Rohr- oder Stangenmaterial, an dessen Enden Koppelstangen zu den radseitigen Aufnahmen führen. Bei einteiliger Ausführung müssen die Stabilisatorlager für die Montage teilbar sein.

Die Abmessungen der Stange bzw. des Rohrs hängen natürlich von den Hebelverhältnissen und Radlasten ab, für einen groben Vergleich kann jedoch folgender Wertebereich dienen. Bei Einsitzern weisen die Stabilisatorrücken einen Außendurchmesser ab 10 mm auf, bei schweren Tourenwagen ist dieser kaum größer als 25 bis 30 mm. Die Gelenkköpfe für die Anschlüsse überschreiten die Größe mit M8-Gewinde nicht.

**Ausführung Welle mit Hebel.** Diese Ausführung bietet die Möglichkeit die Hebel außen zu lagern. So können Wellen unterschiedlichen Durchmessers ohne weitere Änderungen verbaut werden und damit leicht unterschiedliche Steifigkeiten des Stabilisators realisiert werden.

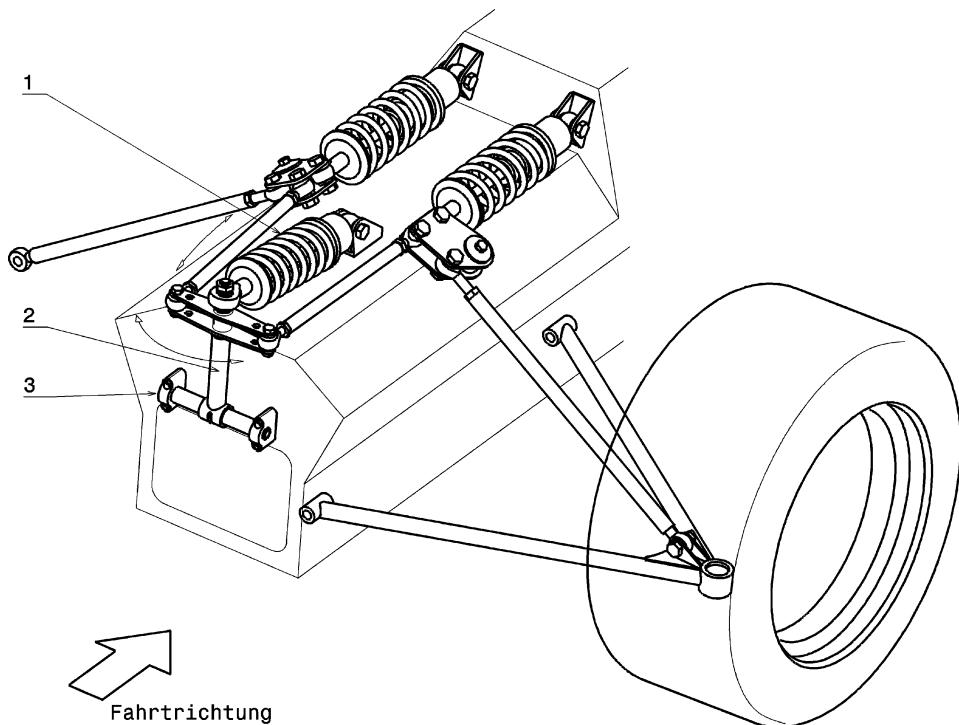


**Abb. H.110** Stabilisator für Monofeder. 1 Umlenkhebel, 2 Hebellagerung, 3 Druckstab, 4 Widerlager, 5 Hebelachse, 2-teilig, 6 Radiallager, 7 Axiallager, 8 Tellerfederpaket, 9 Schauloch, 10 Kontermutter

**Stabilisator für Monofedersystem.** Solche Systeme finden sich an Hinter- oder Vorderachsen. Aufbau und Funktion zeigt Abb. H.110.

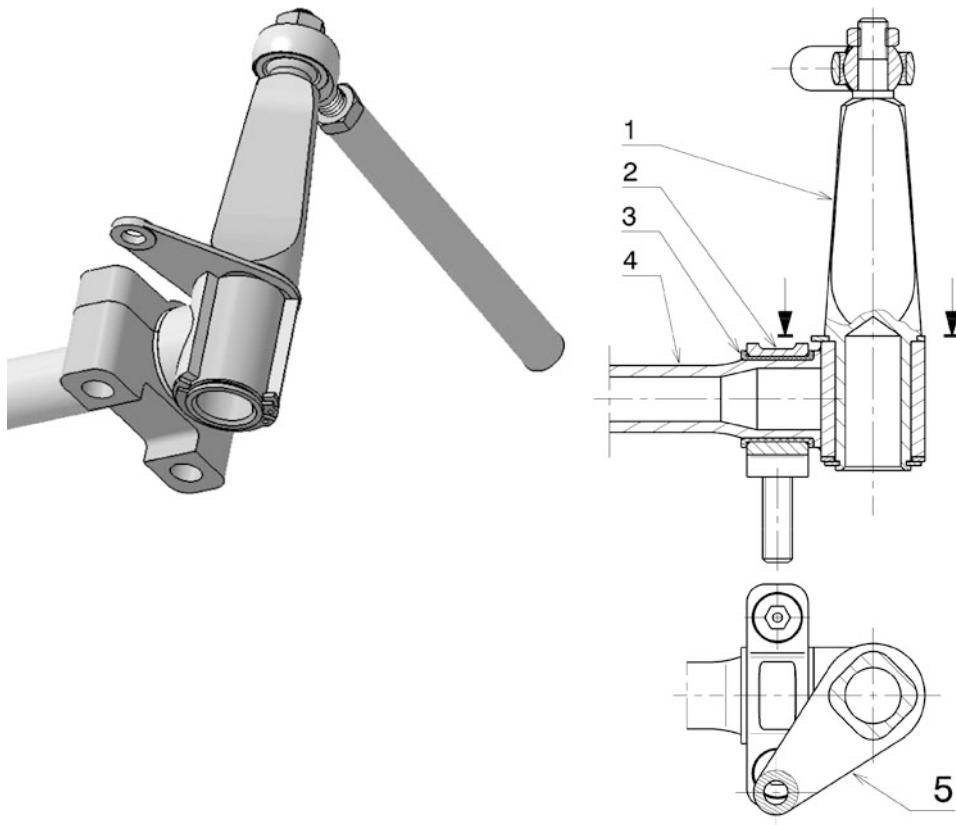
**T-förmige Stabilisatoren.** Diese werden eingesetzt, wenn der Abstand zwischen den Hebeln zu kurz für einen „herkömmlichen“ Stabilisatorrücken wird. Der auf Torsion beanspruchte Teil des Stabilisators wird dann nahezu senkrecht angeordnet. Bei diesem Stabilisator bietet sich noch eine dritte Feder an, die nur beim gleichseitigen Federn wirksam wird. Diese Variante wird für Fahrzeuge mit großer Dynamik und aerodynamischen Abtrieb bevorzugt, Abb. H.111.

**Vom Fahrerplatz aus verstellbare Stabilisatoren *Cockpit-adjustable Anti Roll Bar*.** Eine Möglichkeit, die Steifigkeit des Stabilisators ohne Zerlegungsarbeiten zu ändern, bietet ein mehrteiliger



**Abb. H.111** Dreifeder-Radaufhängung. Das Bild zeigt eine Hinterradaufhängung. 1 Zusatzfeder (dritte Feder), 2 T-Stabilisator, 3 Stabilisatorlager. Beim wechselseitigen Federn wird der Stabilisator (2) torquiert. Die Lager (3) sind entsprechend weit auseinander angebracht, damit sie das Drehmoment als kleine Kräfte in das Chassis einleiten. Beim gleichseitigen Federn bzw. bei hoher Fahrgeschwindigkeit (Abtrieb) wirkt die dritte Feder (1) zusätzlich zu den beiden Aufbaufedern. Der Stabilisator schwingt dabei um die Achse der Lager (3)

Aufbau. Wird ein oder beide Hebel drehbar gelagert so lässt sich das Widerstandsmoment eines schwertförmigen Hebels durch Drehen variieren. Abbildung H.112 zeigt ein Beispiel einer solchen Hebelle Lagerung, die Wirkungsweise ist in Abb. H.113 illustriert. Die Verstellung erfolgt entweder über einen Zug-Druck-Seilzug, ein Gestänge oder über Hydrauliksysteme. Natürlich bedeutet diese Verstellmöglichkeit eine weitere Belastung des Fahrers, wenn sie im Rennen während der Fahrt ausgenutzt werden soll. Es gibt daher auch Teams, die auf eine solche direkte Verstellmöglichkeit des Stabilisators verzichten und ihre Fahrer „schonen“ – gibt es doch bereits über 15 Verstellknöpfe im Cockpit (siehe auch Abschn. D.4 Lenkrad, insbesondere Abb. D.22). Ein möglicher weiterer Nachteil kann sich unangenehm bemerkbar machen. In der Zwischenstellung zwischen steif und weich kann das Schwert kippen, d.h. es weicht unter der Last seitlich aus. Dies ist eine instabile Versagensform, wie das Beulen von Schalen oder das Knicken von Druckstäben. Sie tritt also plötzlich ohne merkbare Vorankündigung auf. Der Stabilisator wird in dem Fall während der Kurvenfahrt schlagartig weicher. Besonders unangenehm tritt diese auch „Roll Rock“ genannte Erscheinung zu Tage, wenn beide Hebel in derselben Zwischenstellung stehen und somit gleichzeitig versagen.

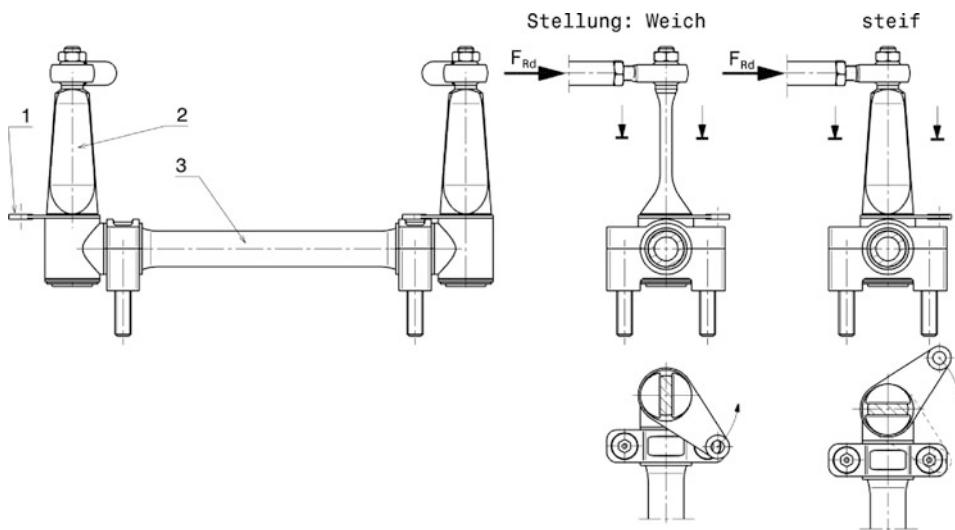


**Abb. H.112** Verstellbarer Stabilisator, Aufbau. 1 Schenkel lever arm, 2 Lagerbock, zweiteilig mount, two-piece, 3 Lagerschale, zweiteilig bearing shell, two-piece, 4 Stabilisatorrücken stabiliser bar, 5 Stelllasche adjusting plate

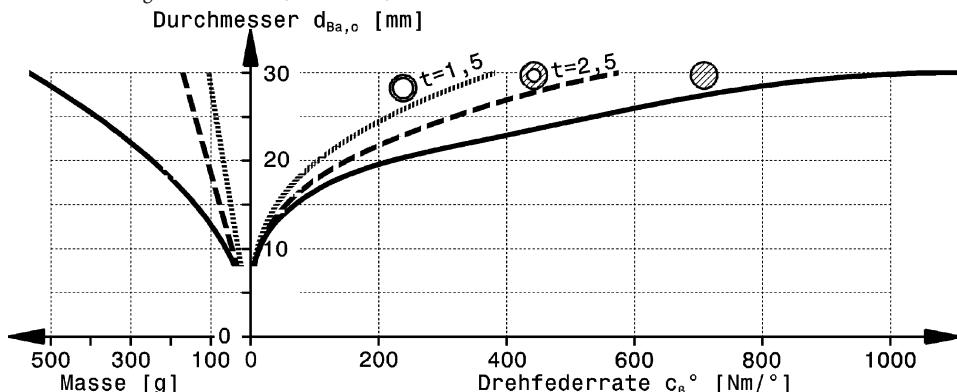
**Werkstoff.** Aus einem Stück gebogene U-förmige Stabilisatoren bestehen aus Vergütungsstahl, z. B. nahtlos gezogenes Rohr aus 25CrMo4 (DIN EN 10083).

In Abb. H.114 werden Rohr- und Stangenmaterial als Stabilisatorrücken, also als reine Drehfeder, gegenübergestellt. Die reine Drehfederrate folgt aus obigen Gleichungen zu  $c_{\beta}^{\circ} = G \cdot I_{p,Ba} / (57,3 l_{Ba})$ . Benötigt man einen Rücken mit 200 Nm/ $^{\circ}$ , so kann man eine Stange mit 19,5 mm Durchmesser verbauen, die eine Masse von 234 g aufweist. Dieselbe Steifigkeit hat ein Rohr mit 24,5 mm Außendurchmesser und 1,5 mm Wandstärke bei nur 85 g Masse. Wählt man ein Rohr mit 2,5 mm Dicke, so muss es 21,8 mm Durchmesser haben und bringt 119 g auf die Waage.

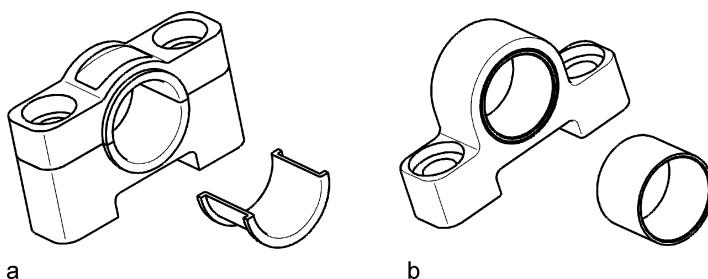
**Lagerung Mount.** Stabilisatoren werden direkt in einem Aluminium-Block gelagert oder eine wartungsfreie Gleitbuchse (Trockengleitlager mit PTFE-Gleitschicht) mit Anlaufbund wird zusätzlich in den Lagerbock eingepresst. Gummilager finden nur bei Serienfahrzeugen Verwendung. Die Lagerung soll möglichst reibungsarm die nötige Drehbewegung ermöglichen. Sind die Lager zu sehr vorgespannt, spricht die Aufbaufederung wegen der Koppelwirkung des Stabilisators beim Befahren von welligen Strecken schlecht an und der Wagen „kopiert“ den Fahrbahnverlauf.



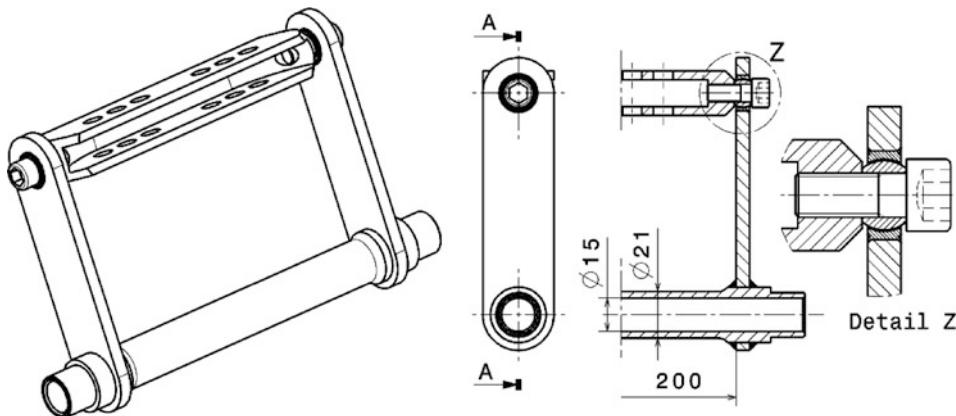
**Abb. H.113** Verstellbarer Stabilisator, Funktion. Die Kraft  $F_{Rd}$  der Strebe biegt den schwertförmigen Hebel. Dieser Hebel kann gegenüber der Kraft verdreht werden. Die beiden Extremstellungen weich (*soft*) und steif (*stiff*) sind in Grund- und Aufriss eingezeichnet. Zwischen den Endlagen ergeben sich Steifigkeiten, die innerhalb der Extremwerte liegen. 1 Stelllasche, 2 Schenkel, 3 Rücken



**Abb. H.114** Vergleich von Drehfedern aus Stahl. Es sind drei verschiedene Ausführungen von Stabilisatorrücken dargestellt mit einer Länge von  $l_{Ba} = 100$  mm, nämlich 2 Rohre mit Wandstärken von 1,5 und 2,5 mm und eine massive Welle

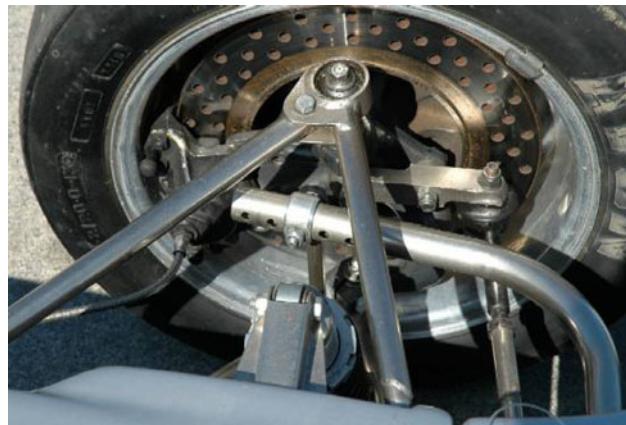


**Abb. H.115** Lagerungen von Stabilisatoren. **a** Zweiteiliger Lagerbock mit Bundlagerschalen, **b** einteiliger Lagerbock mit eingepresstem Trockengleitlager



**Abb. H.116** Stabilisator an der Vorderachse eines Formel-BMW-Fahrzeugs. Der Stabilisator ist außen mit dem Lenkgetriebe gelagert und wird über Schubstangen vom Umlenkhobel über das U-förmige Profil beaufschlagt. Die Elastizität ist praktisch nur auf den Rohrabschnitt beschränkt. Mehrere Bohrungen im U-Profil ermöglichen eine Feinabstimmung bei unverändertem Rohrdurchmesser

**Abb. H.117** U-förmiger Stabilisator an einem älteren Formelwagen (Lola T-328 SV, links vorne). Der Stabilisator wird durch Verschieben der Befestigungsschelle der Koppelstange eingestellt



Die Lagerblöcke sind einteilig, wenn sie an den Stabilisatorenenden angebracht werden können. Befinden sich die Lagerstellen innerhalb der beiden Hebel, müssen die Blöcke natürlich geteilt ausgeführt werden, Abb. H.115.

### 6.3 Beispiele von Stabilisatoren *Examples of Anti Roll Bars*

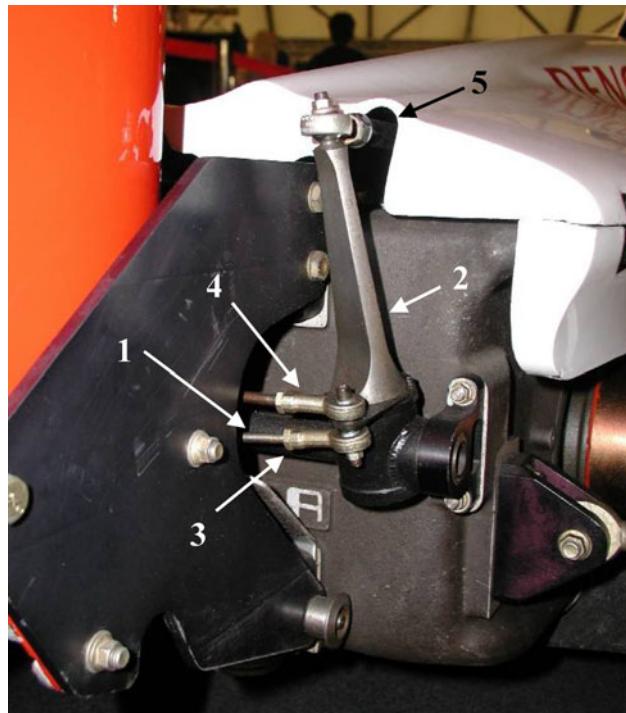
Nachfolgend sollen einige Beispiele ausgeführter Stabilisatoren vor Augen führen wie unterschiedlich das Problem der verstellbaren Radlastverlagerung gelöst werden kann.

Abbildung H.116 zeigt einen schmalen Stabilisator, der auf dem Bug eines Formelwagens sitzt. Eine klassische, U-förmige Ausführung ist auf Abb. H.117 zu sehen. An Fahrzeugen mit ausgeprägten aerodynamischen Abtriebshilfen kommen extrem steife Stabilisatoren wie in Abb. H.118 zum Einsatz.

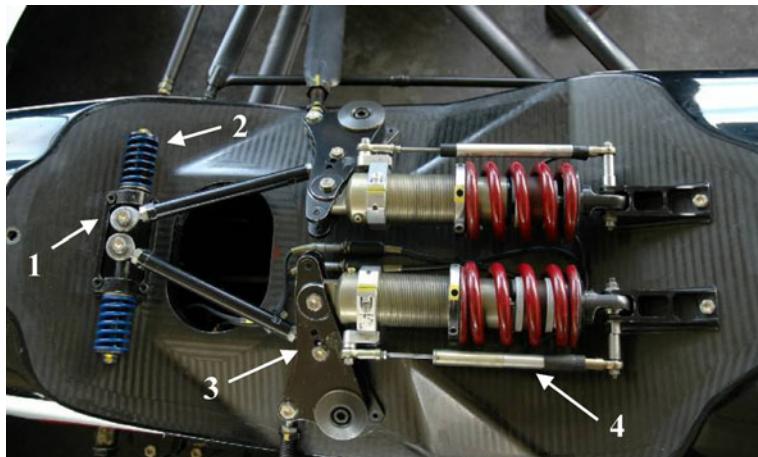
**Abb. H.118** Hinterer Stabilisator an einem Formel-Ford. Bei diesem Stabilisator wirkt praktisch nur die Biegung der beiden Hebel elastisch. Die Torsion des Rückens kommt nicht zum Tragen. Die Verstellung erfolgt durch Ändern der wirksamen Hebellänge, indem eine oder beide Verbindungsmuffen (1) nach oben oder unten geschoben werden. In der gezeigten Anordnung ist der Stabilisator am weichsten



**Abb. H.119** Verstellbarer hinterer Stabilisator eines Indy-Cars (Toyota RV8B). Der gezeigte Abschnitt des Stabilisators ist der Schenkel, der auf Biegung beansprucht wird. Durch Drehen um die Längsachse lässt sich das maßgebende Widerstandsmoment und damit das Verhalten des Stabilisators ändern. 1 Stabilisatorrücken, 2 Stabilisatorhebel rechts, 3 Schubstange zum Verdrehen des Schenkels vom Fahrerplatz aus, 4 Koppelstange zum Stabilisatorshenkel links, 5 Koppelstange zum Umlenkrebel zwischen Schubstrebe und Federbein



Der Stabilisator auf Abb. H.119 kann vom Fahrerplatz aus verstellt werden. Einen rein auf Biegung beanspruchten Stabilisator präsentiert Abb. H.120.

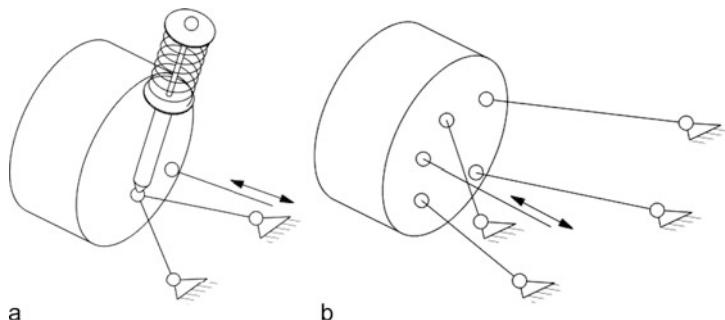


**Abb. H.120** Wankstabilisator vorne (Formula 3000 Zytec), Fahrtrichtung nach links. Der Stabilisator (1) ist auf extreme Rollsteifigkeit ausgerichtet und funktioniert ähnlich jenem von Abb. H.110. Die Verstellung erfolgt über unterschiedliche Federn (2) und verschiedene Anlenkpunkte (3) der Umlenkhebel. An den Federbeinen sind Wegaufnehmer (4) zur Erfassung des Federwegs angebracht

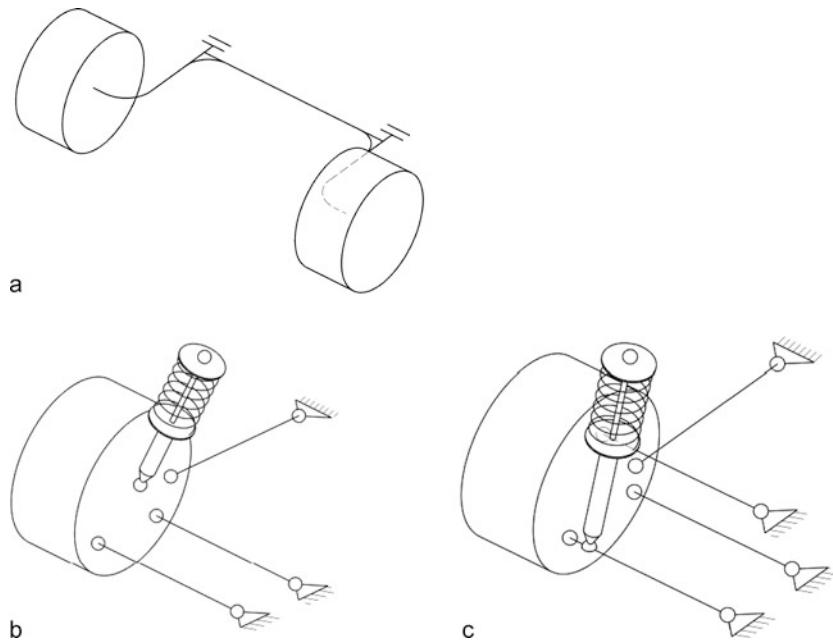
## 7 Bauformen von Achsen *Types of Suspensions*

Je nach Anforderung bzw. Reglement haben sich verschiedene Bauarten etabliert. Bei Pkw ist neben Komfort wichtig, dass der (im Allgemeinen vorne untergebrachte) Motor Platz findet und die Vorderräder genügend Einschlag aufweisen. Die Hinterachse soll für große Kofferräume und einfache Kraftstofftankformen möglichst flach sein. Die Abb. H.121 und H.122 zeigen Bauformen, die diese Forderungen erfüllen und deshalb weit verbreitet sind.

Diese Bauformen unterscheiden sich neben ihren technischen Eigenschaften auch nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten. Deshalb gibt es Bauarten, die nur bei anspruchsvoller Fahrzeugen zum Einsatz kommen. Tabelle H.15 bietet eine Übersicht über Kombinationen von Achsen, wie sie derzeit am Markt zu finden sind.



**Abb. H.121** Pkw-Vorderachsen *car front axles*. **a** McPherson-Achse *McPherson axle*, **b** Mehrlenkerachse, weist max. 4 Lenker auf *multilink suspension*



**Abb. H.122** Pkw-Hinterachsen *car rear axle*. **a** Verbundlenkerachse *twist beam axle*, **b** McPherson-Achse *McPherson axle*, **c** Mehrlenkerachse, weist max. 5 Lenker auf *multilink suspension*

**Tab. H.15** Gesamtfahrwerke von Pkw, nach [3]

Klasse	Antrieb	Vorderachse	Hinterachse	Bemerkung
Kompaktklasse	Front	McPherson	Verbundlenker	
	Allrad	McPherson	Mehrlenker	
			McPherson	
Mittelklasse	Front	McPherson	Verbundlenker	
		Mehrlenker		schwimmender Hilfsrahmen vorne
	Allrad	McPherson	Mehrlenker	
		Mehrlenker	McPherson	schwimmender Hilfsrahmen vorne
obere Mittelklasse	Heck	McPherson	Mehrlenker	
			McPherson	schwimmender Hilfsrahmen hinten
	Front	McPherson	Mehrlenker	schwimmender Hilfsrahmen hinten
		Mehrlenker		schwimmender Hilfsrahmen vorne
Oberklasse	Heck	McPherson	Mehrlenker	
	Front	Mehrlenker	Mehrlenker	schwimmender Hilfsrahmen vorne
			Mehrlenker	schwimmender Hilfsrahmen hinten

Bei Rennfahrzeugen hat sich die Doppelquerlenkerachse für vorne und für hinten durchgesetzt. Sie weist die größten Freiheiten bei der Auslegung für den Konstrukteur, aber auch nachträglich beim Setup für den Renningenieur auf. Die bewegten Massen lassen sich auch bei großen Spurweiten gering halten. Außerdem ist diese Bauform für angetriebene wie nicht angetriebene Achsen einsetzbar.

## 7.1 Doppelquerlenkerachse **Double Wishbone Suspension**



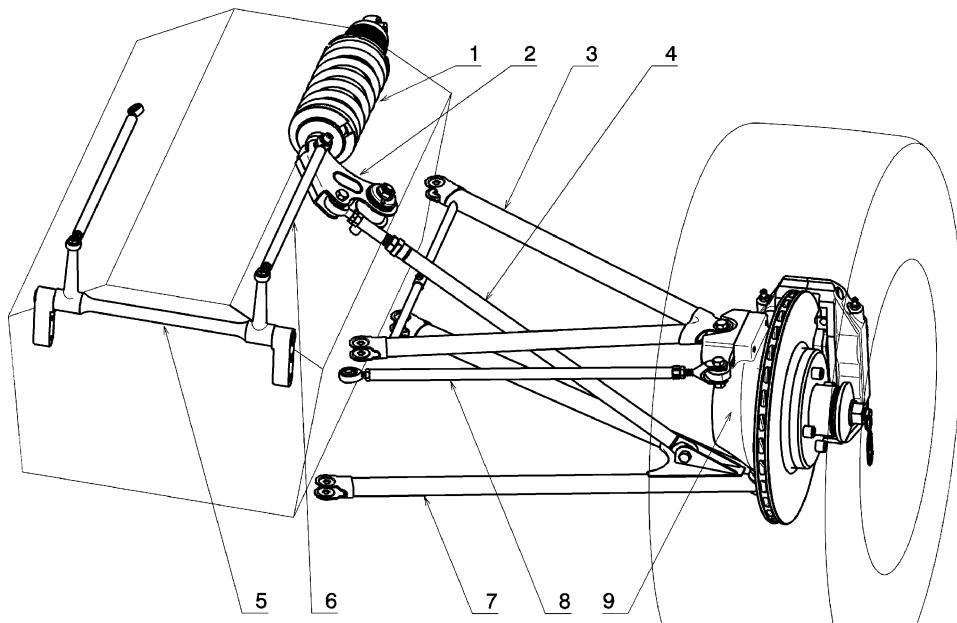
Die Doppelquerlenkeraufhängung ist vor allem bei Formelfahrzeugen und Produktionssportwagen die dominierende Bauart, man findet sie aber auch bei allen anderen Rennfahrzeugen wie Tourenwagen oder Raid-Fahrzeugen. Sie gestattet große Variabilität im Verlauf der wichtigsten die Radstellung definierenden geometrischen Größen und kommt dem Ideal nahe, entfernt stehende Räder (der Gummireifen vermag nur relativ kleine Kräfte zu erzeugen) mit einem kompakten Rumpf möglichst masselos zu verbinden. Dabei können angetriebene und nicht angetriebene Achsen dargestellt werden und die Bremse kann radseitig oder fahrzeigrumpfseitig angebracht werden. Ihr bauartbedingter Nachteil, nämlich viel Platz zu beanspruchen, kommt bei Rennfahrzeugen nicht zum Tragen. Bei Serienfahrzeugen, wo Passagiere und Kofferraum untergebracht werden müssen, sieht die Beurteilung anders aus.

Im prinzipiellen Aufbau unterscheidet nur die Lenkung (d. h. Spurstange seitlich beweglich) die Vorder- von der Hinterachse, Abb. H.123. Das Bild zeigt die derzeit übliche Aufhängung eines Rads, die grundsätzlich links oder rechts sowie vorne oder hinten verbaut werden kann. Der Radträger (9) wird über zwei Querlenker (3) und (7) und eine Spurstange (8) mit dem Wagenkasten verbunden. Die Spurstange kann an ein Lenkgetriebe angeschlossen werden und somit kann die Achse gelenkt werden. Soll die Achse angetrieben werden, muss noch eine Gelenkwelle vom Achsgetriebe zur Radnabe geführt werden. Die Vertikalkräfte vom Reifen kommen über den Druckstab (4) über den Umlenkhebel (2) über die Feder (1) in den Rahmen eingeleitet. Ein Stabilisator (5) verbindet beide Räder einer Achse elastisch über deren Umlenkhebel.

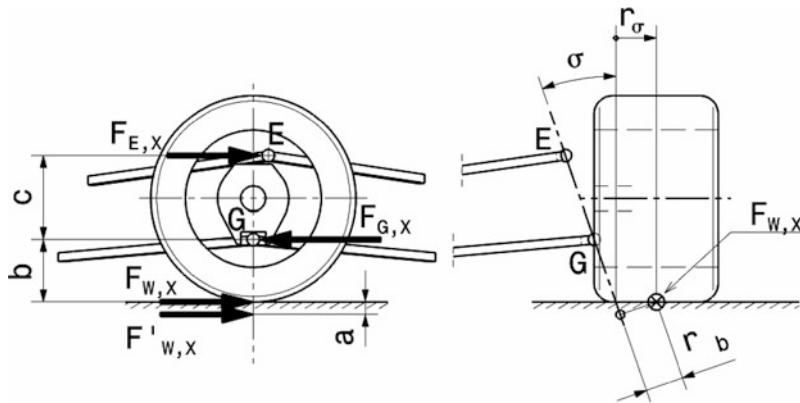
Ausgehend von der prinzipiellen Bauform mit zwei Dreiecksquerlenkern der Abb. H.123 gibt es zahlreiche Variation um die Radlast weiterzuleiten und um den Stabilisator einzubinden.

Der Wirkabstand  $c$  der beiden Lenker (Abb. H.124) sollte so groß wie möglich sein, um kleine Kräfte in Aufbau- und Lenkerlagerungen zu bekommen. Dadurch bleiben auch resultierende Verformungen in den Bauteilen klein und Spiele in den Gelenken wirken sich für das Rad weniger stark aus. Von diesem Ideal wird bei manchen Fahrzeugen stark abgewichen um die Luftströmung nicht negativ zu beeinflussen. Die Wirkung der Aerodynamik ist bei ihnen also vorrangig gegenüber diesen Festigkeitsüberlegungen.

Einige prinzipielle Betrachtungen zeigen, dass der untere Querlenker stärker belastet ist. Eine Umfangskraft  $F_{W,x}$ , z. B. eine Bremskraft, muss von den beiden Gelenken  $E$  und  $G$  am Radträger ins Gleichgewicht gesetzt werden, Abb. H.124. Diese Bremskraft greift mit dem Hebelarm  $r_b$  an der Lenkachse  $EG$  an. Damit die Größen der Gelenkskräfte  $F_{E,x}$  und  $F_{G,x}$  bestimmt werden können, muss  $F_{W,x}$  senkrecht auf die Lenkachse verschoben werden (gilt für den gängigen Fall der im Rad liegen-



**Abb. H.123** Teile einer Doppelquerlenkerachse. Dargestellt ist die Aufhängung eines Rads. 1 Feder/Dämpferbein coil-over spring damper unit, 2 Umlenkhebel rocker, 3 oberer Querlenker upper wishbone, 4 Druckstab push rod, 5 Stabilisator anti roll bar, 6 Verbindungsstange linkage, 7 unterer Querlenker lower wishbone, 8 Spurstange tie rod, 9 Radträger upright

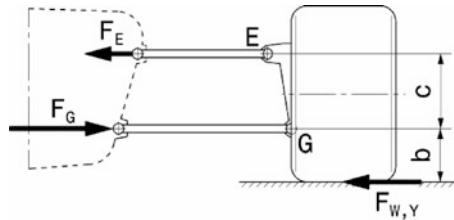


**Abb. H.124** Kräfte in den Gelenkspunkten bei Umfangskräften. Wirkung einer Brems-Umfangskraft  $F_{W,x}$  auf die Kräfte in den Gelenken E und G am Radträger. Der Lenkradius  $r_\sigma$  ist positiv

den Bremse). Dadurch kommt diese als  $F'_{W,x}$  unter der Fahrbahn zu liegen. In der Seitenansicht ergibt sich der Verschiebeweg  $a$  zu:

$$a = r_b \cdot \sin \sigma = +r_\sigma \cdot \cos \sigma \cdot \sin \sigma$$

Ist der Lenkradius  $r_\sigma$  negativ, liegt  $F'_{W,x}$  über der Fahrbahn.



**Abb. H.125** Kräfte in den Gelenkspunkten bei Seitenkräften. Es wird nur der Einfluss der Seitenkräfte betrachtet. Eine Kurvenseitenkraft  $F_{W,Y}$  ruft in den Querlenkern Reaktionskräfte  $F_E$  und  $F_G$  hervor, welche die Wankneigung des Wagenkastens nachteilig unterstützen. Die Kraft im unteren Querlenker ist am größten

Aus der Seitenansicht folgen die Kräfte zu:

$$\begin{aligned}F_{W,X} &= F_{G,X} - F_{E,X} \\F_{G,X} &= F'_{W,X} \cdot \frac{a+b+c}{c} \\F_{E,X} &= F'_{W,X} \cdot \frac{a+b}{c}\end{aligned}$$

Für kleine Reaktionskräfte in den Gelenken  $E$  und  $G$  sollen demnach  $(a+b)$  klein und  $c$  möglichst groß sein.

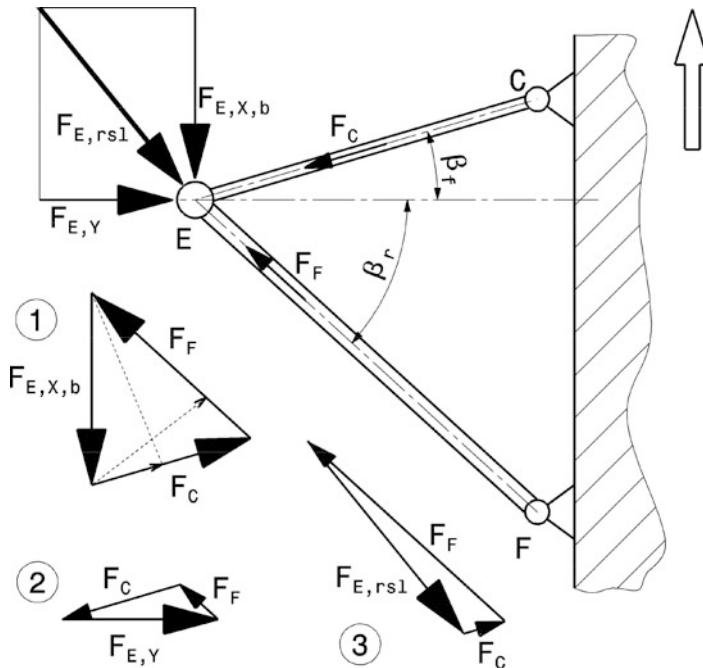
Ein negativer Lenkradius hat diesbezüglich also Vorteile, weil die Länge  $a$  hier negativ ist.

Eine prinzipielle Betrachtung des Seitenkrafeinflusses zeigt, dass auch hier der untere Querlenker die größeren Kräfte überträgt und der Wirkabstand  $c$  groß sein soll, Abb. H.125. Der Fahrbahnabstand  $b$  des unteren Gelenks  $G$  wiederum soll möglichst klein sein. Für den Fall horizontal liegender Lenker gilt:

$$\begin{aligned}F_{W,Y} &= F_G - F_E \\F_G &= F_{W,Y} \cdot \frac{b+c}{c} \\F_E &= F_{W,Y} \cdot \frac{b}{c}\end{aligned}$$

Die Lenkerlängen sollten ebenfalls groß gehalten werden. Dadurch bleiben beim Ein- und Ausfedern die Winkelaußschläge klein und somit die Änderungen in der Radstellungsgeometrie ebenso. Ein Nachteil, der hierbei nicht vergessen werden darf, ist die größere Knickempfindlichkeit bei längeren, schlanken Querlenkern.

Ein Dreieckslenker kann vereinfacht als zwei Stäbe betrachtet werden, die nur Zug/Druckkräfte übertragen, was im Sinne des Leichtbaus ja ideal ist. Tatsächlich sind die Verhältnisse im Allgemeinen komplexer, weil die Lenkerarme zumindest radträgerseitig starr miteinander verbunden sind und diese Stelle somit auch Momente übertragen kann. Nun müssen die Querlenker unterschiedlich große Längs- und Querkräfte aufnehmen können. Für die Auslegung bedeutend sind zunächst die größten und häufigsten Kräfte. An einer nicht angetriebenen Vorderachse treten vornehmlich große Längskräfte entgegen der Fahrtrichtung beim Bremsen auf und beim Kurvenfahren hohe Querkräfte am kurvenäußersten Rad, also zum Wagen gerichtet. An einer angetriebenen Hinterachse sind die Antriebskräfte und die Querkräfte zum Rumpf hin bedeutend. Damit sämtliche vom Reifen stammende Kräfte von den beiden Armen einer Querlenkerebene aufgenommen werden können, wird also ein



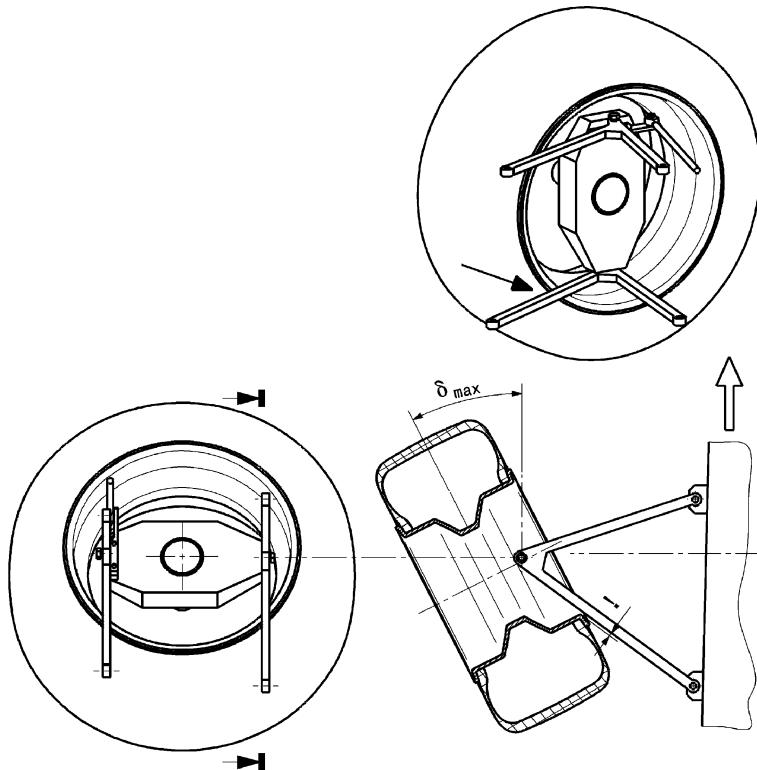
**Abb. H.126** Querlenkerauslegung nach Kräften. Es wird eine Querlenkeralebene auf der linken Fahrzeugseite betrachtet. Es handelt sich um eine Vorderachse, die Bremskräfte dominieren also bei den Längskräften. Bei der Betrachtung der Kräfte in den Lenkerarmen werden 3 Fälle einzeln betrachtet. **Fall 1:** Auf das Gelenk E wirkt nur der Anteil  $F_{E,X,b}$  der Bremskraft. Der Arm  $EF$  nimmt eine größere Kraft  $F_F$  auf als der Arm  $EC$  ( $F_C$ ), dessen Winkel  $\beta_f$  kleiner ist. Beim Arm  $EF$  tritt auch eine Druckkraft auf, beim Arm  $EC$  eine Zugkraft. Aus dem Kräfteeck erkennt man: Soll die Kraft  $F_F$  kleiner werden, muss entweder der Winkel  $\beta_f$  größer werden (strichliert eingetragen), oder der Winkel  $\beta_r$  wird größer gewählt. Bei diesen Maßnahmen würde auch  $F_C$  kleiner werden, d. h. die Änderungen wären aus dieser Sicht günstig. **Fall 2:** Auf das Gelenk E wirkt nur die Seitenkraft  $F_{E,Y}$  allein. **Fall 3:** Auf das Gelenk E wirken Brems- und Seitenkräfte als Resultierende  $F_{E,rs1}$ . In dem Beispiel wird den dabei die Maximalkräfte in Längs- und Querrichtung gleichzeitig wirkend betrachtet, was in Wirklichkeit wegen der Reifencharakteristik nicht möglich ist, d. h. tatsächlich sind die kombinierten Kräfte kleiner.

Kompromiss notwendig sein, bei dem der Winkel der Lenker zu den Kräften und Parameter, wie resultierende Kraft, Länge des Lenkers (Masse, Knickung, Kinematik) und Bauraum einfließen müssen, Abb. H.126.

An der gelenkten Vorderachse kommt noch eine beschränkende Überlegung hinzu, nämlich der maximale Einschlag der Räder, Abb. H.127.

**Variationsmöglichkeiten Options of Variations.** Ausgehend von der Grundanordnung paralleler, gleichlanger Lenker lassen sich drei grundlegende Variationen mit unterschiedlichem Fahrverhalten ableiten, Abb. H.128.

Die Änderungen einiger für das Fahrverhalten wichtiger Größen beim gleichseitigen Federn und beim Rollen des Wagenkastens zeigt Abb. H.129 für die drei grundsätzlichen Varianten von Doppelquerlenkeranordnungen.

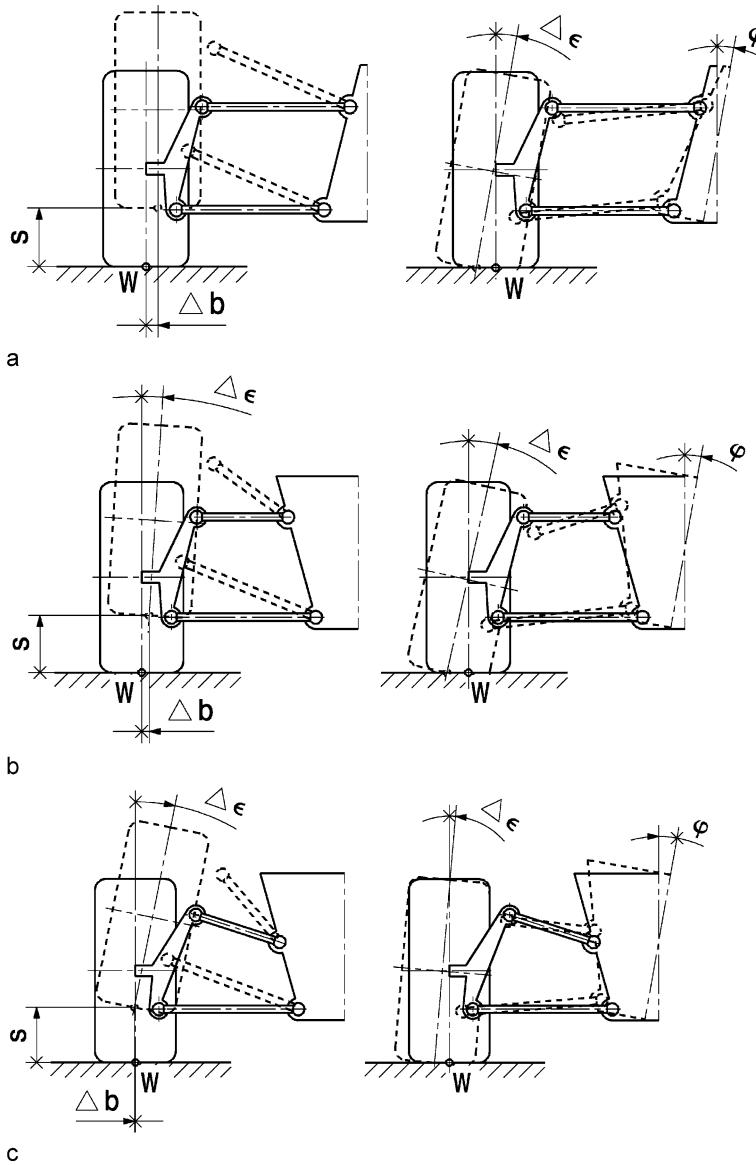


**Abb. H.127** Querlenkerauslegung nach größtem Lenkeinschlag. Bei dem Querlenker mit der größeren Pfeilung, das wird meist der untere sein, darf es beim maximalen Einschlagwinkel  $\delta_{\max}$  der Vorderräder zu keiner Berührung der Felge oder des Reifens mit einem Querlenkerarm kommen. Im Gegenteil: Es muss sogar etwas Platz vorhanden sein, damit es auch durch die Wirkung von Elastizitäten in der Lenkung und dynamisches Reifenwachstum nicht zum Berühren kommen kann. Dadurch wird entweder der maximale Lenkwinkel eingeschränkt oder, falls dieser vorgegeben ist, müssen die Querlenker entsprechend gestaltet werden. Eine weitere Möglichkeit bietet das Verschieben der Radträger-Anlenkung zur Radmitte hin, wodurch der betreffende Felgenbereich weiter wird

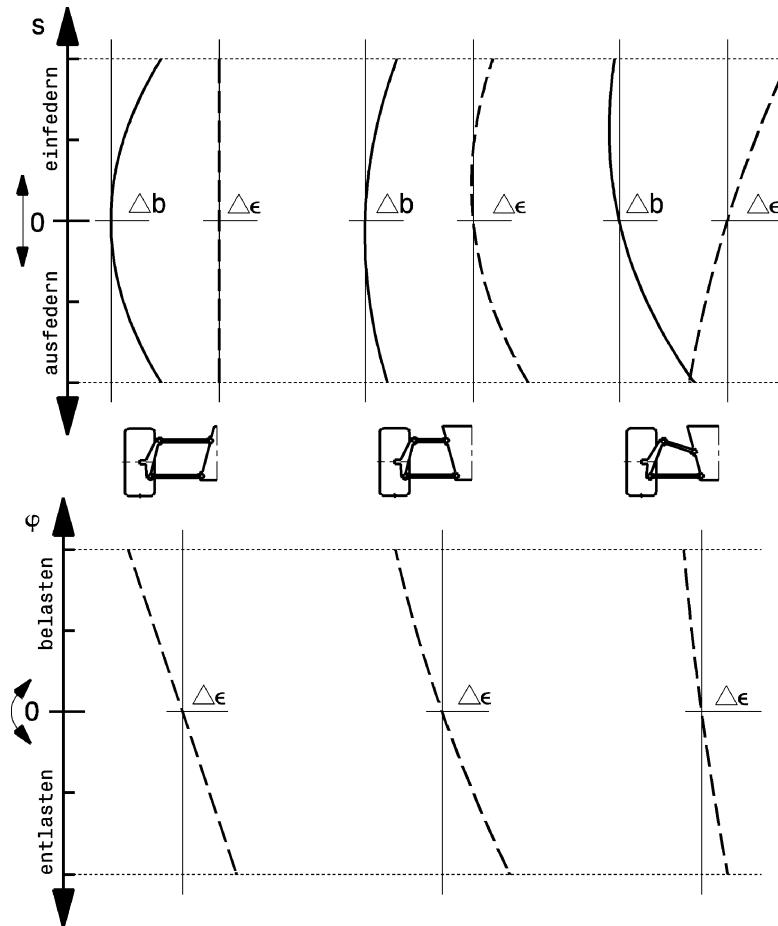
**Parallele, gleichlange Lenker Parallel Links with Equal Length.** Lenker und Radträger bilden ein Parallelogramm. Der Querpunkt liegt im Unendlichen und das Rollzentrum exakt auf der Fahrbahn. Folglich ändert sich der Sturzwinkel überhaupt nicht, die Spurweite variiert jedoch stark. Weil die Lenker in Konstruktionslage horizontal liegen, wird die Spurweite beim Ein- und Ausfedern kleiner. Größere Lenkerlängen reduzieren die Spurweitenänderung, können aber wegen praktischer Einschränkungen (Spurweite und Fahrzeugbreite beschränkt) diesen systembedingten Nachteil nur mindern.

Beim Rollen des Aufbaus folgen die Räder mit demselben Winkel. Das belastete (kurvenäußere) Rad kann (je nach Sturzwinkel in Konstruktionslage) dadurch in ungünstigen positiven Sturz übergehen.

**Parallele, ungleichlange Lenker Parallel, Unequal Links.** Wird der obere Lenker kürzer ausgeführt als der untere, ändert sich das kinematische Verhalten gegenüber obiger Ausgangsanordnung stark.



**Abb. H.128** Prinzipielle Gestaltungsmöglichkeiten von Doppelquerlenkerachsen. Der untere Lenker ist bei allen Varianten zu Vergleichszwecken in Konstruktionslage parallel zur Fahrbahn. Die Achsen sind in Konstruktionslage (Volllinien) sowie eingefedert und gerollt (strichliert) dargestellt. In Konstruktionslage haben alle Räder zu Vergleichszwecken Sturzwinkel  $0^\circ$ .  $s$  Radhub,  $\phi$  Wankwinkel des Rahmens,  $W$  Radaufstandspunkt,  $\Delta b$  Änderung der Spurweite,  $\Delta \epsilon$  Änderung des Sturzwinkels. **a** Parallele, gleichlange Lenker, **b** parallele, ungleichlange Lenker, **c** nicht parallele, ungleichlange Lenker

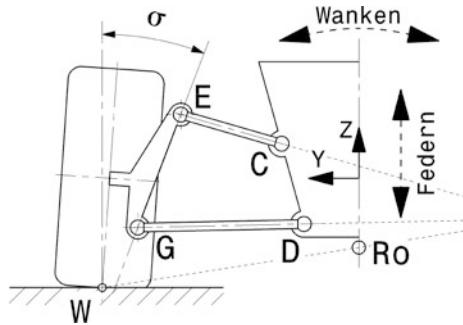


**Abb. H.129** Kinematik von drei Doppelquerlenkeranordnungen nach Abb. H.128. Bezeichnungen der Größen und ihrer positiven Richtung siehe Abb. H.128. Wert 0 entspricht der Konstruktionslage. Eingetragene Größen  $\Delta\epsilon$  und  $\Delta b$  stehen auf der positiven Seite der Abszisse. Beachte:  $\Delta\epsilon$  ist die Änderung des Winkels im Sinne des Maßpfeils, nicht der absolute Wert. Ein negativer Wert bedeutet also, dass sich der Sturzwinkel entgegen der Maßpfeilrichtung ändert. *Oben:* Änderung von Spurweite und Sturzwinkel hervorgerufen durch gleichseitiges Federn. *Unten:* Änderung des Sturzwinkels beim Rollen des Wagenkastens

Der Sturzwinkel ändert sich in günstiger Weise beim Ein- und Ausfedern in Richtung negativer Winkel. Durch diese Änderung der Winkelstellung des Rads wird auch die Spurweitenänderung günstig beeinflusst. Diese wird stark reduziert und kann bei geschickter Wahl der Lenkerlängen sowie Gelebensanordnungen brauchbar klein gehalten werden. Wird der obere Lenker zu kurz gewählt, kommt er beim Einfedern in gestreckte Lage, was unbedingt zu vermeiden ist. Das muss besonders berücksichtigt werden, wenn große Federwege angestrebt werden, z. B. für Geländeinsatz.

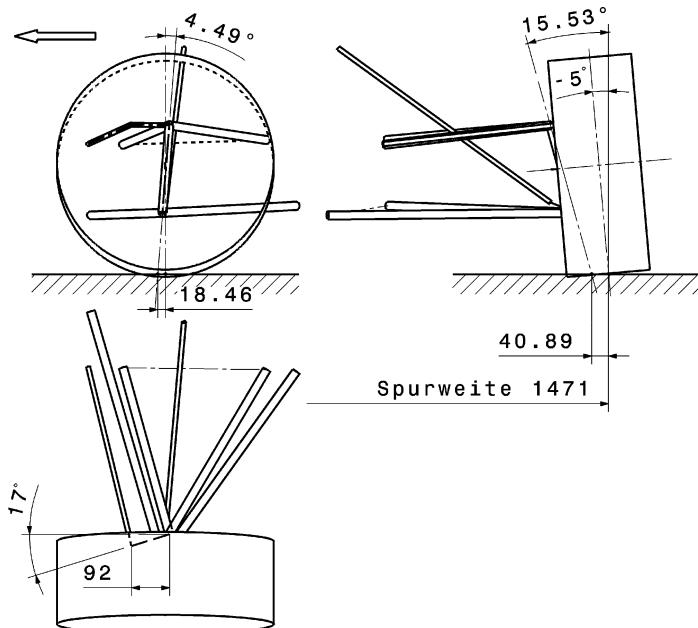
Beim Rollen des Rahmens bewegt sich das belastete Rad in Richtung negativen Sturz, das entlastete Rad allerdings nachteiligerweise zu positiven Sturzwerten hin.

**Abb. H.130** Bezeichnung der Gelenkspunkte einer Doppelquerlenkerachse mit ungleichlangen, nicht parallelen Lenkkern für Tab. H.16



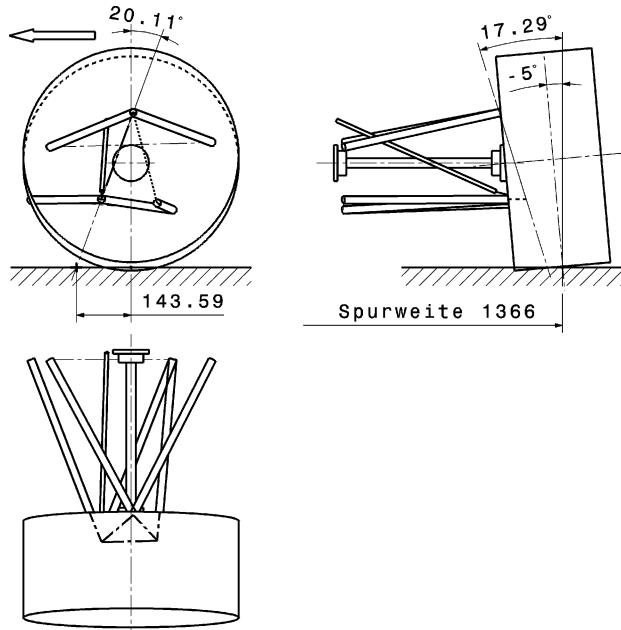
**Nicht parallele, ungleichlange Lenker Non Parallel, Unequal Links.** Werden die Lenkerlängen und ihre Lage beliebig gewählt, können die Querpole in Konstruktionslage beliebig platziert werden und damit das kinematische Verhalten ausgewählter Größen gleichsam beliebig gestaltet werden. So lässt sich die Sturzänderung beim Rollen gegenüber der Anordnung mit parallelen Lenkern reduzieren. Die Spurweitenänderung beim Einfedern kann ebenfalls klein gehalten werden. Bei der gezeigten Ausführung, ändert sich allerdings die Spurweite beim Ausfedern stark.

Um die Sturzänderung beim Wanken gering zu halten bzw. in Richtung negativer Werte beim kurvenäußersten Rad zu lenken, werden ungleichlange und nicht parallele Querlenker eingesetzt. Durch



**Abb. H.131** Fahrwerkauslegung Vorderachse (Formel Renault 2000). Dargestellt ist das linke Vorderrad. Diese Achse wird nicht angetrieben. Die Radlast leitet ein Druckstab an die Monofeder weiter

**Abb. H.132** Fahrwerkauslegung Hinterachse (Formel Renault 2000). Dargestellt ist das linke Hinterrad. Die Achse wird über zwei Seitenwellen angetrieben. Die Dämpfer/Federbeine werden über den Druckstab durch einen Umlenkhebel betätigt. Der Radträger ist oben nur mittels eines Kugelgelenks mit dem Querlenker verbunden. Unten weist der Radträger zwei Verbindungsstellen auf. Ein Querlenker und eine in Fahrtrichtung hinten liegende Spurstange nehmen Horizontalkräfte auf. Der Grund für diese Anordnung sind die größeren Kräfte an den untenliegenden Lenkern. Der Druckstab ist so am unteren Querlenker angebracht, dass die Antriebswelle genügend Platz hat



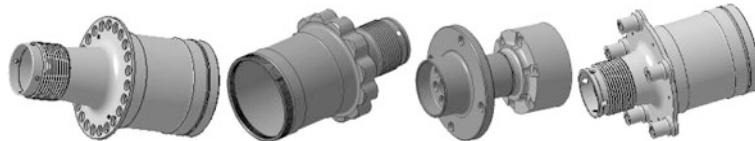
entsprechende Neigung der wagenseitigen Querlenkerdrehachse (in der Seitenansicht) kann zusätzlich ein Brems- bzw. Beschleunigungsnickausgleich geschaffen werden.

Die kinematischen Auswirkungen geometrischer Änderungen einer typischen Aufhängung nach Abb. H.130 beschreibt Tab. H.16. Im Einzelfall müssen die Auswirkungen von Änderungen zwar selbstverständlich genauer untersucht werden, die tendenziellen Auswirkungen können aber als grobe Richtlinie für eine Optimierung herangezogen werden. Absenken des Gelenkpunkts C führt so z. B. unter anderem zu einer großen Zunahme der Rollzentrumshöhe, einer sehr großen Zunahme der Sturzwinkeländerung beim Federn und einer großen Verringerung der Sturzwinkelschwankung beim Wanken.

Die Abb. H.131 und H.132 zeigen beispielhaft die Auslegung einer Vorder- und einer Hinterachse desselben Fahrzeugs.

## 7.2 Bauteile von Doppelquerlenkerachsen Parts of Double Wishbone Axles

**Nabe Hub.**



Die Radnabe nimmt das Rad auf, d. h. sie zentriert das Rad und stellt eine Drehmomentverbindung zwischen der Bremsscheibe und im Fall einer angetriebenen Achse zwischen der Antriebswelle und

Tab. H.16 Tendenzielle Änderungen kinematischer Größen bei Variation der Achsgeometrie, [28]

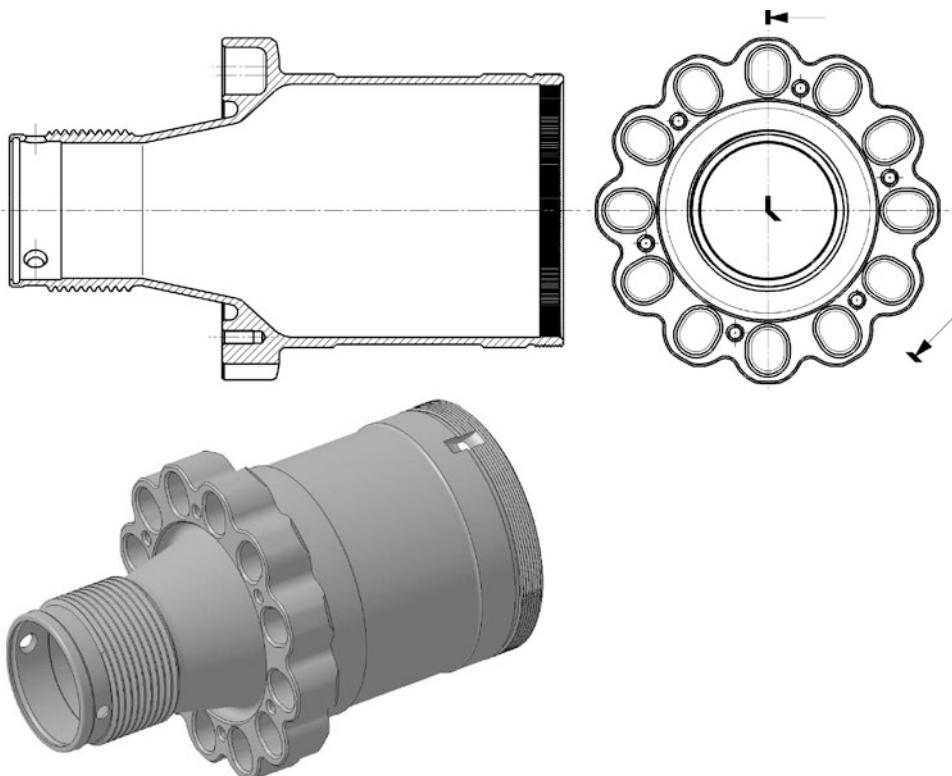
	Änderung des Rollzentrums				Änderung des Sturzwinkels			
	beim (gleichseitigen) Federn		beim Wanken		beim Federn		beim Wanken	
	Hohe, statisch	Absinken beim Einfedern	Arbeiten beim Ausfedern	seitliche Bewegung	Vertikalbewegung	beim Ausfedern	nach links	nach rechts
Änderungen des Ausgangsentwurfs durch Verschieben der Gelenkpunkte in 25-mm-Schritten in Y- oder Z-Richtung								
Änderung der Neigung des oberen Lenkers EC	C nach unten	>>	>	≤	<<	>>	>>>	<<
	C nach oben	<<	<	>	>>>	<<<	<<<	>>
Änderung der Länge des oberen Lenkers EC (E bleibt unverändert)	C nach rechts	=	≥	>	≥	≤	≤	=
	C nach links	=	≤	<	≤	≥	≥	=
Änderung des Spreizwinkels (G und C bleiben unverändert)	Lenker EC länger	=	≥	≥	≤	≤	≤	=
	Lenker EC kürzer	=	≤	<	≥	≥	≥	=
Änderung der Neigung des unteren Lenkers GD	D nach unten	<<<	<<<	<<	<<<	>>>	<<<	>>
	D nach oben	>>>	>>>	>	>>>	<<<	>>>	<<
Änderung der Länge des unteren Lenkers GD (G bleibt unverändert)	D nach rechts	≤	<<	<	>	=	=	=
	D nach links	≥	>>	>>>	>	=	=	=
Änderung des Spreizwinkels (E und D bleiben unverändert)	Lenker GD länger	≤	=	<<	≤	>	≤	=
	Lenker GD kürzer	≥	=	>>	≤	≤	≤	=

Tab. H.16 Fortsetzung

	Änderung des Rollzentrums				Änderung des Sturzwinkels beim Wanken
	beim (gleichseitigen) Federn	beim Wanken	vertikal bewegung	beim Ausfedern	
Änderungen des Ausgangsentwurfs durch Verschieben der Gelenkpunkte in 25-mm-Schritten in Y- oder Z-Richtung	Höhe, statisch Absinken beim Einfedern	Anheben beim Ausfedern	seitliche Bewegung	beim Einfedern	beim Wanken nach links rechts
Gleichzeitiges Ändern der Lenkerneigungen	C + D nach oben	<<<	<	<<	>
	C + D nach unten	>>>	>	>>	<

Legende:

- < Verringerung der Rollzentrums Höhe, der seitlichen Bewegung oder der Sturzänderung  
 > Vergrößerung der Rollzentrums Höhe, der seitlichen Bewegung oder der Sturzänderung  
 Ausmaß der Änderung: = keine /  $\leq$ ,  $\geq$  sehr klein /  $<$ ,  $>$  groß /  $<<$ ,  $>>$  sehr groß



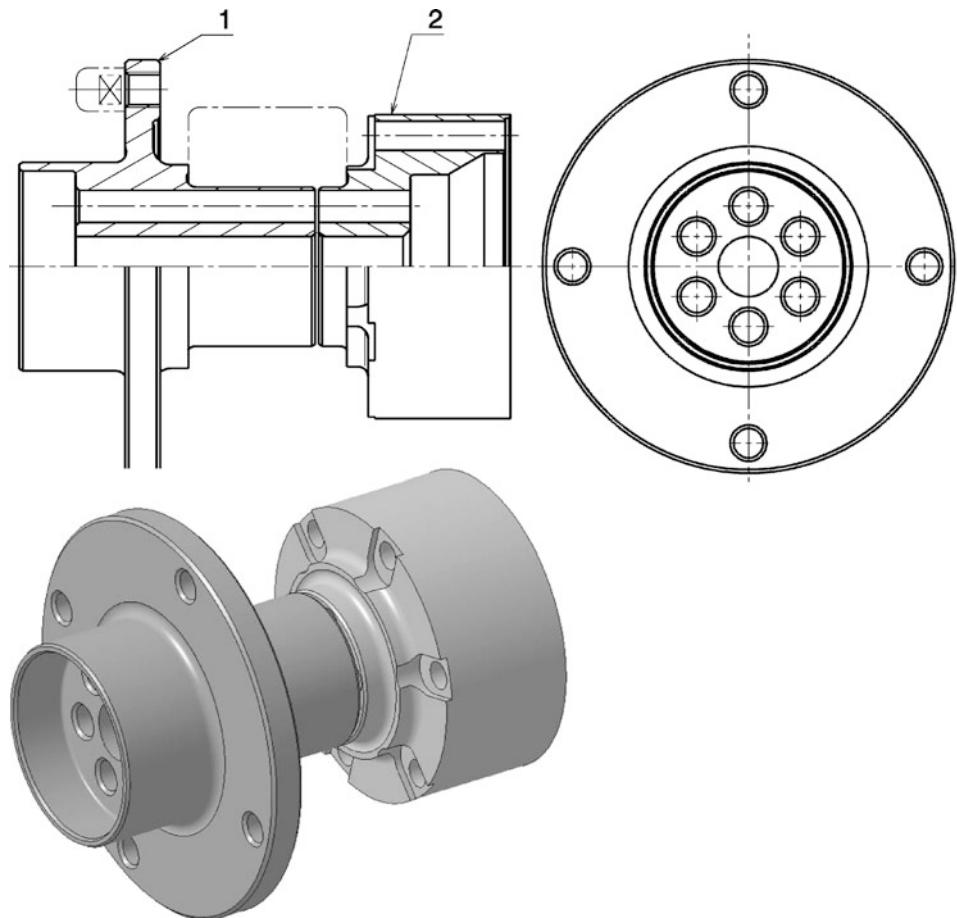
**Abb. H.133** Radnabe eines Formelwagens. Die Radnabe besteht aus Stahl mit einer Mindestwandstärke von 2 mm. Das Rad wird über einen Zentralverschluss gehalten. Einen Teil der Drehmomentverbindung stellen Zapfen her, die in das Rad eingepresst sind. Die entsprechenden Bohrungen der Nabe sind hochoval, damit die Lage des Rads durch vier oder mehr Zapfen nicht überbestimmt wird. Damit beim Radwechsel die Bremsscheibe, die ebenfalls von den Zapfen mitgenommen wird, nicht abfällt, ist sie mit einigen kleinen Schrauben an den Flansch geschraubt. Die hohle Nabe nimmt innen die automatische Sicherungseinheit für die Zentralmutter auf

dem Rad her. Außerdem muss sie auch die Biegung, hervorgerufen durch die Seitenführungskräfte der Reifen, aufnehmen und an die Radlager weiterleiten. Die Nabe ist über die Radlagerung drehbar mit dem Radträger verbunden. Die Innenringe der Radlager sitzen also direkt auf der Nabe. Nabe und Radträger bilden so mit Lagern, Distanzhülsen und Dichtungen praktisch eine Einheit. Hier sollen diese Teile jedoch aus Gründen der Übersicht getrennt betrachtet werden.

Damit die Nabe biegesteif und trotzdem leicht ist, wird sie mit einem möglichst großen Durchmesser und hohl ausgeführt, Abb. H.133. Der Durchmesser der Nabe wird begrenzt durch die Lagerreibung, die ja mit dem Durchmesser der Radlager ansteigt, und durch den Bauraum, den die Felge für Bremsscheibe und -zange übrig lässt.

Eine Zentralverschraubung ermöglicht rasche Radwechsel. Die Gewindesteigungen sollen relativ grob sein, damit das Aufsetzen der Zentralmutter in der gebotenen Eile einfach möglich ist. Die Radbefestigung wird in Abschn. G.4 Radbefestigung genauer beschrieben.

Zur Aufnahme von Kompaktlagern können Nabens auch mehrteilig ausgeführt werden, Abb. H.134.

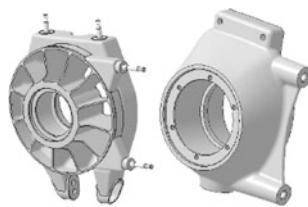


**Abb. H.134** Radnabe für Kompaktlager (Formel Renault Hinterachse). Die Radnabe ist zweiteilig und wird an der angetriebenen Hinterachse eingebaut. 1 Radflansch *hub flange*, 2 Flansch für Gelenkwellenanschluss *flange for axle shaft*. Die Momentenverbindung zum Rad stellen zum Teil Zapfen sicher, die in den Radflansch (1) eingeschraubt werden (strichliert dargestellt). Die Zentrierung des Rads übernimmt der Innenbund des Radflansches. Der Innenring des Kompaktlagers (strichliert) wird zwischen den beiden Teilen der Nabe eingespannt. Die Antriebswelle wird direkt mit dem Flansch (2) verschraubt

Radnaben angetriebener Räder können zur Gewichtserleichterung direkt die Gegenbahn für Tri-podengelenke aufnehmen, siehe Abschn. [M.5.3 Wellengelenke](#).

**Werkstoffe.** Einsatzstähle, Vergütungsstähle. 41SiNiCrMoV7 6 (DIN) wärmebehandelt.

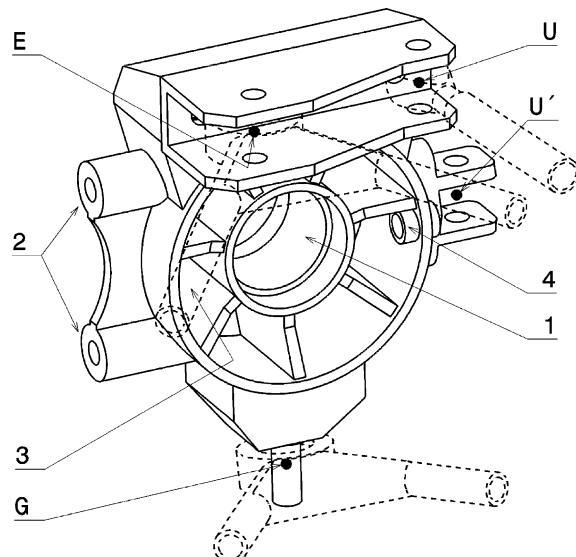
### Radträger Upright.



Der Radträger nimmt die Radlagerung und sämtliche radseitigen Anlenkpunkte der Aufhängung auf. Obwohl getrennte Bauteile, bildet er mit der Nabe eine enge Funktionseinheit. Bei außenliegender Bremse trägt er auch den Bremssattel. In dem Fall muss die Radlageraufnahme so gestaltet sein, dass die Belüftung der Bremsscheibe und der Radlager möglich ist. Weiters können Sensoren auf ihm angebracht sein, wie etwa Raddrehzahlsensoren, Temperatursensoren für die Bremse oder die Empfänger des Reifendrucksignals. Abbildung H.135 zeigt beispielhaft für einen Radträger die Fahrwerkspunkte, die er bereitstellt, und seine übrigen Funktionen. Die Größe des Radträgers ergibt sich aus folgenden Überlegungen. Die Aufnahmepunkte der Querlenker E und G sollen möglichst weit auseinander liegen (vgl. Abb. H.124 und H.125). Andererseits muss der Radträger in die Felge hineinpassen und das gelenkte Rad muss um den gewünschten Lenkwinkel gedreht werden können ohne dass Querlenker oder Spurstangen rotierende Radteile berühren.

Häufig ist die in Abb. H.136 dargestellte Methode anzutreffen, dass die obere Querlenkeranbindung E und die Aufnahme der Spurstange U in einer Konsole erfolgt und diese erst direkt mit dem Radträger verschraubt ist. Der Vorteil dieser Anordnung liegt in der einfachen Sturzeinstellung. Wird der Sturzwinkel verstellt, müssen bloß zwischen der Konsole und dem Radträger die Zwischenplättchen, die den gewünschten Abstand sicherstellen, ausgetauscht werden (Abb. H.137). Werden nämlich Querlenker und Spurstange getrennt am Radträger befestigt, muss beim Ändern des Sturzes die Vorspur auch wieder neu justiert werden. Ein Nachteil dieser hoch liegenden Spurstange ist je-

**Abb. H.135** Funktionen eines Radträgers. Folgende Fahrwerkspunkte stellt ein Radträger bereit: E oberer Anlenkpunkt für Querlenker, G unterer Anlenkpunkt für Querlenker, Achse EG: Spurungsachse an Vorderachsen, U Befestigung Spurstange, U' alternative Befestigung der Spurstange, Weitere Funktionen: 1 Aufnahme der Radlager, 2 Befestigung der Bremszange, 3 Kühlluft für Radlager und Bremse, 4 Aufnahme von Sensoren, z. B. Raddrehzahl



doch, dass durch die Felge der Abstand zwischen den Punkten *E* und *U*, also die Länge des Spurhebels begrenzt ist. Deshalb finden sich auch alternative Anordnungen der Spurstangenbefestigung (Punkt *U'*) auf Höhe der Radmitte. Diese Position gewährleistet den größtmöglichen Spurhebel innerhalb einer gegebenen Felgengröße. Eine solche Anordnung bietet sich besonders an der nicht gelenkten Hinterachse an, wo im Allgemeinen auch die Seitenkräfte größer sind.

Der Radträger kann auch direkt die Druck- bzw. Zugstreben aufnehmen, die üblicherweise an einem Querlenker befestigt sind. Die Querlenker erfahren dadurch kein Biegemoment durch die Radlast und ebenso muss kein Querlenkerlager die Radlast weiterleiten. Die Dimensionierung dieser Teile kann also entsprechend leichter ausfallen. Insbesondere an der gelenkten Vorderachse kommt allerdings die Forderung hinzu, dass der Gelenksmittelpunkt des Druck/Zugstabs genau auf der Spreizungsachse liegt. Sonst ändert sich beim Lenken die Radlastverteilung unvorteilhaft. Abbildung H.136 zeigt für einen Druckstab die Möglichkeit der direkten Anbindung an den Radträger.

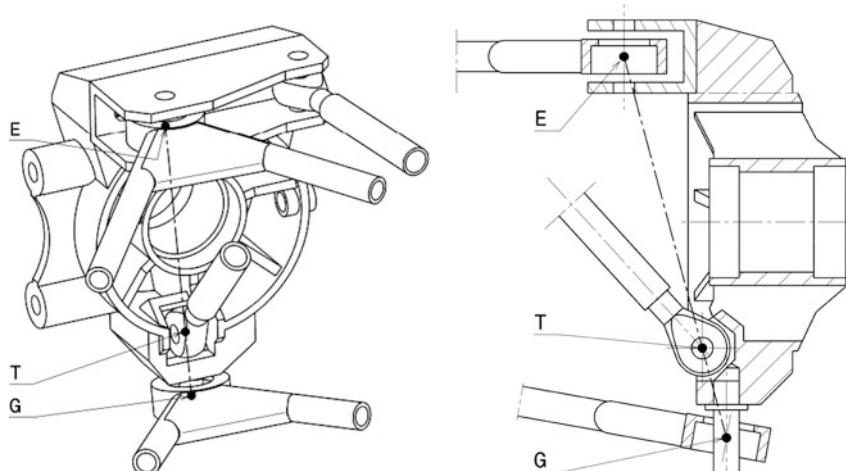
In der Praxis stellen sich die Erfahrungen gegensätzlich dar. In der Formel 1 hat Ferrari in der Saison 2000 diese von BAR bereits 1999 eingeführte Lösung an der Vorderachse im Einsatz. Bei einem Le-Mans-Rennfahrzeug wurde allerdings genau diese Anordnung nach Problemen wieder zur gängigen, d. h. Schubstrebenabstützung am unteren Querlenker, geändert [9].

Die Einstellung des Sturzwinkels sollte leicht an der Rennstrecke einstellbar sein. Die Verstellung ermöglichen Gelenkköpfe mit Gewindestützen am Querlenker (siehe Abb. H.166), Einstellplättchen unter den wagenseitigen Konsolen (Abb. H.167) oder direkte Einstellmöglichkeiten am Radträger, Abb. H.137 und H.138.

Eine alternative Einstellmöglichkeit bei einer gemeinsamen Aufnahme von Querlenkerauge und Spurstangenanbindung am Radträger zeigt Abb. H.138.

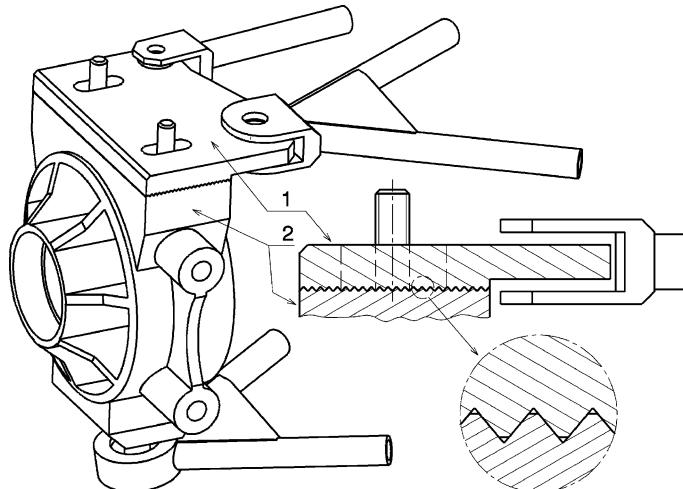
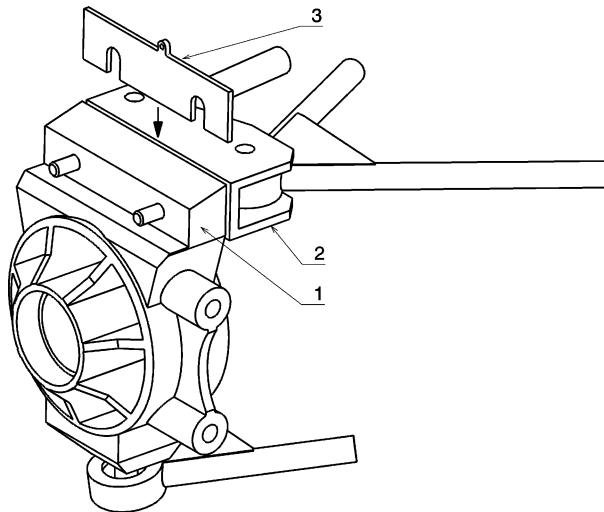
**Werkstoffe.** Gegossen aus Magnesium-, Aluminium- oder Titan-Legierung.

Geschweißt aus Stahl-, Titanlegierungs- (z. B. TiAl6V4 (DIN17851)) oder Aluminiumlegierungsteilen.



**Abb. H.136** Direkte Anbindung eines Druckstabs an den Radträger (axonometrische Ansicht und Stufenschnitt). Der Gelenksmittelpunkt *T* des Druckstabs liegt genau auf der Spreizungsachse *EG*. Die Spreizungsachse (Lenkungsachse) wird von den Mitten der Querlenkerlenken *E* und *G* gebildet

**Abb. H.137** Sturzverstellung mit Einstellplättchen. 1 Radträger upright, 2 Konsole bracket, 3 Einstellplättchen adjusting shim. Das Querlenkerlager und die Spurstange werden in einer gemeinsamen Konsole (2) aufgenommen. Diese wird mit zwei Schrauben an den Radträger (1) geschraubt. Einstellplättchen (3) unterschiedlicher Dicke werden zwischen gelegt. Damit lässt sich der Sturzwinkel gezielt einstellen. Damit die Halteschrauben bloß gelöst werden müssen, weisen die Einstellplättchen U-förmige Aussparungen anstelle der Schraubenlöcher auf. Außerdem haben sie eine Lasche an der Oberseite zum einfachen Herausziehen beim Demontieren



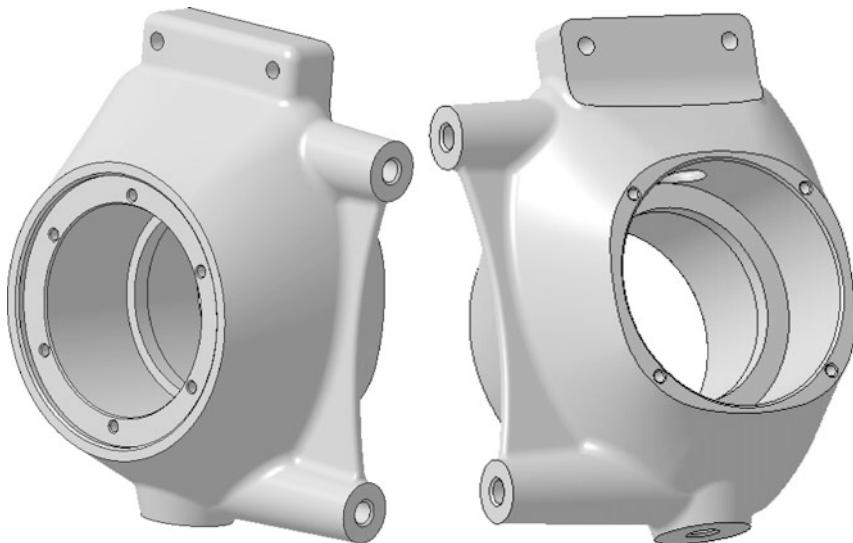
**Abb. H.138** Sturzverstellung mit Rasterplatte. 1 Rasterplatte serrated plate, 2 Radträger upright. Querlenker und Spurstange sind auf einer Platte (1) gelagert. Diese Platte wird oben auf den Radträger (2) angeschraubt. Quer zu den Reifenseitenkräften verlaufen keilförmige Nuten, die einen Formschluss zwischen Rasterplatte und Radträger herstellen. Die Rasterplatte kann nach Lösen der beiden Befestigungsmuttern in Rastschritten verstellt werden. Dazu weist sie entsprechende Langlöcher auf

Spezielle Gussverfahren, bei denen Leichtmetall mit Fasern verstärkt wird (MMC–Metal Matrix Composite).

Aus dem Vollen gearbeitet aus Aluminium-, Titan- oder Stahllegierungen.

Radträger werden auch als gebaute Variante (Differenzialbauweise) eingesetzt. An ein Rohr zur Radlageraufnahme werden trapezförmige Bleche angeschraubt, die die Querlenker und Bremszangen aufnehmen.

Bei Serienfahrzeugen kommen Guss- oder Schmiedeteile aus Aluminium oder Stahl zum Einsatz.



**Abb. H.139** Gegossener Radträger (Formel Renault). Der hohl gegossene Radträger aus Leichtmetall wird an der Vorderachse verbaut und nimmt ein Kompaktradlager auf. Am Rohteil sind die beiden Butzen zur Verschraubung der Bremszange vorne und hinten vorhanden. Durch Wegfräsen jeweils einer Seite werden daraus die Radträger für die linke und die rechte Seite. Oben wird eine Konsole mit zwei Schrauben verschraubt, die ein Achsgelenk und den Spurhebel darstellt. Durch Zwischenlegen von Plättchen wird der Sturz eingestellt. Unten erfolgt die Verbindung zu einem Gelenkkalager im unteren Querlenker über eine Stiftschraube

Ein Formel-1-Radträger wiegt aus Titan etwa 1,8 kg für die Hinterachse und 1,5 kg für die Vorderachse.

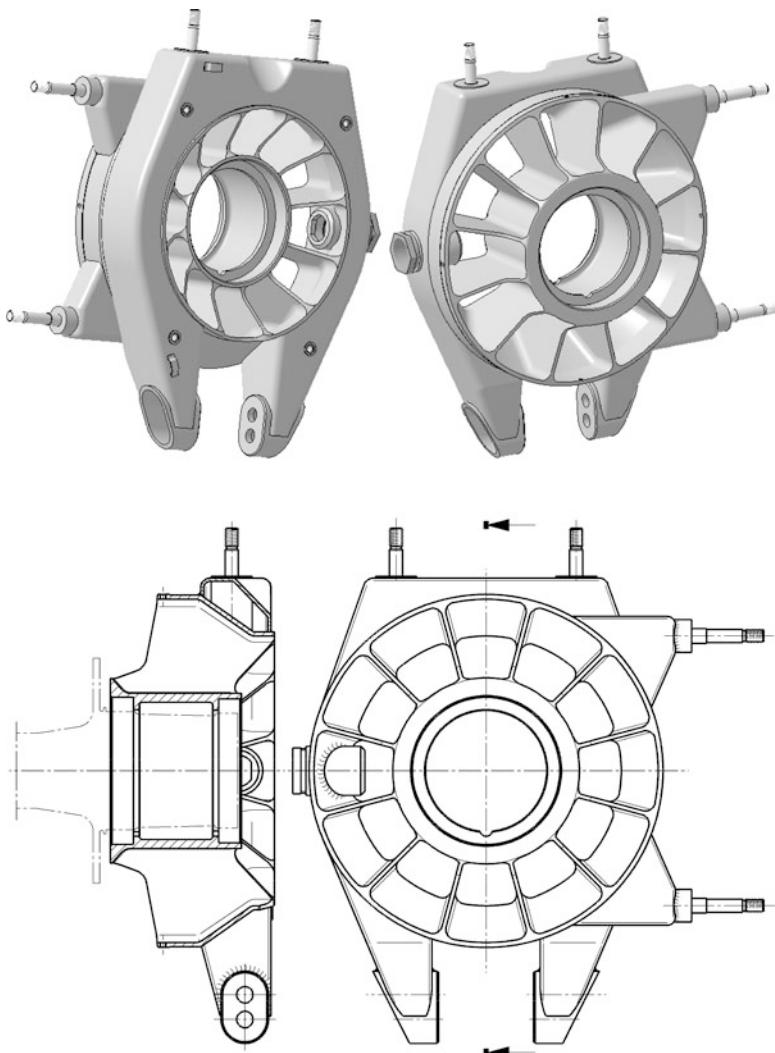
Geschweißte Stahlradträger sind die erste Wahl für schwere Fahrzeuge, weil sie die steifste Lösung darstellen. Gussteile haben zudem hohe Lieferzeiten und Änderungen können nicht so schnell umgesetzt werden wie in Frä- und Schweißkonstruktionen.

Einige ausgeführte Beispiele zeigen folgende Bilder: Abb. H.139 einen gegossenen Radträger, Abb. H.140 eine gebaute Variante, Abb. H.142 eine aus dem Vollen gefräste Lösung. Zwei geschweißte Radträger sind in Abb. H.141 und H.143 zu sehen.

#### Querlenker Wishbone.



Die Querlenker sind die Verbindungsglieder zwischen Radträger und Rahmen bzw. Wagenkasten. Sie übertragen mit Ausnahme der Vertikalkräfte sämtliche Kräfte zwischen dem Reifen und dem Fahrzeugaufbau. Einige Querlenker übertragen über die Druck- bzw. Zugstabanbindung auch die Radlasten. Abgesehen von diesen Ausführungen treten also in den Querlenkern praktisch keine Biegemomente auf, weil sie gelenkig mit den Nachbarbauteilen verbunden sind und so nur Längskräfte übertragen können.



**Abb. H.140** Gebauter Radträger (Formel 1). Der Radträger wird aus mehreren Stahlteilen zusammengeschweißt. Der innere Teil, der die Radlager aufnimmt, wird aus dem Vollen gearbeitet. Die Zwischenräume, die die 2,5 mm starken Rippen übrig lassen, werden drahterodiert. In der Schnittdarstellung ist strichliert die Radnabe dargestellt.

Die Querlenker werden von vielen Teams als typische Verschleißteile betrachtet, die nach jedem Rennen routinemäßig getauscht werden. Sie sollen also relativ kostengünstig sein. So wichtig ihre Festigkeit auch im Betrieb ist, bei einem Unfall sollen sie jedoch die ersten Teile sein, die wegbrechen ohne die Befestigungspunkte des Rahmens oder Chassis zu deformieren. Das verhindert größere Folgeschäden an der tragenden Struktur. In der Formel 1 und Formel 3 sind Halteseile für den Radträger vorgeschrieben, die verhindern, dass Räder in einem solchen Fall sich vom Fahrzeug lösen.

**Abb. H.141** Radträger rechts vorne, Formel 3000 (Reynard D94). Der Radlagerbereich ist mit einem Deckel verschlossen. Eine mittige Kühlluftzufuhr zur Bremse ist bei dem Fahrzeug nicht erforderlich, weil es für ein Bergrennen aufgebaut ist und die Bremse rasch auf Temperatur kommen muss



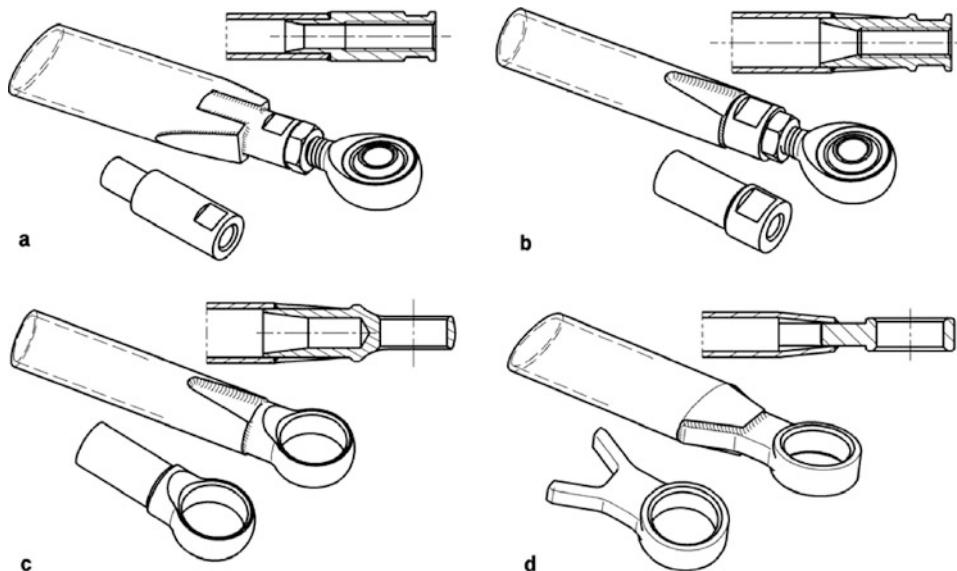
**Abb. H.142** Radträger links vorne, Formel BMW. Zu sehen sind oberer und unterer Querlenker, deren Anlenkpunkte die Lenkachse bilden, die Anbindung der Spurstange und die Bremszange sowie das Radlager. Das untere Querlenkerlager nimmt die größeren Vertikalkräfte auf, weil am unteren Querlenker der Druckstab angreift. Deshalb ist das Gelenkkörper um 90° gedreht gegenüber dem oberen Lager eingebaut



Die Lenker werden meist aus mehreren Halbzeugen zusammengesetzt, aus zwei Halbschalen verschweißt, gegossen oder aus dem Vollen gefräst. Die geringste Masse lässt sich mit einem Verbund aus faserverstärktem Kunststoff und Metallenden darstellen. Bei Serienfahrzeugen werden Querlenker geschmiedet, gegossen oder aus Halbzeugen geschweißt.



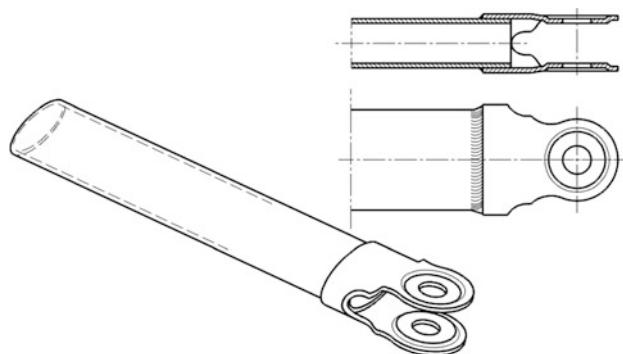
**Abb. H.143** Radträger rechts vorne eines historischen Fahrzeugs (Hawke DL 2b). Der Radträger ist aus Blechteilen geschweißt



**Abb. H.144** Ausführungsformen von Lenkerenden mit Auge. An den Lenker sind verschiedene Aufnahmeteile angeschweißt: **a** Gewindeglocke in flachem Lenker, **b** Gewindeglocke in Rohrlenker, **c** Auge in Rohrlenker, **d** flacher Lenker mit Auge

Die Enden der Lenker sind über Gelenke mit den Nachbarbauteilen wie Radträger, Chassis, Zug/Druckstäbe usw. verbunden. Die häufigsten Gelenke sind Gelenklager, denen der folgende Abschnitt gewidmet ist.

**Abb. H.145** Ausführungsformen von Lenkerenden mit Gabel. Das Lenkerende ist mit einer gabelförmigen Muffe verschweißt



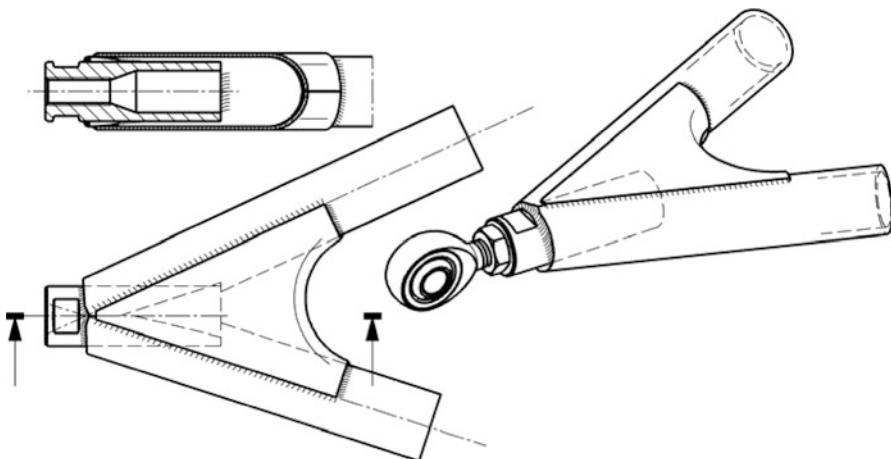
Prinzipiell gibt es zwei Möglichkeiten der Gelenkausbildung, nämlich das Auge oder die Gabel am Querlenkerende. Die Abb. H.144 und H.145 liefern einige Beispiele für Gestaltung der Lenkerenden.

Bei Rundstreckenfahrzeugen mit extrem geringen Federweg und Fertigung in engsten Toleranzen (sprich Formel 1) findet man auch eine geschickte Lösung für wagenseitige Querlenkeranbindungen, die völlig spielfrei arbeitet, nämlich flexible Metalllaschen (Festkörpergelenk, stoffschlüssiges Gelenk (*flexure pivot*)), Abb. H.146. Das betriebsstundenabhängige Tauschen solcher Gelenke wird allerdings zu einer lebenswichtigen Notwendigkeit.

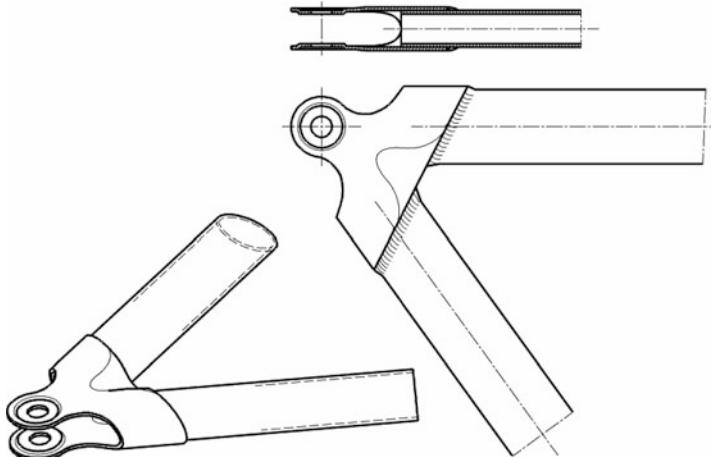
Die Querlenker weisen an den Anlenkpunkten zum Rahmen Sollbruchstellen auf. Bei einer Kollision eines Rades mit einem Hindernis deformieren sich die Lenker und brechen weg, ohne dass der Rahmen dadurch Schaden nehmen würde. In der Formel 1 und Formel 3 sind zur Vermeidung von Folgeschäden durch gelöste Teile Halteseile (*tether rope*) vorgeschrieben, die den Radträger mit dem Chassis verbinden.



**Abb. H.146** Biegeweiche Titanlaschen als Querlenkeranbindung (Formel 1, Ferrari). Diese äußerst einfach anmutende Lösung für ein Gelenk ist tatsächlich nur bei geringen Federwegen und größter Präzision der zu verbindenden Teile einschließlich Chassis möglich. Andernfalls erzeugen diese spielfreien Verbindungen bloß eine Verhärtung des Fahrwerks durch Verspannung der beteiligten Bauteile



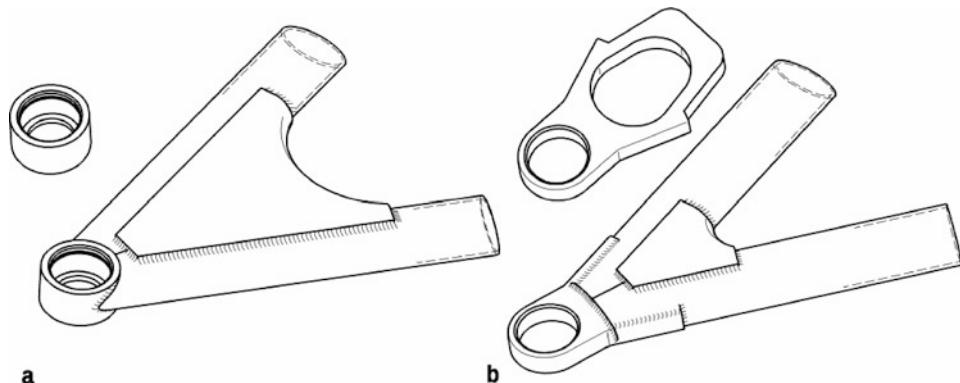
**Abb. H.147** Zusammenführung mit Gewindeglocke. Die beiden Lenkerarme sind mit einer Gewindeglocke verschweißt, in die ein Gelenkkopf eingeschraubt wird. Ein Knotenblech verstift die Verbindung



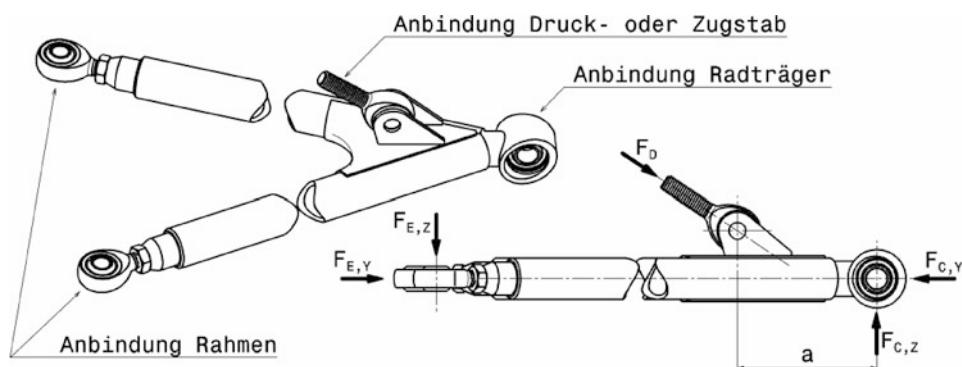
**Abb. H.148** Zusammenführung mit Gabelmuffe. Die beiden Lenkerarme sind in einer Muffe verschweißt, die eine Gabel für die Gelenkaufnahme trägt

Die Zusammenführung von gebauten Querlenkerarmen wird ähnlich gestaltet wie die Anbindung einzelner Enden. Zusätzlich können Knotenbleche zur Winkelversteifung eingeschweißt werden, Abb. H.147 bis H.149.

Querlenker, die auch Radlasten übertragen, weisen die Zug/Druckstabanbindung möglichst nahe an der Lagerstelle zum Radträger auf, an der die Vertikalkraft eingeleitet wird (Abb. H.150). Das hält das Biegemoment in den Lenkerarmen klein. Das Lager zum Radträger muss natürlich imstande sein,



**Abb. H.149** Zusammenführung zu Gelenksauge. Die beiden Lenkerarme sind mit einem Auge zur Gelenksaufnahme verschweißt. **a** Ringstück, **b** Platte mit Auge



**Abb. H.150** Vertikalkrakeinleitung in Querlenker. Das Gelenkkörper zum Radträger ist aufgestellt eingebaut, damit es die Vertikalkraft  $F_{C,Z}$  sicher übertragen kann. Sein Abstand  $a$  zur Druckstabanbindung soll möglichst klein sein

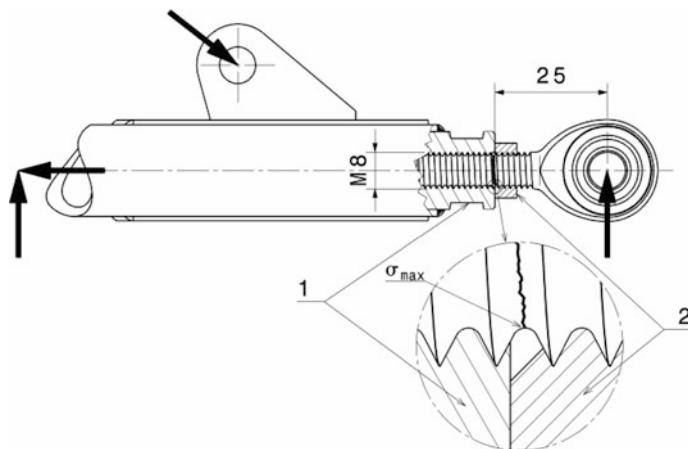
die gesamte Vertikalkraft dieses Rads aufzunehmen. Deshalb werden diese Lager bei großen Kräften so angeordnet, dass die vertikale Radlast die Radiallast des Lagers ist (Auge aufgestellt angeordnet).

Gelenkköpfe mit Außengewindeschaf sind an dieser Stelle schlecht geeignet, weil die wechselnden Lagerkräfte ein Wechsel-Biegemoment im Gewindeschaf des Gelenkkopfes hervorrufen. Überdies wirkt sich die Kerbwirkung des Gewindes vor allem bei Wechselbeanspruchung besonders schädigend aus und führt zu Brüchen des Gewindeschafes weit unter der zulässigen Lagerbelastung, Abb. H.151.

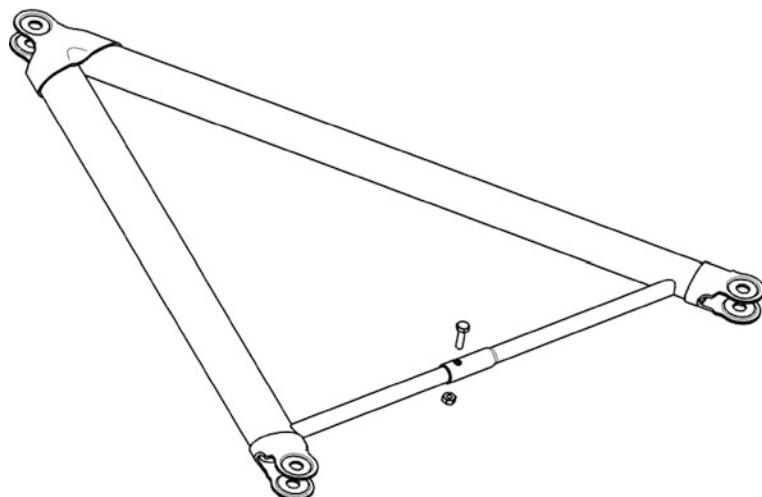
Die Abb. H.152 bis H.154 präsentieren einige ausgeführte Beispiele von Querlenkern.

**Werkstoffe.** Stahl, Aluminium- und Titanlegierungen, faserverstärkte Kunststoffe mit einlaminierten Metallenden bzw. Buchsen.

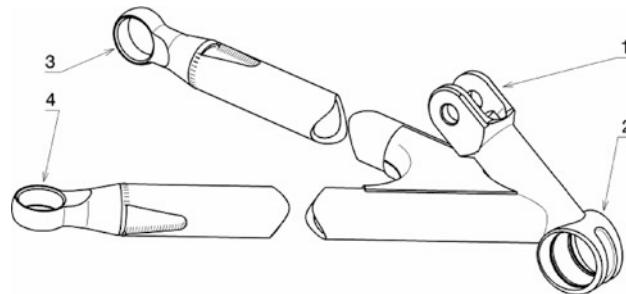
Bei einigen Fahrzeugtypen verlangt das Reglement, dass die Querlenker aus homogenem Werkstoff bestehen. Auch Verchromen von Querlenkern wird von einigen Regularien untersagt.



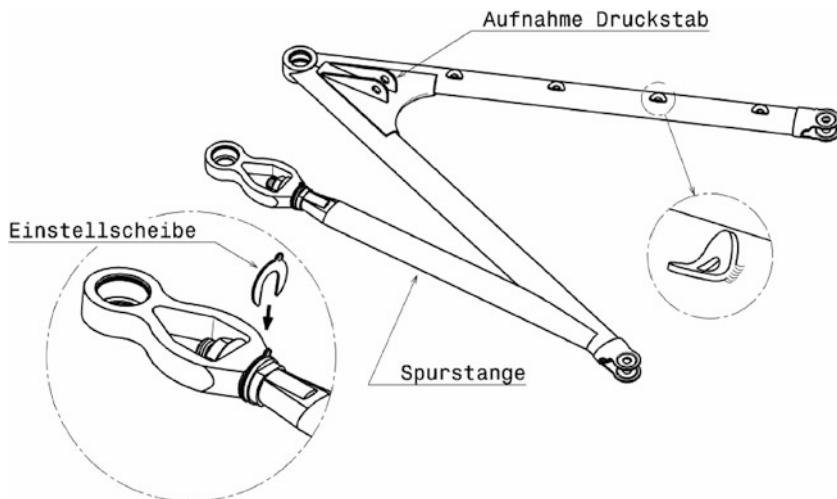
**Abb. H.151** Biegemoment in Gelenkkopfschaft. Auf den Gelenkkopf wirkt in einer solchen Einbausituation unter der dargestellten Belastung  $F_Z$  ein Biegemoment. Erschwerend zur Kerbwirkung des Gewindes kommt die Vorspannung der Kontermutter (2) hinzu und führt zur höchsten Zugspannung  $\sigma_{\max}$  im ersten Gewindegang im Aufnahmestück (1) auf der Zugseite der Biegung. Zusätzlich sind typische Abmessungen eingetragen



**Abb. H.152** Querlenker vorne. Die beiden Anlenkpunkte zum Monocoque sind als Sollbruchstellen ausgebildet. Bei einer Kollision des Rades mit einem Hindernis bricht der Lenker weg. Damit die freigewordenen Lenkerenden nicht die Monocoquewand durchbrechen und die Fahrerbeine verletzen können, sind diese hinter der Sollbruchstelle mit einer Längsstrebe (*anti-intrusion bar*) verbunden. Die Strebe selbst ist durch eine Steckmuffe in der Mitte unterbrochen. Bei der Montage werden zuerst die Anlenkpunkte am Fahrzeug verschraubt und anschließend die Muffe quer durchbohrt und verschraubt. Diese Verschraubung wird allerdings nicht von allen Teams vorgenommen, weil dadurch die Lenkerenden Abstandstoleranzen zwischen den Gelenkspunkten leichter ausgleichen können



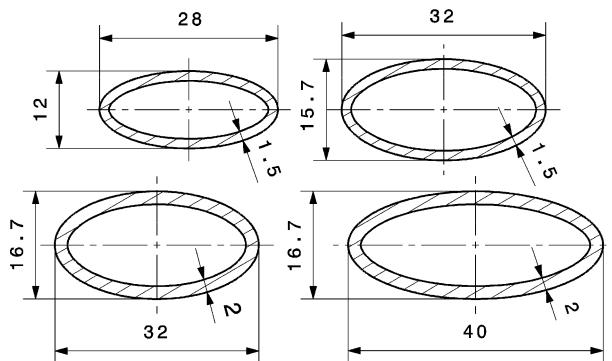
**Abb. H.153** Querlenker vorne unten. Dieser Querlenker nimmt ein Gelenklager auf (2) das einerseits die Drehung des Radträgers zum Lenken ermöglicht und andererseits die Radlast aufnimmt. Ein Zwischenstück leitet die Radlast direkt in eine Gabel (1), die mit einem Gelenkkopf des Druckstabes verschraubt wird. Das Zwischenstück ist so ausgerichtet, dass die Biegung durch den Druckstab in einem Querlenkerarm bleibt. Das Lager (3) am Ende dieses Arms ist daher aufgestellt eingebaut, damit es die Reaktionskraft vorteilhaft als Radiallast überträgt. Der zweite Arm mit Lager (4) überträgt hauptsächlich Zug/Druckkräfte



**Abb. H.154** Querlenker hinten (Formel Renault). Dieser Querlenker überträgt auch Vertikalkräfte vom Reifen zum Druckstab. Zusätzlich ist die Spurstange integriert. Die Verschraubung zwischen dem Lager und der Spurstange (siehe Vergrößerung) ermöglicht das Einstellen der Vorspur. Dazu werden Einstellscheiben unterschiedlicher Dicke nach Bedarf vor dem Anziehen der Mutter zwischen gelegt. Ein weiteres Detail zeigt, wie mit gebogenen Scheiben eine einfache Montagebasis für die Bremsleitung angeschweißt wurde

**Querschnittsformen Cross Sectional Shapes.** Ideal aus Festigkeitsüberlegungen (wenn kein Biegemoment eingeleitet wird, bleiben reine Zug/Druckkräfte) ist der Kreisringquerschnitt, aus aerodynamischen Gründen werden meist flache Ellipsen- oder Flügelprofile eingesetzt. Abbildung H.155 zeigt elliptische Querschnittsformen. Sind größere Kräfte zu übertragen, kann innerhalb eines Ellipsenprofils ein Kreisrohr mit Schlitzschweißungen zur Verstärkung eingebracht werden.

**Abb. H.155** Elliptische Querschnittsformen von Querlenkern aus Stahl



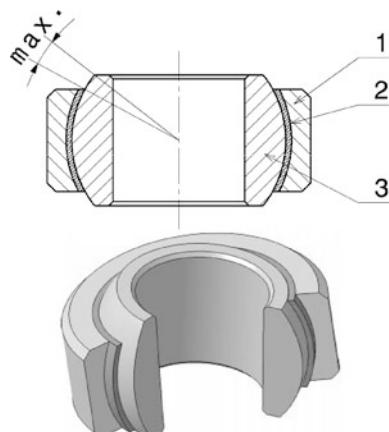
**Gelenkkörper Spherical Bearing (Rose Joint).**



Als Verbindungsgelenke zwischen zueinander bewegten Teilen wie Querlenker und Radträger, Druckstab und Umlenkhebel usw. haben sich Gelenkköpfe (*rod end bearings*) und Gelenkkörper (*spherical bearing*) durchgesetzt. Ein Gelenkkopf ist im Grunde eine verschraubbare Aufnahme mit einem eingewalzten Gelenkkörper.

Die Gelenkkörper (auch Uniball-Gelenke genannt) übertragen spielfrei Radiallasten, nehmen aber auch Axialkräfte auf. Sie werden mit Passschrauben in Konsolen bzw. entsprechend gestalteten Aufnahmen befestigt. Dabei wird das Gelenkkörper in eine Bohrung eingepresst und mit Sicherungsringen gesichert (Abb. H.159 und H.160) oder eingestemmt. Für die letztgenannte Sicherungsart ist allerdings eine eigene Ausführung mit Radialnuten erforderlich, Abb. H.158. Der zulässige Schwenkbereich hängt von der Ausführung ab, siehe Abb. H.156. Empfehlenswert im Fahrwerksbereich sind

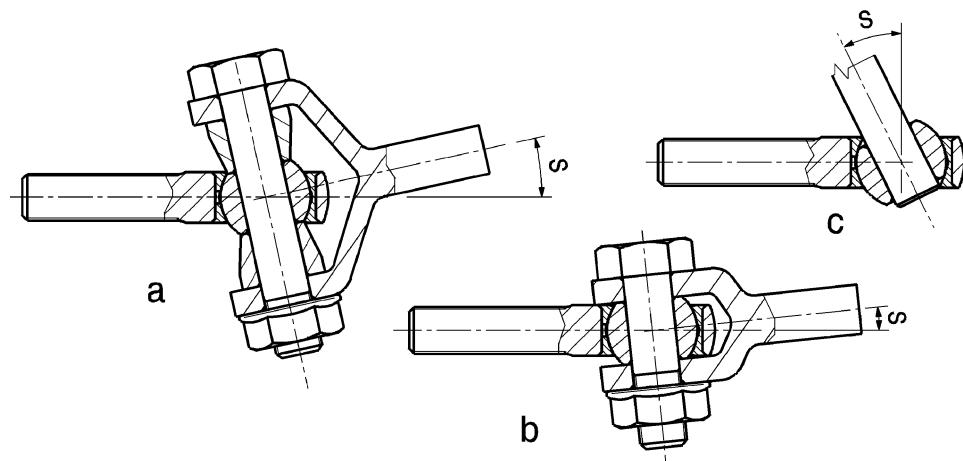
**Abb. H.156** Gelenkkörper mit Gleitschicht. Der max. Schwenkwinkel aus Sicht der Lagerfläche ist erreicht, wenn die Stirnfläche des Innenrings den Außenring berührt. 1 Außenring, mit hohlkugeliger Innenlaufbahn, 2 Laufschicht (z. B. aus Teflon-Gewebe, PTFE-Verbundwerkstoff) mit dem Außenring verklebt, 3 Innenring mit kugeliger Außengleitbahn und zylindrischer Bohrung



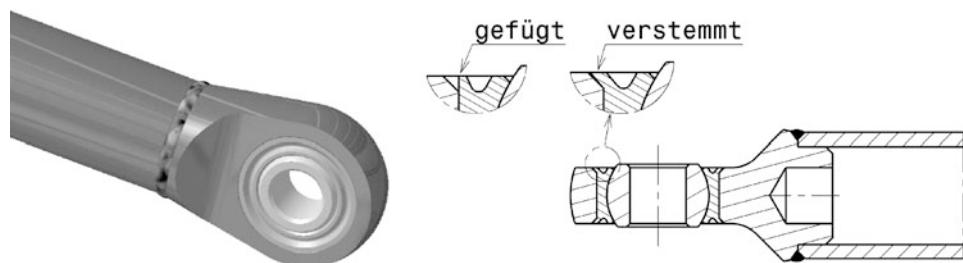
wartungsfreie Lager mit einer PTFE-Gleitschicht am Außenring. Manche Ausführungen mit Gleitschicht neigen allerdings zu einem größeren Losbrechmoment als ihre zweiteiligen Pendants, weshalb im Bereich der Federbeinaugen die einfacheren Lager ohne Zwischenbahn bevorzugt werden. Will man noch geringere Reibung und Klemmeigung realisieren, bleiben nur Wälzlager (z. B. Nadellaeger), allerdings mit der Einschränkung, dass die Bewegung auf einen Freiheitsgrad eingeschränkt ist. Die Drehachsen müssen also für diese Anwendung genau fluchten, sonst ist der Effekt der Reibungsminderung vernichtet.

Der Einsatztemperaturbereich von Gelenklagern erstreckt sich von  $-50$  bis  $120$  und bei einigen Ausführungen bis  $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

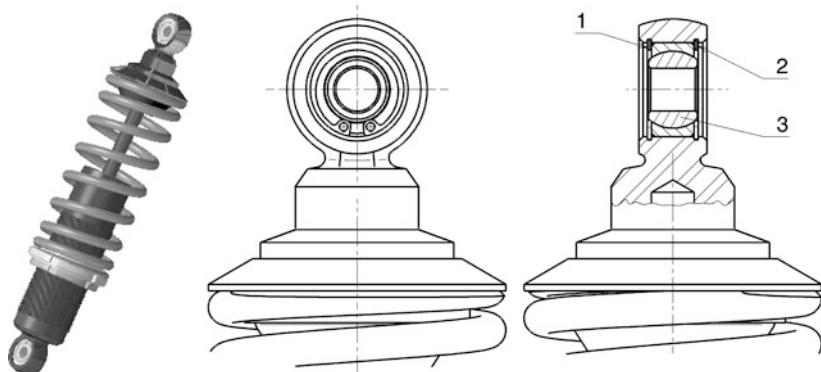
Der größtmögliche Schwenkwinkel im eingebauten Zustand wird von der Gestaltung der Nachbar-teile weiter begrenzt, Abb. H.157. Für besonders große Schwenkwinkel werden eigene Ausführungen angeboten, wie sie z. B. als Achslager eingesetzt werden, siehe Abb. J.64.



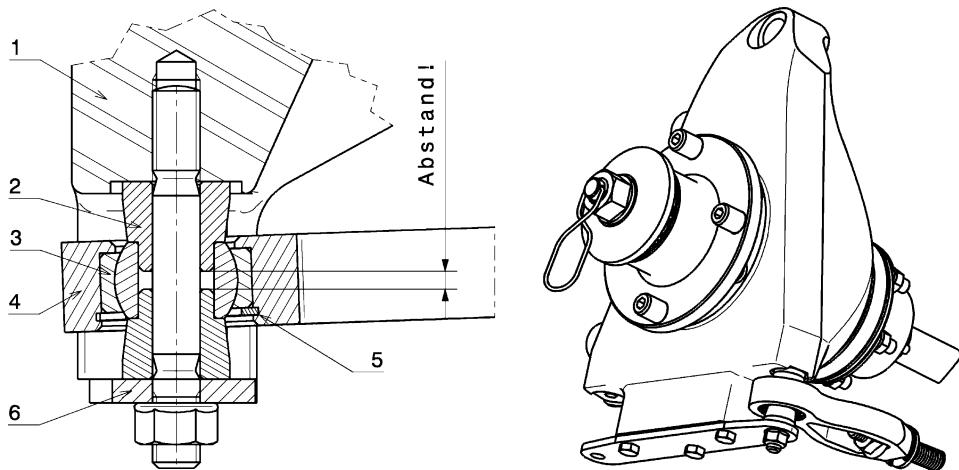
**Abb. H.157** Gestaltung von Verbindungen mit Gelenklagern. **a** Gabel mit zusätzlichen Distanzhülsen, **b** Verbindung mit einfacher Gabel, **c** Verbindung mit Stift. Der mögliche Schwenkwinkel  $S$  wird bei der Variante (a) durch die beiden Hülsen wesentlich größer als bei Varianten (b). Mit einem einfachen Stift lassen sich die größten Schwenkwinkel realisieren



**Abb. H.158** Gelenklager eingestemmt (*swaged*) in ein Anschweißende eines Druckstabs. Das Gelenklager weist im Anlieferzustand beidseits Nuten auf und wird mit einem leichten Presssitz in die Aufnahmebohrung eingesetzt. Anschließend werden die beiden Randstege mit einem geeigneten rohrförmigen Werkzeug nach außen an die Fasen der Aufnahmebohrung gedrückt



**Abb. H.159** Gelenkkäger in den Befestigungsaugen eines Feder/Dämpferbeins. 1, 2 Sicherungsring *circlip*, 3 Gelenkkäger *spherical bearing*

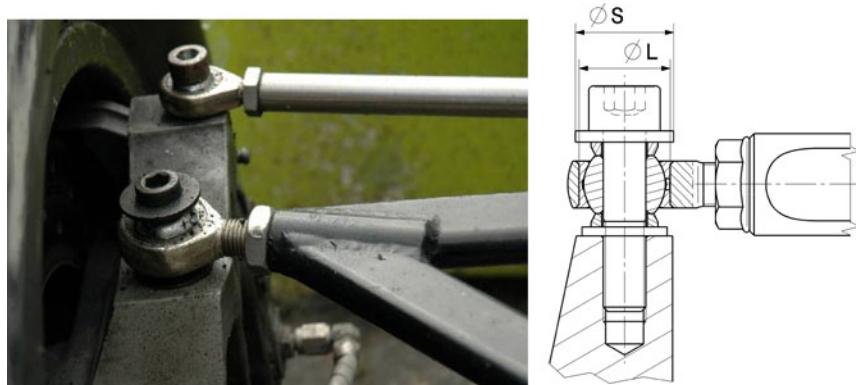


**Abb. H.160** Verschraubung eines Gelenkkägers. 1 Radträger bzw. wagenseitiges Gehäuseteil, z. B. Getriebe *upright resp. inboard housing*, e. g. *transmission*, 2 Konushülse *conical spacer*, 3 Gelenkkäger *spherical bearing*, 4 Querlenkerende bzw. Gelenkkägeraufnahme *link end*, 5 Sicherungsring *circlip*, 6 Blechbügel *shakle*. Der axiale Abstand zwischen beiden Konushülsen sichert den eindeutigen Kontakt mit den Stirnflächen des Gelenkkägers und erleichtert den Ausbau der Hülsen

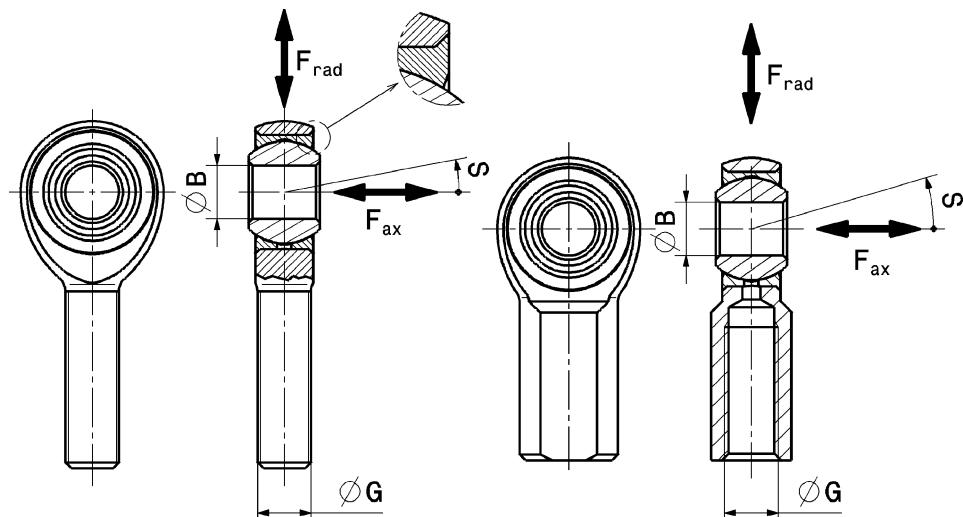
Die Toleranzen der Aufnahmebohrungen für Gelenkkäger richten sich nach den Empfehlungen der Hersteller. Als grobe Richtlinie kann gelten:

- ØH7: Für geringe Kräfte und wenn axiale Verschieblichkeit des Lagers erwünscht ist.
- ØM7: Ergibt einen Presssitz für kombinierte Belastungen und stoßartige Kräfte.
- ØN7: Für Gelenkaufnahmen aus Leichtmetall.

Engere Presssitze sollen nur zum Einsatz kommen, wenn stoßartige Belastungen vorliegen, die Aufnahme kräftig genug ist und das durch den Presssitz erhöhte Losbrechmoment des Lagers keinen Nachteil darstellt.



**Abb. H.161** Einschnittige Verschraubung eines Gelenkkopfes. Der Durchmesser  $S$  der Scheibe unter dem Schraubenkopf ist so groß, dass der Lenker auch beim Ausbrechen des Gelenklagers aus der Bohrung mit  $\varnothing L$  mechanisch mit dem Radträger verbunden bleibt



**Abb. H.162** Anschlussmaße von Gelenkköpfen (*rod ends*).  $B$  Aufnahmedurchmesser Auge,  $G$  Gewindedurchmesser,  $S$  Schwenkwinkel,  $F_{ax}$  Axialkraft,  $F_{rad}$  Radialkraft

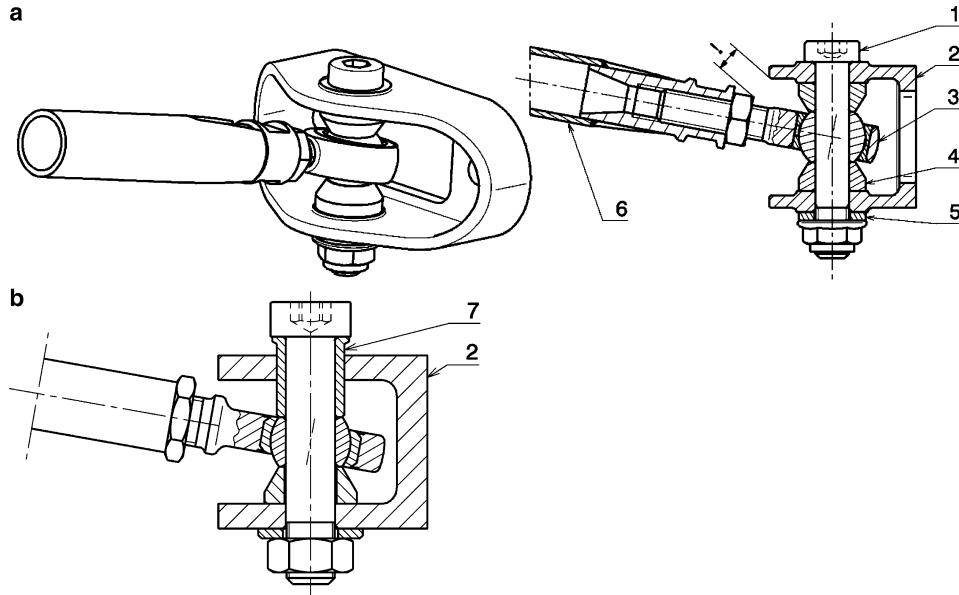
Bei großen Gelenklagern können Konushülsen mit einem Presssitz in die Bohrung eingesetzt werden und so spielfrei die Durchmesserdifferenz zur Passschraube ausgleichen, Abb. H.160. Außerdem ermöglichen die beiden Hülsen das Ausnutzen des vollen Schwenkwinkelbereichs. Die dargestellte Verschraubung ist zweischnittig (*in double shear*), aber wegen des separat verschraubten Blechbügels dennoch leicht zu montieren. Die Lageraufnahme im Querlenker mit Druckstabanbindung ist so gestaltet, dass der Sicherungsring (5) auf der Seite sitzt, die nur beim Ausfedern Vertikalkräfte überträgt. Die größeren Kräfte beim Einfedern überträgt die gegenüberliegende Schulter.

Einschnittige Verbindungen (*single shear*) sind zwar möglich, sollten im Fahrwerksbereich aber aus Sicherheitsgründen vermieden werden. Wenn eine einschnittige Verschraubung gewählt wird,

**Tab. H.17** Werte von Gelenkköpfen aus Stahl, Bezeichnungen siehe Abb. H.162. [15, 20]

Gewinde G	B mm	zul. stat. Radialkraft kN	zul. stat. Axialkraft	max. Schwenkwinkel °
M6	6	7,3 bis 23,4	0,1 bis 0,15 $F_{\text{rad}}$	7,5 bis 8
M8	8	13,6 bis 36,9	0,1 bis 0,15 $F_{\text{rad}}$	7 bis 9
M10	10	20,6 bis 48,7	0,1 bis 0,15 $F_{\text{rad}}$	6 bis 8,5

Zum Vergleich ähnliche Zollgewinde:  $1/4'' = 6,35 \text{ mm}$ ;  $5/16'' = 7,94 \text{ mm}$ ;  $3/8'' = 9,525 \text{ mm}$ .

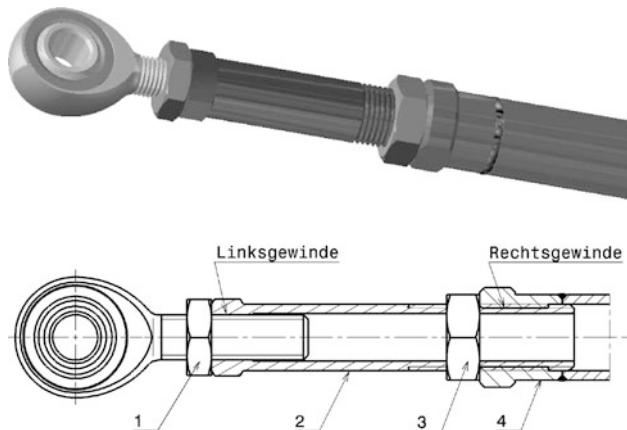


**Abb. H.163** Gelenkkopfverschraubung in einer Konsole. **a** Konventionelle Verschraubung, **b** Spielfreie Verschraubung. **a** Eine Passschraube (1) nimmt das Kugelsegment des Gelenkkopfs (3) auf und verspannt dieses zwischen zwei Distanzkegelhülsen (4) mit der Konsole (2). Die Konsole ist ihrerseits am Fahrzeugrahmen oder am Radträger befestigt. Man erkennt, dass schon aus Platzgründen die Kegelhülsen eine gewisse Länge brauchen, damit der zulässige Schwenkwinkel des Gelenks vom Querlenker (6) ausgenutzt werden kann. Die Scheibe (5) verhindert, dass die Mutter das Ende des Bolzengewindes erreicht. **b** Eine Passhülse (7) schafft einen Längenausgleich beim Vorspannen der Schraube (1) und vermeidet so den Nachteil der Variante **a**, bei der die Konsole und sämtliche Zwischenteile exakt in der Länge bearbeitet werden müssen, damit die Konsole durch die Schraubkraft nicht gebogen wird

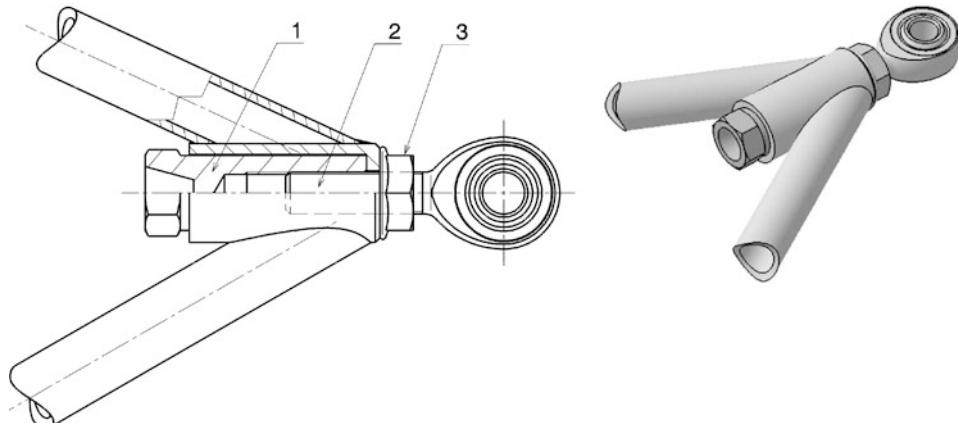
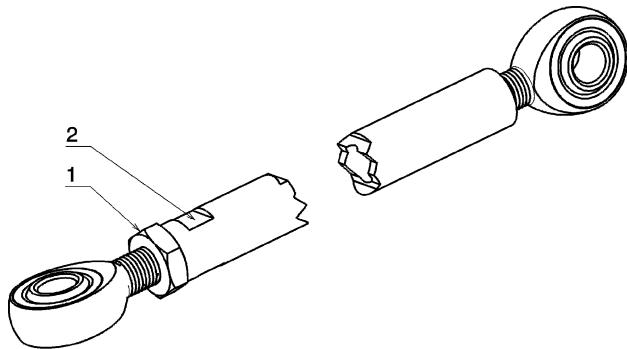
verlangen viele Reglements aus gutem Grund den Einsatz einer Scheibe am freien Ende, deren Außendurchmesser größer ist als der Durchmesser der Aufnahmebohrung des Lagers, Abb. H.161.

Gelenkköpfe sind Gelenklager, die bereits in eine Aufnahme mit Innen- oder Außengewinde eingepresst und verstemmt sind. Die Auswahl an Gelenkköpfen ist vielfältig. Erhältlich sind Ausführungen mit unterschiedlichen Gewinden (metrisch oder Zoll, Innen- oder Außengewinde, links- oder rechtsgängig), aus rostfreien Stählen, hochfesten Werkstoffen, Aufnahme aus Aluminium, mit Schmiernuten usw. Tabelle H.17 gibt einen groben Überblick über Daten von Ausführungen brauchbarer Gewindegroßen.

**Abb. H.164** Längenverstellung bei einem Druckstab mit Gelenkkopf. 1, 3 Kontermuttern *lock nuts*, 2 Ausgleichshülse *threaded sleeve*, 4 Druckstab *push rod*. Die Verschraubung des Gelenkkopfs mit dem Druckstab ist mehrteilig ausgeführt. Der Gelenkkopf weist ein linksgängiges, die Ausgleichshülse ein rechtsgängiges Gewinde auf. So lässt sich die Länge des Druckstabs ohne Demontage durch Drehen der Ausgleichshülse stufenlos ändern. Der Stab selbst und der Gelenkkopf werden dabei nicht gedreht. Die beiden Muttern dienen zum Kontern



**Abb. H.165** Stufenlose Längenverstellung bei einem Stab. 1 Kontermutter *lock nut*, 2 Stab mit Zweikantflächen *rod with driving feature*. Die beiden Gelenkköpfe an den Enden weisen jeweils Links- und Rechtsgewinde auf. Durch Drehen des Stabs kann so der Abstand zwischen den Lagern ohne Zerlegung variiert werden. Der Stab weist an einem Ende einen Zweikant für den Gabelschlüsselangriff auf. Mit der Kontermutter wird die Einstellung gesichert

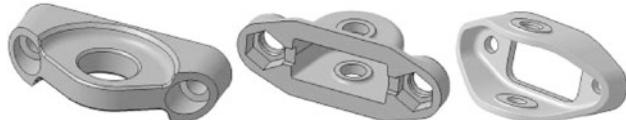


**Abb. H.166** Längenverstellung bei einer Querlenkeranbindung. 1 Einstellmutter *adjusting nut*, 2 Gelenkkopf *rod end*, 3 Kontermutter *lock nut*

Ein Nachteil der Verschraubung in Abb. H.163 ergibt sich aus der eingeschränkten Längenverstellung. Erstens muss für eine Änderung die Querverschraubung mit der Konsole gänzlich entfernt werden und zweitens kann die Verstellung nur in halben Gelenkkopfumdrehungen erfolgen also nur gestuft in halben Gewindesteigungen. Wie eine mögliche Verbesserung im Sinne einer einfachen Feineinstellung aussieht zeigen die Abb. H.164 und H.165. Als Nachteil dieser Anordnung muss die erhöhte Beanspruchung des Gewindeschafits im Bereich der Kontermutter erwähnt werden.

Bei Querlenkeranbindungen bietet sich eine weitere Art der stufenlosen Einstellung im zusammengebauten Zustand an, Abb. H.166.

#### Konsolen Bracket.

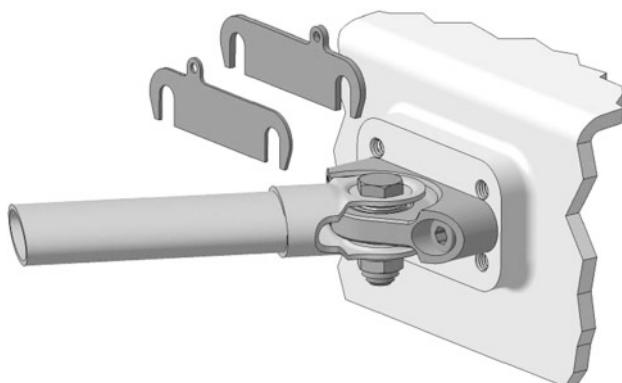


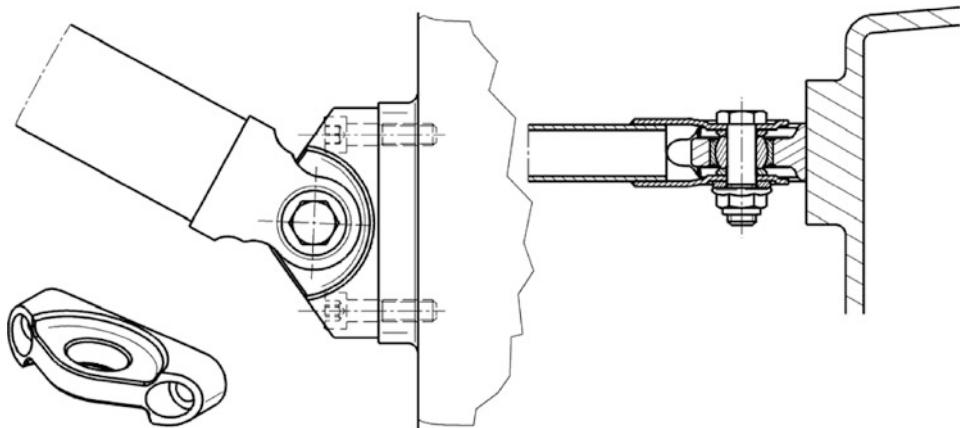
Wagenseitig werden Querlenker mit Konsolen gelenkig angebunden. Die Konsolen sind dabei direkt an das Monocoque (bzw. Chassis), den Rahmen oder an das Getriebegehäuse angeschraubt. Werden mehrere Schraubpositionen vorgesehen, lässt sich durch Änderung der Höhenlage der Gelenke das Verhalten der Radaufhängung ändern, z. B. Lage der Nickpole gegen Bremstauchen bzw. Anfahrnicken oder die Lage des Rollzentrums, Abb. H.167. Durch Zwischenlegen von Plättchen unterschiedlicher Stärke, kann die seitliche Lage des Gelenks und damit durch Verschieben eines Gelenks (von zweien eines Dreiecksquerlenkers) Sturz, Nachlauf etc. einfach und wiederholbar eingestellt werden.

Aus Sicherheitsgründen sollen die Schrauben, die die Verbindung zwischen Lenkerarm und Konsole herstellen, von oben eingesteckt verbaut werden.

Die Abb. H.168 bis H.170 zeigen einige ausgeführte Beispiele von Konsolen.

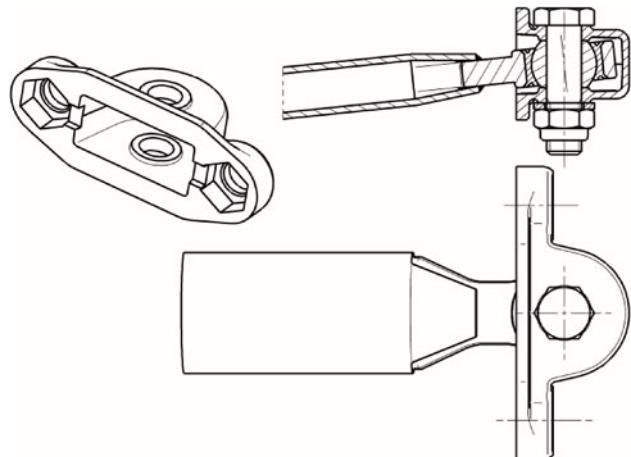
**Abb. H.167** Konsole für einen Querlenker mit Gabelende. Das Getriebegehäuse weist mehrere Gewindebohrungen zur Befestigung der Konsole auf. Damit kann die Höhenlage dieses Anlenkpunkts verstellt werden, was die Lage der Nickpole und der Rollzentren beeinflusst. Zusätzlich können Plättchen unterschiedlicher Dicke zum Zwischenlegen vorgesehen werden





**Abb. H.168** Konsole für einen Querlenker mit Gabelende. In die Konsole ist ein Gelenkkörper eingerollt. Die Verbindung zur Querlenkergabel stellt eine Passschraube her. Diese ist von oben eingesteckt. Eine selbstsichernde Mutter verspannt die Verbindung. Die Konsole selbst ist mit zwei Zylinderschrauben zum Getriebegehäuse verschraubt

**Abb. H.169** Versenkte Konsole für einen Querlenker mit Gelenksauge. Die Konsole, ein Feingeschmiedetes Teil, wird bündig in das Chassis versenkt und mit zwei Sechskantschrauben fixiert. An der Innenseite weist die Konsole jeweils oben und unten einen Anlaufbund auf, der auf das gewünschte Abstandsmaß für das Gelenkkörper gefräst wird

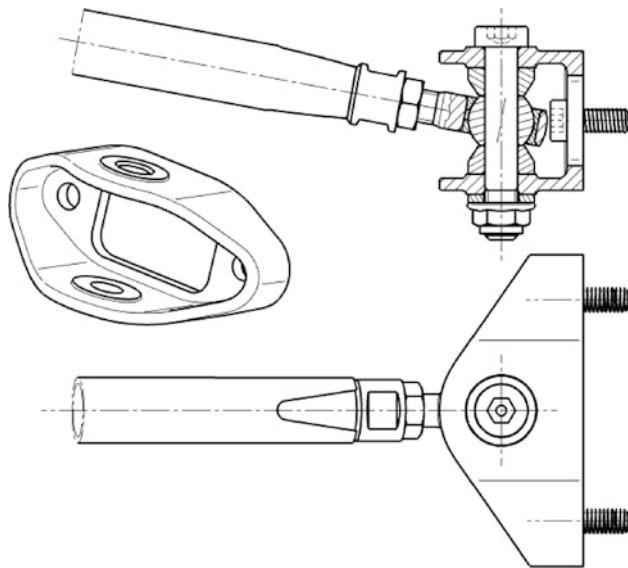


#### Druckstab, Zugstab *Push Rod, Pull Rod.*



Schlank Stäbe leiten Vertikalkräfte vom Radträger bzw. Querlenker zum Umlenkhebel. Große, schwere Teile der Radaufhängung (Federn, Dämpfer) kommen so weiter innen im Wagen zu liegen, was günstig für Massenträgheitsmoment und Luftwiderstand des Gesamtfahrzeugs ist. Die Stäbe wer-

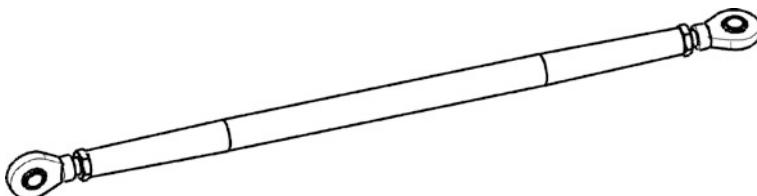
**Abb. H.170** Konsole für einen Querlenker mit Gelenksauge. Die Konsole, ein Gussteil, wird mit zwei Schrauben an das Chassis bzw. das Getriebegehäuse ange- schraubt. Einstellscheiben können dazu verwendet werden, den seitlichen Abstand der Gelenke zu verändern um Nachlauf, Sturz, Lage des Rollzentrums etc. zu beeinflussen



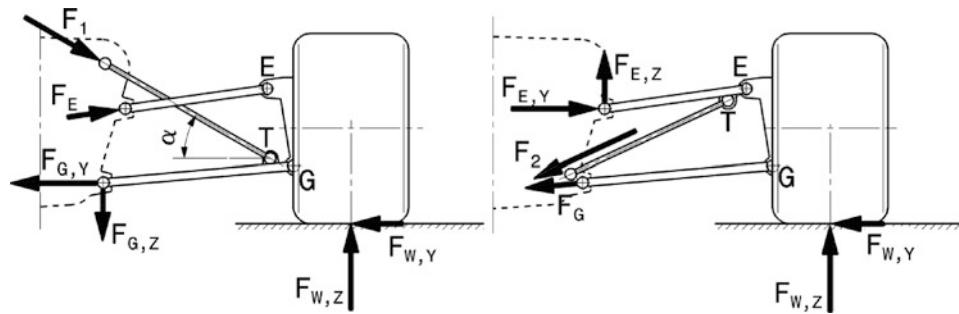
den in der Länge über Gewindestücke änderbar ausgeführt, womit z. B. der Bodenabstand oder die statische Radlastverteilung gezielt verändert werden kann, Abb. H.171. Einige Möglichkeiten geeigneter Gelenksverschraubungen finden sich im obigen Abschnitt zu den Gelenklagern.

Prinzipiell bieten sich zwei Möglichkeiten an, die Radlast weiter zu leiten, nämlich über Zug- oder über Druckstäbe. Die Anbindung des Zug/Druckstabs soll möglichst nahe beim Gelenk Querlenker zu Radträger sein, damit das Biegemoment in diesem Querlenker klein bleibt. Ideal in dieser Hin- sicht ist die direkte Verbindung des Radträgers mit der Strebe. So wird kein Querlenker auf Biegung beansprucht. Der Kugelmittelpunkt des Verbindungsgelenks muss allerdings zumindest an der Vor- derachse genau auf der Spreizungsachse liegen, will man zusätzliche Radlaständerungen beim Lenken vermeiden (s. auch Abschnitt *Radträger*).

Allgemein werden Elemente zur Übertragung von Kräften im Sinne des Leichtbaues ideal als Zug- stäbe ausgeführt. Druckstäbe haben gegenüber den auf Zug beanspruchten Streben den Nachteil der instabilen Versagensart Knicken (s. Anhang). Massesparende Festigkeitsbetrachtungen führen dem- nach bei Druckstäben zu einer solchen Gestaltung, dass der Stabquerschnitt in der Mitte größer als den beiden Enden ist, weil der Stab beim Knicken ja tatsächlich gebogen wird. Allerdings darf bei



**Abb. H.171** Druckstab. Der Druckstab ist als knickbeanspruchtes Teil ausgeführt, d. h. der Querschnitt in der Mitte ist größer als an den Enden. Die Gelenkköpfe weisen jeweils Links- und Rechtsgewinde auf, so dass die Längeneinstellung durch Drehen des Stabs erfolgen kann



**Abb. H.172** Kräfte in Lenkern und Streben bei Kurvenfahrt. Links Druck-, rechts Zugstab. Die Reaktionskräfte in den Zug- bzw. Druckstreben wirken sich unterschiedlich aus

Zugstreben nicht vergessen werden, dass Dämpfer in beiden Bewegungsrichtungen Kräfte erzeugen, also auch Zugstreben beim raschen Ausfedern Druckkräfte übertragen müssen.

Weitere Entscheidungskriterien zur Wahl des Übertragungsglieds liefern folgende Betrachtungen. Eine Reifenseitenkraft wird in erster Linie von den Querlenkern aufgenommen. Ein Druckstab liefert aber auch einen entlastenden Beitrag, Abb. H.172. Je flacher der Winkel  $\alpha$  ist, desto mehr Seitenkraft nimmt der Druckstab mit seiner Reaktionskomponente  $F_1 \cdot \cos \alpha$  auf. Bei einem (üblichen) Winkel von  $30^\circ$  sind das 87 % von  $F_1$ .

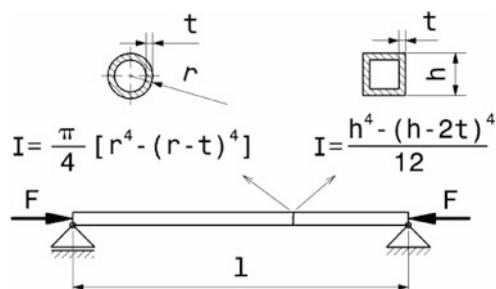
Die Stellung des Zugstabs gegenüber einer Seitenkraft führt zum (unerwünschten) Hochheben des Wagenkastens in der Kurve. Diesbezüglich ist die Anordnung des Druckstabes vorteilhafter.

Ein Argument für den Zugstab ergibt sich durch die Anordnung der Feder/Dämpfereinheiten. Diese können nämlich tief unten im Wagen liegen und so ihren Anteil an einem niedrigen Schwerpunkt sichern. Bei Fahrzeugen mit einer hoch liegenden Nase verbietet sich diese Anordnung schon aus geometrischen Gründen. Hier kommen nur Druckstäbe in Frage.

Der untere Querlenker ist im Allgemeinen höher belastet, somit ist die Position am oberen Querlenker für den Anbindungspunkt T günstiger (also für einen Zugstab) und das Gelenk G des unteren Lenkers wird nicht durch eine zusätzliche Krafteinleitung noch höher belastet.

**Gewichtsoptimierung Weight Optimisation.** Druckstäbe knicken auch unter reiner Druckkraft, wenn sie schlank (also sehr lang und dünn) sind. Bei ihrer Auslegung ist also die Knickspannung

**Abb. H.173** Druckstab mit Kreisring oder Quadratprofil. Der Stab ist beidseits gelenkig gelagert und wird mit einer Längskraft  $F$  belastet.  $t$  Wandstärke des Profils, mm,  $r, h$  Querschnittsabmessungen, mm,  $l$  Stablänge, mm



$\sigma_{\text{Knick}}$  das begrenzende Kriterium. Für den in Abb. H.173 gelagerten Stab gilt:

$$\sigma_{\text{Knick}} = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I}{l^2 A}$$

$E$   $E$ -Modul, N/mm<sup>2</sup>

$I$  Flächenträgheitsmoment, mm<sup>4</sup>

$A$  Querschnittsfläche, mm<sup>2</sup>

Für gewichtsoptimale, also bis an diese Grenze belastete Druckstäbe mit vorgegebenem Verhältnis des Profils  $r/t$  bzw.  $h/t$  gilt, nach [21]:

$$\begin{aligned} \text{für Ringquerschnitt} \quad r &= \left[ \frac{1}{\pi^3} \left( \frac{r}{t} \right) \frac{F \cdot l^2}{E} \right]^{\frac{1}{4}} \\ \text{für quadratischen Querschnitt} \quad h &= \left[ \frac{3}{2\pi^2} \left( \frac{h}{t} \right) \frac{F \cdot l^2}{E} \right]^{\frac{1}{4}} \end{aligned}$$

Daraus lassen sich bei gegebenem Werkstoff, also  $E$ , und der Stablänge  $l$  die Querschnittsabmessungen ermitteln. Man stellt für diese Belastung fest, dass das dünnwandige Quadratrohr geringfügig besser als das Kreisrohr ist, weil mehr Material im Außenbereich angeordnet ist.

Ein grundlegender Werkstoffvergleich kann für Druckstäbe nach Abb. H.173 nach folgendem Zusammenhang vorgenommen werden [27]:

$$m_{\text{Rd}} \propto \frac{\rho}{\sqrt{E}}$$

$m_{\text{Rd}}$  Stabmasse, kg

$\rho$  Dichte des Werkstoffes, kg/m<sup>3</sup>

Für leichte Druckstäbe muss der Wert  $\rho/E^{1/2}$  also möglichst klein sein, z. B. Tab. H.18

Druckstäbe aus Aluminium lassen sich also mit einer geringeren Masse ausführen als solche aus Titan oder gar Stahl, obwohl Aluminium den geringsten  $E$ -Modul der drei Werkstoffe aufweist.

Zugstäbe kennen nur eine Versagensart und das ist der Bruch beim Überschreiten der Werkstofffestigkeit. Geht man davon aus, dass der Stab sich unter Last nicht bleibend verformen darf, bildet die Streckgrenze bzw. die Dehngrenze  $R_{p0,2}$  das Auslegungskriterium. Für eine bestimmte Zugkraft  $F$  ergibt sich dann eine minimale Stabmasse  $m_{\text{Rd}}$  von (Abb. H.174):

$$m_{\text{Rd}} \geq \frac{\rho}{R_{p0,2}} F \cdot l$$

**Tab. H.18** Vergleich einiger Werkstoffe für Druckstäbe

Werkstoff	Dichte, kg/m <sup>3</sup>	$E$ -Modul, N/m <sup>2</sup>	Kennwert $\rho/E^{1/2}$ , kg/m <sup>2</sup> N <sup>1/2</sup>
Vergütungsstahl	$7,85 \cdot 10^3$	$2,06 \cdot 10^{11}$	$1,73 \cdot 10^{-2}$
Titan TiAl6V4 F 89	$4,43 \cdot 10^3$	$1,16 \cdot 10^{11}$	$1,30 \cdot 10^{-2}$
Aluminium AlMgSi1 F 32	$2,70 \cdot 10^3$	$0,70 \cdot 10^{11}$	$1,02 \cdot 10^{-2}$

**Abb. H.174** Zugstab.  $l$  Stablänge



**Tab. H.19** Vergleich von Werkstoffen für gewichtsminimale Zugstäbe

Werkstoff	Dichte, kg/m <sup>3</sup>	Dehngrenze, N/m <sup>2</sup>	$\rho/R_{p0,2}$ , kg/N m
Vergütungsstahl 42CrMo4	$7,85 \cdot 10^3$	$765 \cdot 10^6$	$1,026 \cdot 10^{-5}$
Aluminium AlCuMg 1 F40	$2,75 \cdot 10^3$	$265 \cdot 10^6$	$1,038 \cdot 10^{-5}$
Titan TiAl6V4 F 89	$4,50 \cdot 10^3$	$820 \cdot 10^6$	$0,549 \cdot 10^{-5}$

$m_{Rd}$  Stabmasse, kg

$\rho$  Dichte des Materials, kg/m<sup>3</sup>

$R_{p0,2}$  Dehngrenze des Materials, N/m<sup>2</sup>

Man erkennt, dass für einen Gewichtsvergleich von Werkstoffen nur der Kennwert  $\rho/R_{p0,2}$  maßgebend ist. Je kleiner dieser Wert für einen Werkstoff ausfällt, desto leichter kann ein Zugstab damit ausgeführt werden, Tab. H.19.

Vergleichbare Zugstäbe aus Titan sind also leichter als solche aus Stahl oder Aluminium.

**Werkstoffe.** Rohr aus Stahl, Titan, faserverstärkte Kunststoffe (CFK)

Typische Durchmesser liegen im Bereich um 20 mm bei Längen von etwa 270 bis 600 mm.

### Umlenkhebel *Bell Crank*.

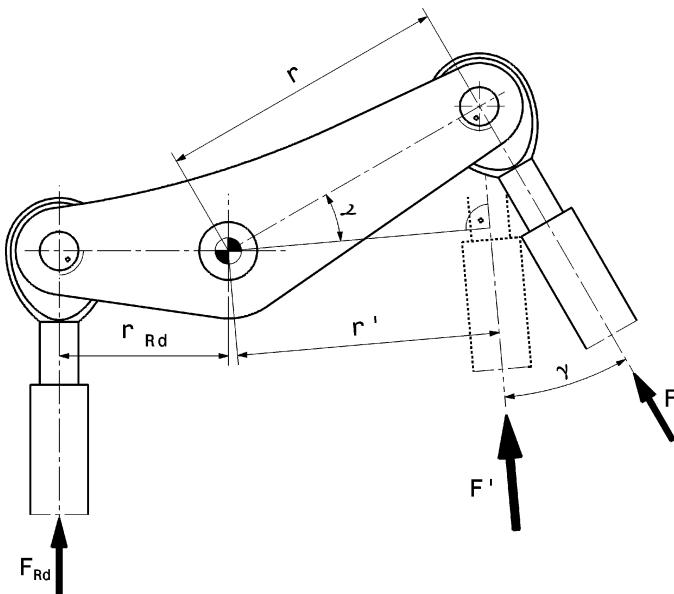


Umlenkhebel übertragen Kräfte und Bewegungen von Zug- bzw. Druckstäben auf Federn und Dämpfer. Ein Hebel stellt zwar zusätzliches Gewicht dar, er ermöglicht aber eine (beinahe) beliebige Lage von Federn und Dämpfern im Fahrzeug. Gleichzeitig kann eine Übersetzung zwischen den Kräften vorgenommen werden. Diese Übersetzung ist nicht konstant, sondern ändert sich mit der Winkellage des Hebels. Durch geschickte Anordnung des Hebels kann eine gewünschte Progressivität in der radbezogenen Federkennlinie erreicht werden. Dies allein rechtfertigt schon den Zusatzaufwand, der durch Hebel entsteht.

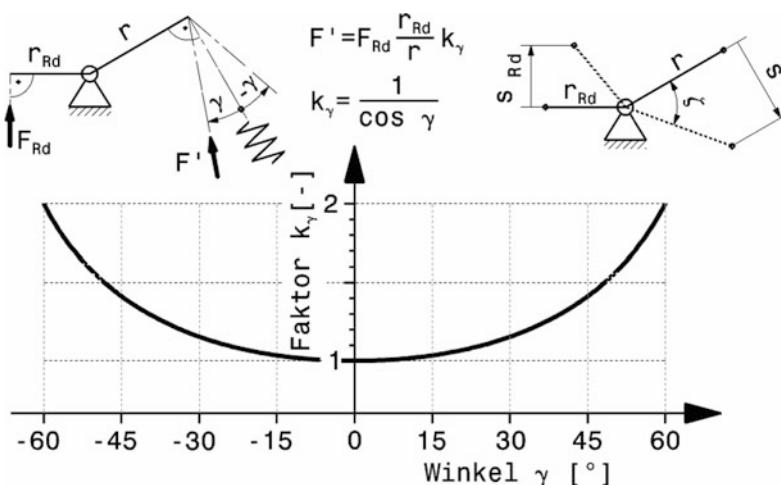
**Wirkung Effect.** Den größten Wirkungsgrad erreicht ein Hebel, wenn das Übertragungsglied einen rechten Winkel mit dem Hebelarm (Verbindung der Drehpunkte) einschließt, Abb. H.175. Diese Stellung kommt allerdings bei Drehung des Hebels um seine Lagerung theoretisch nur zweimal vor. Bei allen anderen Stellungen ist der wirksame Hebelarm kleiner.

Die Bewegung des Stabs und des Feder/Dämpferbeins beim Federn der Radaufhängung ist also eine nähere Betrachtung wert Abb. H.176. Bei einer Drehung des Hebels um seine Lagerung ändern sich die relativen Stellungen des Zug/Druck-Stabs und der Feder/Dämpfer. Wir geben zur vereinzelten Betrachtung der Wirkung auf einer Hebelseite ein konstantes Moment  $F_{Rd} \cdot r_{Rd}$  vor, d. h. nur das Verbindungsglied auf der anderen Seite bewegt sich beim Federn. Man erkennt, dass eine Abweichung von  $\gamma = \pm 10$  bis  $15^\circ$  des Verbindungsglieds von der Idealstellung sich kaum merklich auswirkt.

Will man jedoch eine stetige progressive Federrate erzielen, dürfen sich die Verhältnisse nicht umkehren und das Wegeverhältnis zwischen Stab und Feder  $r_{Rd}/r$  muss abnehmen (vgl. Abb. H.71). Das bedeutet, dass sich der Winkel  $\gamma$  beim Einfedern zur  $90^\circ$ -Stellung (also  $\gamma = 0^\circ$ ) hin bewegen muss, egal ob er von der positiven oder negativen Seite kommt. Die  $90^\circ$ -Stellung wird so auf alle Fälle erst



**Abb. H.175** Hebelwirkung. Eine direkte Übertragung stellt sich ein, wenn die Übertragungsglieder (Zug/Druckstäbe) senkrecht auf die Hebelarme stehen. Dann gilt:  $F = F_{Rd} \frac{r_{Rd}}{r}$  mit der Hebelübersetzung  $r_{Rd}/r$ . Weicht der Stab allerdings von dieser Idealstellung um den Winkel  $\gamma$  ab, so reduziert sich der wirksame Hebelarm auf  $r' = r \cdot \cos \gamma$  und es wird:  $F' = F_{Rd} \frac{r_{Rd}}{r \cos \gamma}$



**Abb. H.176** Auswirkungen einer Hebelbewegung.  $\gamma$  Winkelabweichung eines Verbindungsglieds von der Idealstellung,  $\circ$ ,  $k_\gamma$  Faktor zur Beschreibung der Änderung des Hebelverhältnisses durch  $\gamma$ ,  $-$ , Die Hebelübersetzung  $r_{Rd}/r$  wird mit dem Faktor  $k_\gamma$  vergrößert. Das gleiche gilt für das Verhältnis der Schwenkwege, das ja gleich dem Hebelverhältnis ist:  $\frac{s_{Rd}}{s} = \frac{r_{Rd} \cdot \sin \zeta}{r \cdot \sin \zeta} = \frac{r_{Rd}}{r}$

beim Druckanschlag erreicht. Oder anders beschrieben: Der Winkel zwischen Federbein und Hebel muss entweder anfangs kleiner als  $90^\circ$  sein und beim Federn öffnen oder größer als  $90^\circ$  sein und schließen.

Tatsächlich werden sich beide Verbindungsglieder beim Federn relativ zum Hebel bewegen, d. h. dass für beide Seiten die Aussagen von Abb. H.176 zum Tragen kommen und einander überlagern. Die Änderung der Gesamtübersetzung kann dadurch verstärkt oder sogar aufgehoben werden, wenn beide Verbindungsglieder gegensinnig arbeiten.

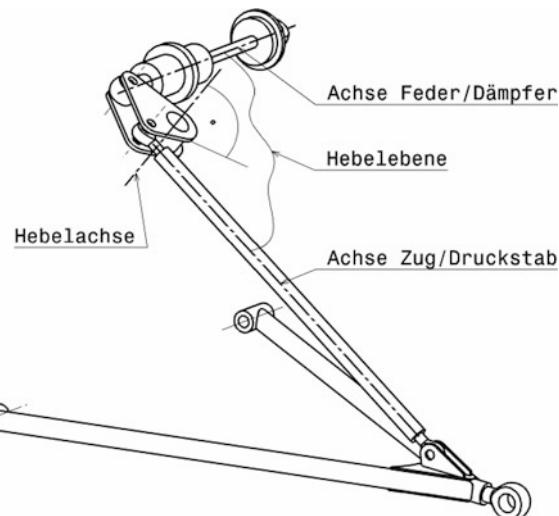
**Übersetzung Leverage.** Sind die Hebelarme ungleich lang ergibt sich eine Übersetzung  $r_{Rd}/r$ . Die Übersetzung Druckstab : Feder beträgt in Konstruktionslage üblicherweise 1 : 2 bis 1 : 3, d. h. die Feder hat den größeren Hebelarm. Damit Hebel einfach auf unterschiedliche Anforderungen angepasst werden können, werden sie mit mehreren Aufnahmebohrungen für die Anschlussglieder versehen. So kann die Übersetzung in Stufen variiert werden.

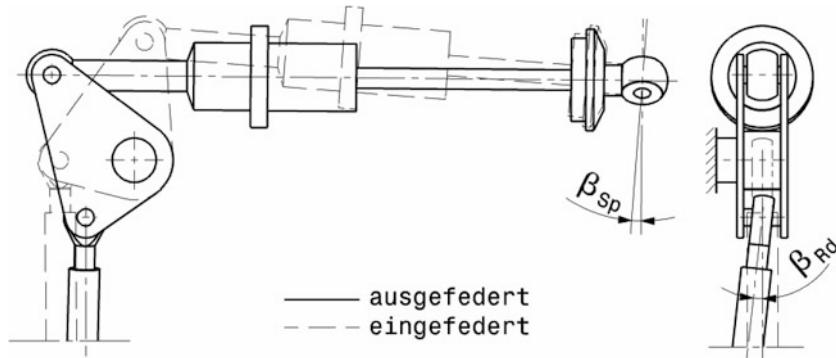
Der Hebel soll in voll eingefederter Stellung in jener Ebene liegen, die von den Achsen des Zug/Druckstabs und des Feder/Dämpferbeins aufgespannt wird, Abb. H.177. Seine Drehachse muss senkrecht auf diese Ebene stehen. Sonst entstehen durch die Längskräfte im Stab zusätzliche Reaktionskräfte, die den Hebel und seine Lagerung nachteilig belasten und zusätzliche Reibkräfte hervorrufen und das Federbein wird beim Federn verdrillt.

Auch wenn die Anordnung von Feder/Dämpferbein und Druckstab ist wie in Abb. H.177, brauchen die Teile eine räumlich gelenkige Verbindung, Abb. H.178. Die Feder/Dämpfer-Achse liegt in der Hebelebene und bewegt sich beim Einfedern also nur in dieser Ebene. Das rahmenseitige Anschlussauge muss den Winkel  $\beta_{Sp}$  kardanisch ermöglichen, wenn seine Drehachse nicht parallel zur Hebelachse steht (was meist der Fall ist, weil dadurch die Aufnahmekonsole für dieses Auge einfacher ausfällt). Der Druckstab schwenkt beim Einfedern um den Winkel  $\beta_{Rd}$  in die Hebelebene.

Die Hebel sind gleit- oder wälzgelagert auf mit dem Rahmen verschraubten oder verschweißten Zapfen gelagert. Die hinteren Umlenkhebel werden meist direkt am Getriebegehäuse befestigt, an dem entsprechende Butzen oder Laschen angegossen sind, Abb. H.179. Bei Kastenrahmen, wo eine großflächige Krafteinleitung notwendig ist, kommen Lagerzapfen mit einem Fuß zum Einsatz,

**Abb. H.177** Ideale Lage der Hebelachse. Die Hebelebene wird durch die Achsen von Feder/Dämpferbein und Zug/Druckstab aufgespannt. Die Drehachse des Hebels steht in Konstruktionslage normal auf diese Ebene





**Abb. H.178** Bewegungen der Hebelanschlussglieder.  $\beta_{Sp}$  Bewegung des Federbeins,  $\beta_{Rd}$  Bewegung des Druckstabs. Draufsicht auf die Hebelebene (*links*) und entsprechende Ansicht von vorne (*rechts*)

Abb. H.180. Dieser Fuß kann mit geeigneten Verbindungstechniken (Nieten, Schrauben, Laminieren) mit dem Rahmen verbunden werden.

Eine interessante Alternative zur Anordnung mehrerer Wälzlagern bieten kombinierte Nadellager. Diese weisen neben dem Nadellager ein Axiallager auf, das zwar nur etwa 1/4 der Radiallast tragen kann, für die übliche Hebellagerung reicht das jedoch problemlos aus. Abbildung H.181 zeigt beispielhaft ein zweiseitig wirkendes Nadelschrägkugellager.

**Werkstoffwahl Choice of Material.** Zur grundlegenden Werkstoffwahl wird folgende Betrachtung hilfreich sein. Ein Umlenkhebel besteht im Grunde aus zwei Balken, die gebogen werden. Für einen auf Biegung beanspruchten Balken nach Abb. H.182 ergibt sich für seine Masse:

$$m = 6F \frac{\rho}{\sigma_{b,\max}} \cdot \frac{l^2}{h} \cdot 10^{-9}$$

$\rho$  Dichte des Werkstoffs,  $\text{kg}/\text{m}^3$

$\sigma_{b,\max}$  zulässige Biegespannung des Werkstoffs,  $\text{N}/\text{mm}^2$

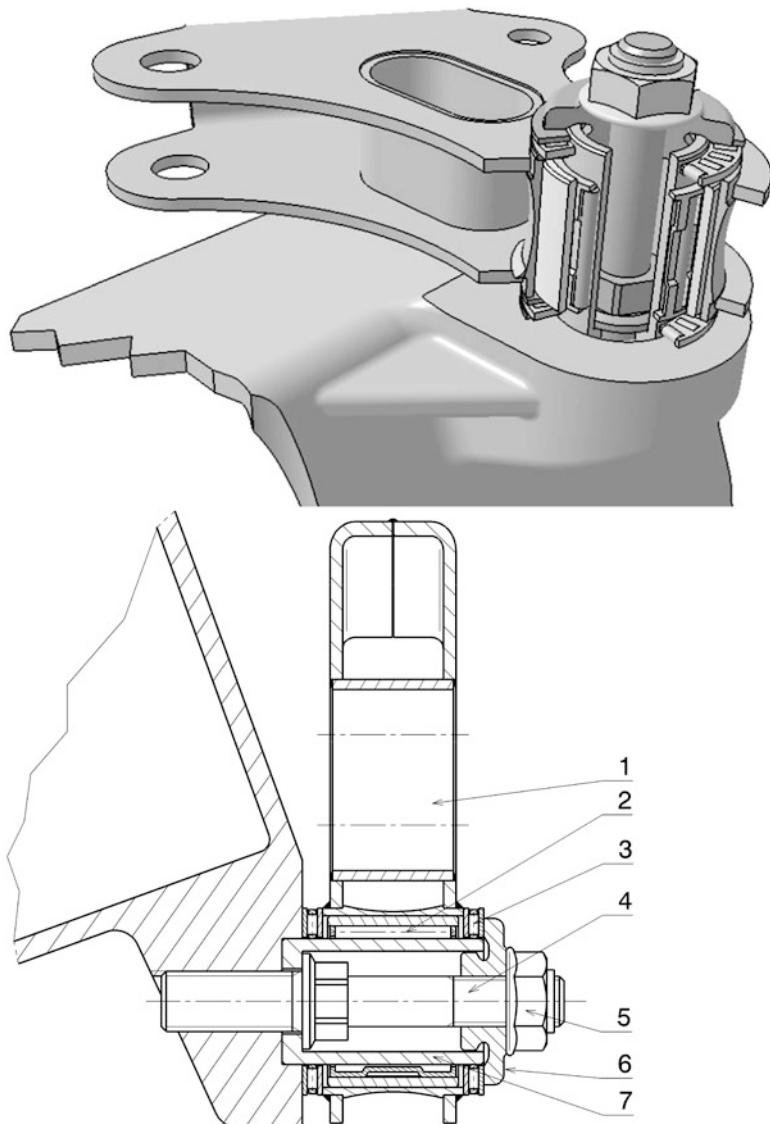
Bei sonst gleichen Abmessungen ist also jener Werkstoff im Sinne des Leichtbaus am günstigsten, bei dem der Wert  $\rho/\sigma_{b,\max}$  am kleinsten ist. In Tab. H.20 wird ein entsprechender Werkstoffvergleich durchgeführt.

Von den aufgeführten Werkstoffen ist also Titan am besten für einen leichten Biegebalken geeignet.

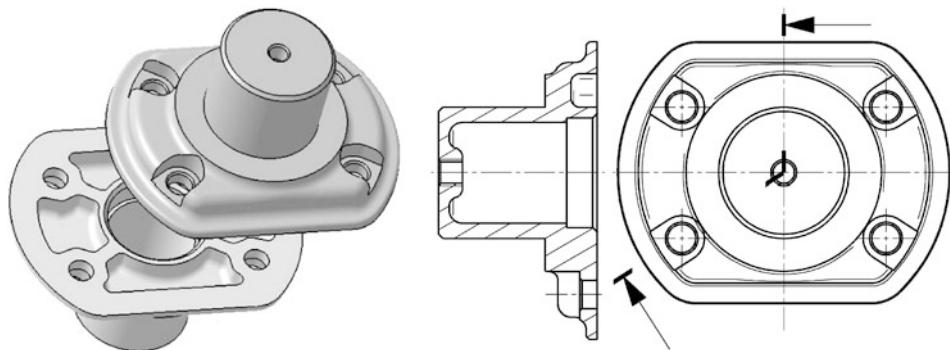
Umlenkhebel, bei denen die Anschlussaugen auf einer Seite der Hebelachse sitzen, können im Sinne der direkten Lastleitung (siehe Abschn. B.5 Konstruktionsprinzipien) auch in Druck- und Zugelemente aufgelöst werden, Abb. H.183.

**Tab. H.20** Werkstoffvergleich für Biegebalken

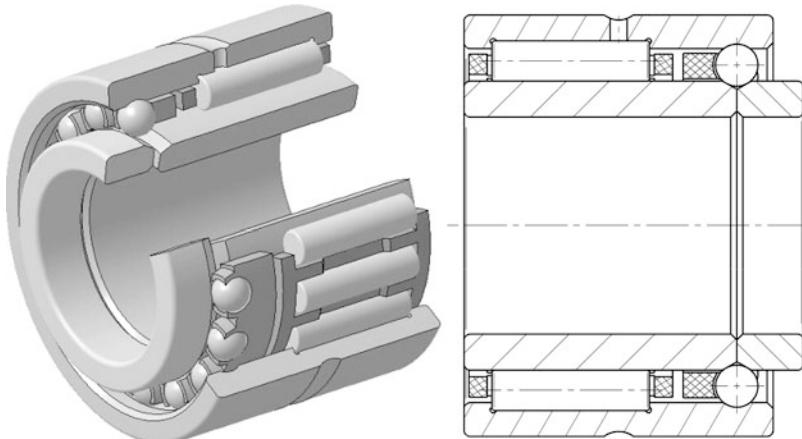
Werkstoff	Dichte, $\text{kg}/\text{m}^3$	zul. Wechsel-Biegespannung $\text{N}/\text{mm}^2$	Kennwert $\rho/\sigma_{b,\max}$ $\text{kg}/\text{N m}$
Vergütungsstahl 42CrMo4	$7,85 \cdot 10^3$	480	$1,64 \cdot 10^{-5}$
Aluminium AlZnMgCu1,5 F53	$2,70 \cdot 10^3$	140	$1,93 \cdot 10^{-5}$
Titan TiAl6V4 F89	$4,43 \cdot 10^3$	560	$0,79 \cdot 10^{-5}$



**Abb. H.179** Hebellagerung *bell crank mounting*. 1 Umlenkhebel rocker, 2 Radiallager (Nadellager) radial bearing (needle roller bearing), 3 Axiallager thrust bearing, 4 Stiftschraube stud, 5 Kontermutter lock nut, 6 Einstellmutter adjusting nut, 7 Lagerhülse pivot sleeve, Der Hebel (1) dreht sich auf einem Nadellager (2), das auf einer Lagerhülse (7) geführt wird. Diese Lagerhülse wird über eine Stiftschraube (4) in einer Aufnahmebohrung im Getriebegehäuse gehalten. An beiden Randflächen wird der Hebel von Axiallagern (3) gestützt. Das Laufspiel wird über eine Einstellmutter (6) eingestellt und mit der Kontermutter (5) gesichert

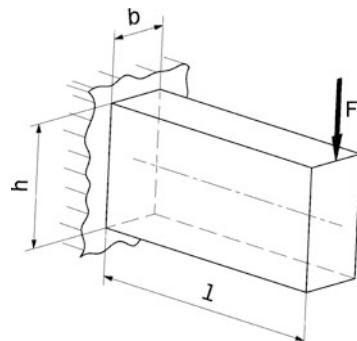


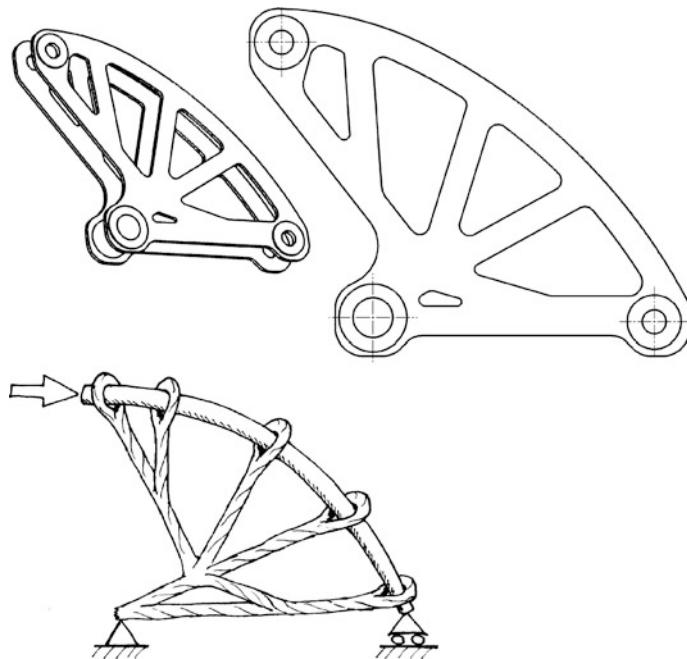
**Abb. H.180** Lagerzapfen für Umlenkehebel zum Anschrauben *bolt on type rocker post*. Der Zapfen wird gegossen (z. B. aus unlegiertem Stahlguss GS 52 (1.0552) nach DIN) und an den Laufflächen spanend bearbeitet



**Abb. H.181** Nadel-Schrägkugellager. Das abgebildete Lager ist zweiseitig wirkend

**Abb. H.182** Biegebalken unter Einzellast.  $b$ ,  $h$ ,  $l$  Abmessungen, mm,  $F$  Kraft, N





**Abb. H.183** Zerlegung eines Hebels in Zug- und Druckelemente, nach [30]. Ausgehend vom gedanklichen Aufbau des Hebels aus einem Druckstab, der schon vorverformt ist und dessen Weiterverformung mit Seilen verhindert wird (Grafik unten), folgt ein Leichtbauvorschlag für seine Gestaltung (oben)

**Abb. H.184** Umlenkhebel rechts einer Vorderradaufhängung (Formel 3000, Reynard D94). Der Hebel ist nadelgelagert und weist beim Drehzapfen axiale Anlauf-lagerscheiben auf. Er überträgt die Radaufstandschaft über den Druckstab (1) zum Federbein (2) und zum Stabilisator (3)

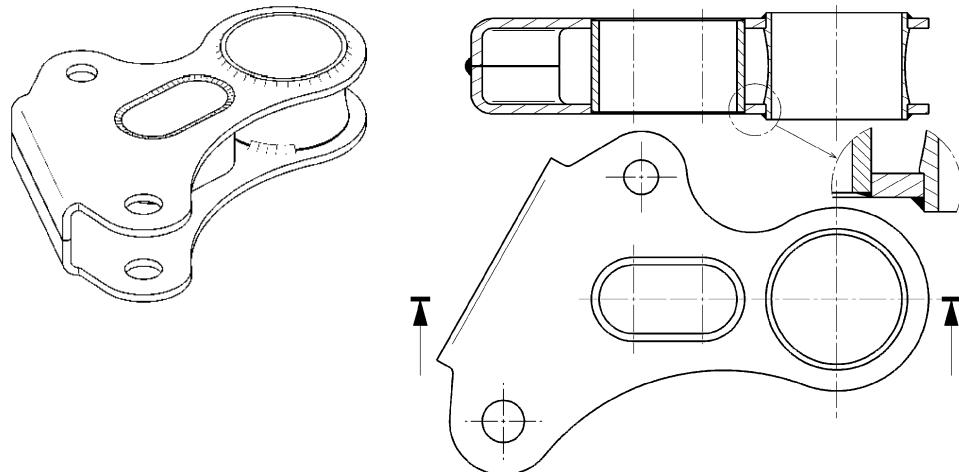


**Herstellung Fabrication.** Umlenkhebel werden aus dem Vollen gefräst oder als Blechbiege/Schweißkonstruktion ausgeführt.

**Oberflächenbeschichtung Surface Finish.** Stahlteile können vernickelt werden. Kleinere Aluminiumteile werden anodisiert.

Querlenker und Schubstreben werden gerne schwarz vernickelt.

**Abb. H.185** Umlenkhebel einer Hinterradaufhängung (Formel Renault 2000). Der Hebel ist eine Blechbiege und Schweißkonstruktion (s. Abb. H.186)



**Abb. H.186** Blechhebel. Der Hebel ist mehrteilig aufgebaut. Gestanzte Blechteile werden abgekantet und über Hülsen miteinander verschweißt

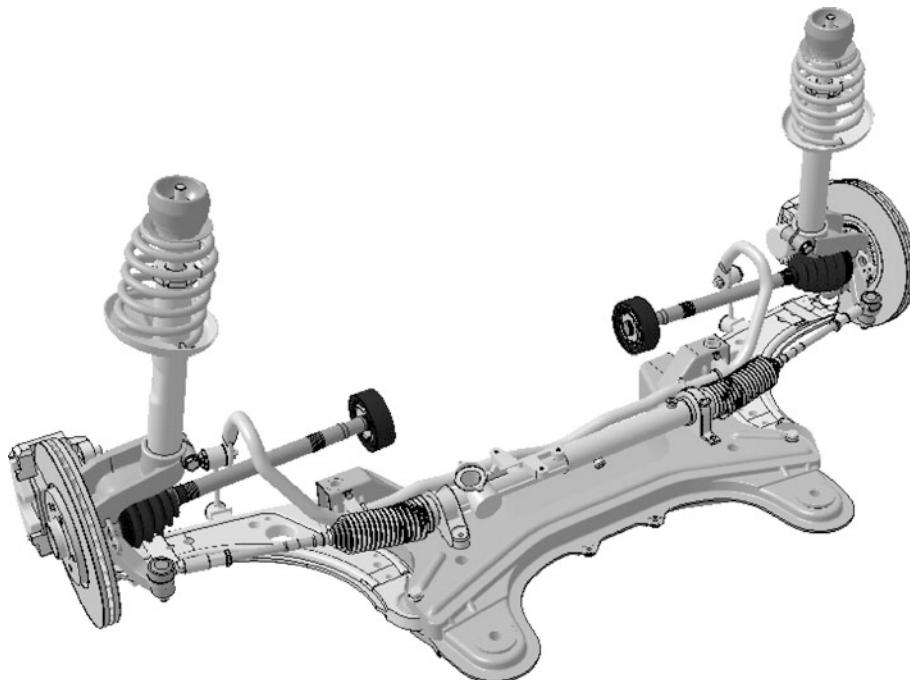
Verchromen von stählernen Fahrwerksteilen wird von FIA-Reglements untersagt.

Die Abb. H.184 bis H.187 zeigen einige ausgeführte Beispiele von Umlenkhebeln mitsamt den zusammenspielenden Anschlussteilen.

### 7.3 McPherson-Achse *McPherson Axle*

Wegen ihrer Bauraumvorteile findet sich die radführende Federbeinachse an der Mehrzahl der frontgetriebenen Pkw. Abbildung H.188 zeigt ein typisches Beispiel.

**Abb. H.187** Umlenkhebel der Hinterradaufhängung eines Formel-Wagens (Reynard Zytec, Fahrtrichtung nach links). Der Hebel ist direkt auf dem Getriebegehäuse gelagert an dem auch Konsolen für die Querlenkeranbindung angegossen sind. Der Hebel betätigt auch einen T-förmigen Stabilisator

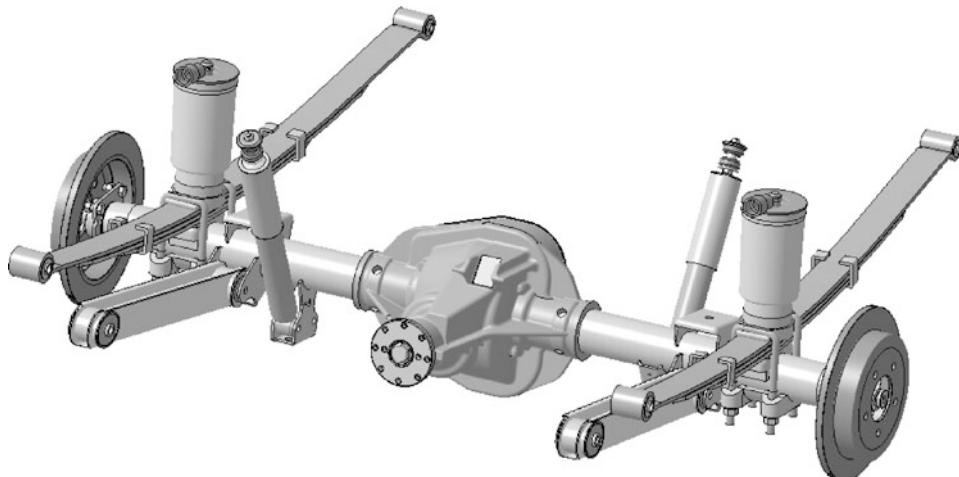


**Abb. H.188** Radführende Federbeinachse eines Pkw als Vorderachse. Der Radträger (hier auch als Schwenklager bezeichnet) nimmt oben das Federbein auf und ist unten mit dem Querlenker über ein Radgelenk verbunden. Die beiden Querlenker sind über Gummilager an einem Fahrschemel gelagert, der auch das Lenkgetriebe aufnimmt. Der Fahrschemel selbst wird elastisch entkoppelt an die Karosserie angebracht. Die Achse ist angetrieben. Der Stabilisator, der über Koppelstangen mit den Querlenkern verbunden ist, weicht in einem Bogen den Gelenkwellen aus

## 7.4 Starrachse Beam Axle

Die Starrachse mag für den Einsatz bei Wettbewerbsfahrzeugen als ziemlich veraltet gelten, es gibt jedoch tatsächlich noch Rennserien, in denen die Starachse reglementbedingt Standard ist. Allen voran die nordamerikanische NASCAR-Serie. Abbildung H.189 zeigt ein Beispiel einer Pkw-Achse.

Als Abwandlung einer Starrachse kann man die Verbundlenkerachse (*twist beam axle*) betrachten. Die beiden Räder einer Achse sind zwar direkt mit einem Achsträger miteinander verbunden, allerdings ist dieses Element mit einem offenen und damit torsionsweichen Profil gestaltet, Abb. H.190.



**Abb. H.189** Angetriebene Starrachse eines Pkw. Die beiden Achszapfen sind über zwei Rohrstücke, die in das Gehäuse des Achsgetriebes eingeschweißt sind, direkt miteinander verbunden. Die Führung der Achse in Längsrichtung übernehmen zwei Längslenker. In seitlicher Richtung reicht die Steifigkeit der Blattfeder aus um die Querkräfte aufzunehmen. Luftfederelemente helfen das Niveau bei unterschiedlichen Beladungen konstant zu halten



**Abb. H.190** Nicht angetriebene Verbundlenkerachse eines Pkw

Diese Querverbindung wirkt also auch wie ein Stabilisator. Die Räder haben über die Torsion des Querträgers eine gewissen Unabhängigkeit ähnlich einer Einzelradaufhängung, ein Teil der Radlast wird aber zwischen den Rädern übertragen.

---

## 8 Beispiele von Radaufhängungen von Rennfahrzeugen

### Examples of Race Car Suspensions

Einige Bilder von ausgeführten Radaufhängungen sollen abschließend das Gesamtsystem anschaulich vor Augen führen.

Auf den Abb. H.191 bis H.199 sind Radaufhängungen verschiedener Rennfahrzeugklassen aus unterschiedlichen Epochen zu sehen.

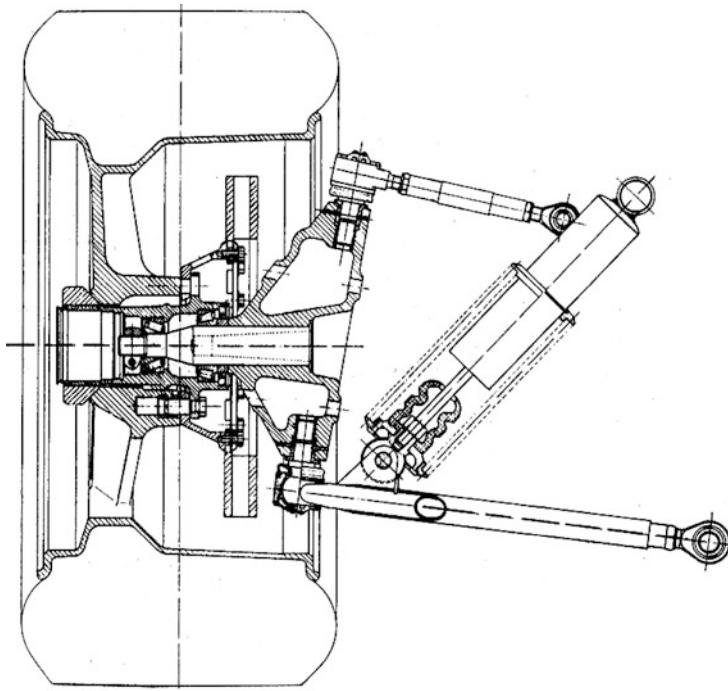


Abb. H.191 Vorderachse eines älteren Rennfahrzeugs (Porsche 917) [6]

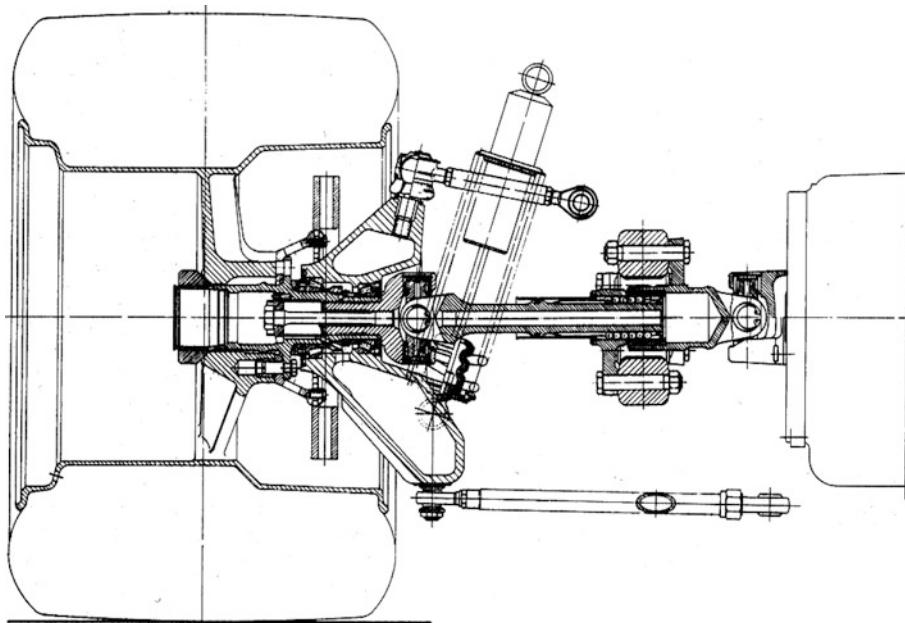
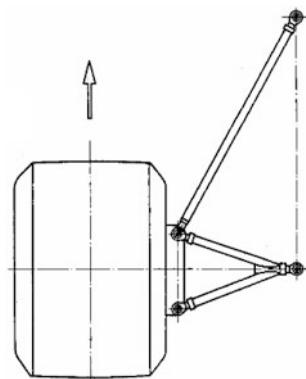
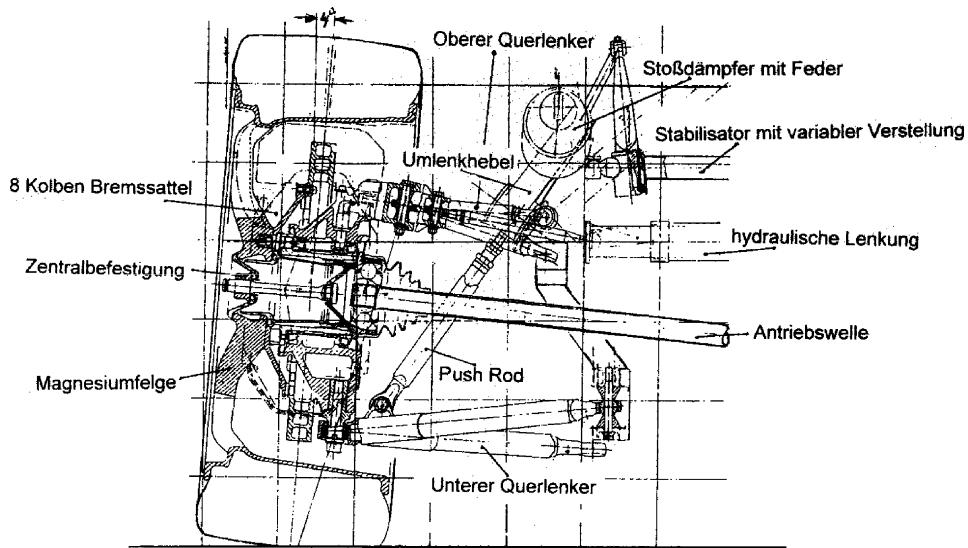


Abb. H.192 Hinterachse eines älteren Rennfahrzeugs (Porsche 917) [6]

Abb. H.193 Draufsicht auf die Radaufhängung aus Abb. H.192 [6]. Die Ansicht zeigt die untere Querlenkerebene mit einer breiten, rahmenseitigen Basis zur Aufnahme der Bremskräfte. Der Querlenker ist also im Vergleich zu üblichen Querlenkern umgedreht angeordnet





**Abb. H.194** Vorderachse eines Tourenwagens (Opel Calibra ITC 96) [14]. Das Fahrzeug weist Allradantrieb auf (siehe auch Abschn. M.6.3 Bauformen). Die Stabilisatoren werden elektrohydraulisch verstellt



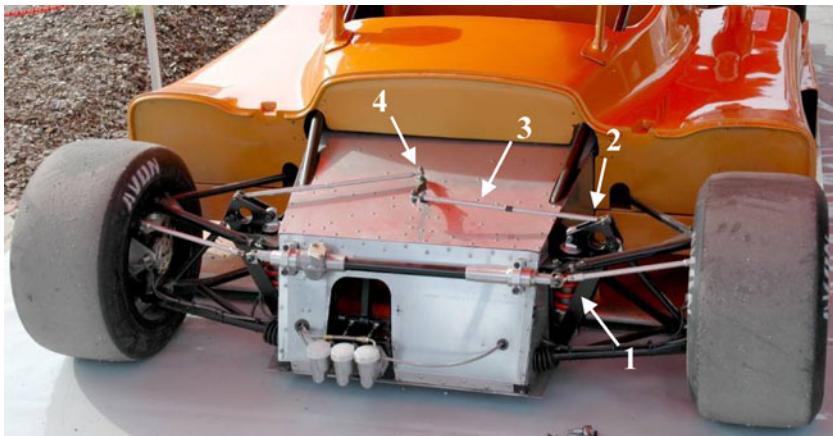
**Abb. H.195** Formel Renault Umlenkhebel und Stabilisator der Radaufhängung hinten, Fahrtrichtung nach rechts. Die Schubstreben (1) übertragen die Radlast über den Winkelhebel auf die Federbeine. Gleichzeitig verdrehen sie damit einen Schenkel des Stabilisators (2). Die Stabilisatorschenkel bewegen sich beim Ausfedern der Räder bis zu verstellbaren Anschlägen (3). Wird eine andere Stabilisatorkennlinie gewünscht, wird der ganze Stabilisator ausgewechselt. Es werden drei verschiedene Durchmesser-Varianten vom Fahrzeugherrsteller angeboten. Die Konsolen (4) der Lenkeranbindung sind 3- bzw. 4-fach verstellbar. Damit können Anfahrnickausgleich und Rollzentrum verstellt werden



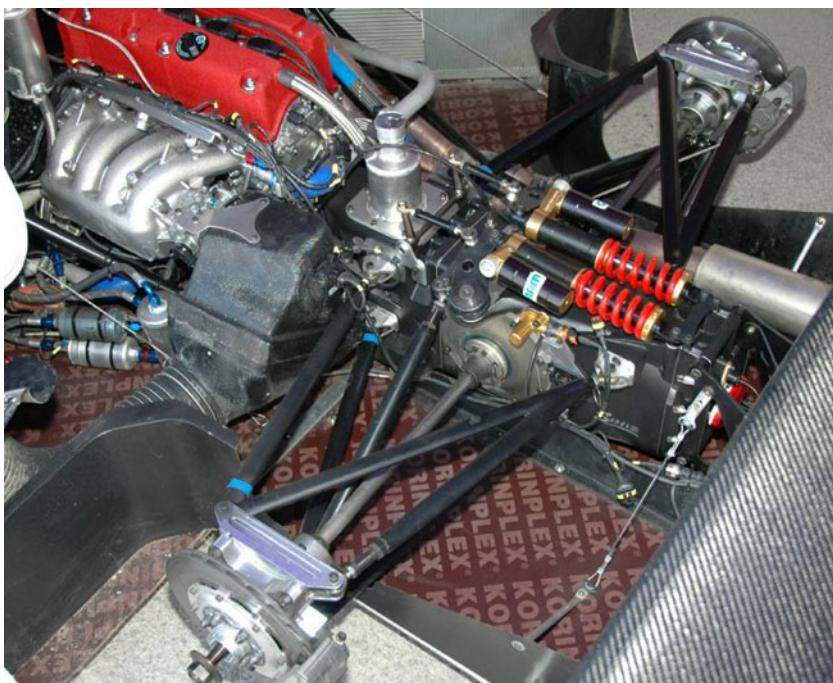
**Abb. H.196** Formel BMW Radaufhängung hinten, Fahrtrichtung nach oben. Bei gleichseitiger Radhubbewegung wird die Kraft über die zwei Schubstreben (1) und den Winkelhebel (2) auf die Monofeder übertragen. Bei wechselseitiger Hubbewegung wird der Winkelhebel durch eine Schubstrebe (1) entlang seiner Drehachse verschoben und gegen ein Tellerfederpaket (3) gedrückt (Wirkung als Wank-Stabilisator). Die Vorspannung und Mittellage der Tellerfedern ist über beidseitige Schraubanschläge änderbar



**Abb. H.197** Vorderradaufhängung eines Formel-Renault-Wagens. Das Monofederbein wird von zwei Schubstreben (1, 2) und einem Winkelhebel (3) betätigt. Der Winkelhebel ist längs seiner Drehachse gegen Tellerfedern verschiebbar und wirkt so als Wankstabilisator



**Abb. H.198** Vorderradaufhängung eines Productionssportwagens. Die Federbeine (1) stehen annähernd senkrecht und werden über den Umlenkhebel (2) betätigt. Die beiden Umlenkhebel werden über Gestänge (3) und Zwischenhebel (4) so miteinander verbunden, dass beim wechselseitigen Federn Radlasten übertragen werden. Dieses System wirkt also als Wankstabilisator



**Abb. H.199** Hinterradaufhängung eines Productionssportwagens (Norma N20). Die Abbildung zeigt die grundätzliche Verwandtschaft von Rennfahrzeugen. Wenn die Außenhaut abgenommen wird, wird der Antriebsstrang sichtbar, der direkt an den Motor angeflanscht ist. Die hintere Radaufhängung ist am Getriebegehäuse gelagert und überträgt die Radlast über Druckstäbe und Umlenkhebel auf die Federbeine, die in Längsrichtung auf dem Getriebe sitzen. Der obere Querlenker stützt den Radträger an zwei Punkten über eine Verbindungskonsole ab. Damit lässt sich der Sturz ohne Vorspuränderung einstellen. Der kurze U-Stabilisator ist auf dem Flansch zwischen Getriebe und Kupplungsglocke gelagert

## 9 Daten Data

Die Tabellen H.21 und H.22 liefern einige Daten zu Vergleichszwecken. Eine Zusammenstellung typischer Startwerte für die Entwicklung von Rennfahrzeugen bietet Tab. Q.4.

**Tab. H.21** Vergleich kinematischer Kennwerte ausgewählter Fahrzeuge, Pkw aus [31]

	Mercedes A-Klasse	BMW 3er	VW Phaeton	Formel Renault [12]	Audi R8 (LMP)
Antrieb <sup>1)</sup>	F	H	A	H	H
Achsprinzip <sup>2)</sup>	FB	FB	ML	D	D
Lenkrollradius $r_\sigma$ , mm	-20,7	4,8	-0,5	40,89	-
Nachlaufwinkel $\tau$ , °	2,83	5,8	3,71	4,49	9–12,5
Nachlauf $r_{\tau,k}$ , mm	13,8	17,0	26,12	18,46	-
Spreizung $\sigma$ , °	14,1	15,36	5,15	15,53	8,7
Spreizungsversatz, mm	44,12	83,3	22,19	-	

<sup>1)</sup> Antrieb: F: Frontantrieb, A: Allradantrieb, H: Hinterradantrieb.

<sup>2)</sup> Achsprinzip: FB: Federbeinachse, ML: Mehrlenkerachse, D: Doppelquerlenkerachse

**Tab. H.22** Vergleich kinematischer Kennwertebereiche von Fahrzeugtypen

Benennung	Wert	
	Serienfahrzeuge PKW z. T. [5]	Rennfahrzeuge z. T. [4]
Sturz $\varepsilon$ , °	Vorderräder -1 bis +0,5 *) Hinterräder -0,5 bis -1,67 *)	-0,5 bis -6
Nachlaufwinkel $\tau$ , °	Frontantrieb -2 bis +8 Heckantrieb +4 bis +11	+2,5 bis +4,5
Nachlauf $r_{\tau,k}$ , mm	0 bis 39,5 [1]	18
Spreizung $\sigma$ , °	3 bis 12	5 bis 8
Lenkrollradius $r_\sigma$ , mm	-30 bis +75	2 bis 4
Spurstellung (Vor-/Nachspur)	Vorderräder $0^\circ \pm 20'$ (-3 bis +3 mm) Hinterräder $0^\circ \pm 60'$ (-5 bis +5 mm)	etwas mehr als Serie. Vorderachse: -0,2° bis -1,5° Hinterachse $0^\circ$ bis 1°
Radvertikalbewegung, mm	-80 bis +120	-20 bis +30 (Formelwagen) 255 (Rallyewagen)
max. Wankwinkel Wagenkasten, °	8	0,8

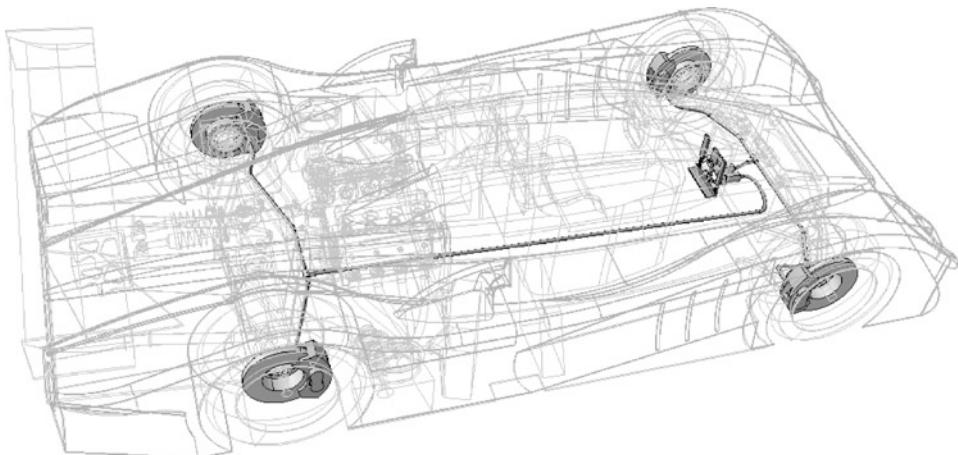
\*) max. ±4° nach [1]

## Literatur References

1. Henker, E.: Fahrwerktechnik. Vieweg, Wiesbaden (1993)
2. Tremayne, D.: Formel 1, Technik unter der Lupe. Motorbuch, Stuttgart (2001)
3. Heißing, B.: Moderne Fahrwerksauslegung. Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe, Graz, 12. Mai 2004
4. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
5. Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
6. Reimpell, J.: Fahrwerktechnik, 5. Aufl. Vogel, Würzburg (1982)
7. Staniforth, A.: Competition Car Suspension, 3. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
8. Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 2. Aufl. Springer, Berlin (1998)
9. Lis, A.: Bericht über 2KQ Rennfahrzeug von Reynard. Racecar engineering **27**, 34 (2000)
10. Wemhöner, J., Bergrath, E.: Keramik in Getriebe- und Radlagern. Von der Formel 1 zum Serieneinsatz? ATZ **11**, 1080–1087 (2001)
11. Seubert, J.: Höhere Leistungsfähigkeit der Radlagereinheit HBU1. In: System Partners. Sonderausgabe ATZ/MTZ. Mai (2003)
12. N. N.: Formula Renault 2000 Manual, Renault Sport Promotion Sportive (2001)
13. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
14. Indra, F.: Grande complication, der Opel Calibra der ITC-Saison 1996. Automobil Revue **50** (1996)
15. Helmut ELGES GmbH (Hrsg.): Gelenkkörper, Gleitbuchsen, Gelenkköpfe: Katalog 236. Fa. INA. Steinhagen (1999)
16. Betzler, J.: Fahrwerktechnik Grundlagen. In: Reimpel, J., Betzler, J. (Hrsg.) Fahrwerktechnik: Grundlagen. 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
17. Der neue BMW 5er. Sonderausgabe ATZ/MTZ. August (2003)
18. Breuer, B., Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, 1. Aufl. GWV Fachverlage/Vieweg, Wiesbaden (2003)
19. FAG Wälzlager, Katalog WL 41 520/3 DB, Schweinfurt 1999. FAG-Katalog WL 42 520/3
20. Aurora Bearing Company catalogue No. 503. Aurora, Illinois.
21. Klein, B.: Leichtbau-Konstruktion, 5. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2001)
22. Lucaora, L., Marconi, P.: F1 Wheel in Material Magnesium Forged, Front and Rear, Engineering. Race.Tech, München, Oktober 2004
23. Smith, C.: Tune to win. Aero Publishers, Fallbrook (1978)
24. Muhs, D., et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 17. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
25. Richter, W.: Konstruieren neuartiger Produkte. Konstruktion, Heft 47. Springer, Düsseldorf, 268–276 (1995)
26. Krimmel, H., et al.: Elektronische Vernetzung von Antriebsstrang und Fahrwerk. ATZ **5**, 368–375 (2006)
27. Hintzen, H., et al.: Konstruieren und Gestalten, 3. Aufl. Vieweg, Braunschweig (1989)
28. Crahan, T.C.: Modelling Steady-State Suspension Kinematics and Vehicle Dynamics of Road Racing Cars, Part I. SAE Paper 942505. In: Smith, C. (Hrsg.) Racing Chassis and Suspension Design. SAE International, Warrendale (2004)
29. Crahan, T.C.: Modelling Steady-State Suspension Kinematics and Vehicle Dynamics of Road Racing Cars, Part II. SAE Paper 942506. In: Smith, C. (Hrsg.) Racing Chassis and Suspension Design. SAE International, Warrendale (2004)
30. Mattheck, C.: Verborgene Gestaltgesetze der Natur. Optimalformen ohne Computer, 1. Aufl. Forschungszenrum Karlsruhe, Karlsruhe (2006)
31. diverse Sonderausgaben von ATZ/MTZ für Audi A4. Vieweg, Wiesbaden
32. Ötgen, O., Bertram, T.: Modellgestützte Entwicklung eines mechatronischen Fahrwerkregelungssystems. ATZ **6**, 546–553 (2007)

33. Barz, D., Herrmann, M.: RoaDyn Applications, Measuring Wheel Systems for Use on Race-Car. *Ingegneria dell'Autoveicolo* 5/6, 34–42 (2007)
34. Haney, P.: The Racing & High-performance Tire, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2003)
35. Milliken, W.F.: Chassis design: principles and analysis. Society of Automotive Engineers, Warrendale (2002)
36. Formula One Technology. Sonderheft von Race Engine Technology. High Power Media, Somerset (2007)
37. Segers, J.: Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2008)
38. Rouelle, C.: Race Car Vehicle Dynamics and Data Acquisition. Seminar Binder. OptimumG (2012)
39. KAZ Technologies. Damping Calculations Seminar. Michigan, (2011)

# Bremsanlage *Braking System*



Rennfahrzeuge sollen möglichst stark beschleunigen können, hohe Geschwindigkeiten erreichen und auch rasche Richtungswechsel durchführen können. Man denkt dabei in erster Linie an die Antriebskraft des Motors, an geringe Massen und Widerstände und an die Haftung der Reifen. Aber auch das Bremsen ist eine Beschleunigung, wenn auch eine negative, und mindestens genauso wichtig für geringe (Runden-)Zeiten wie positive Beschleunigung.

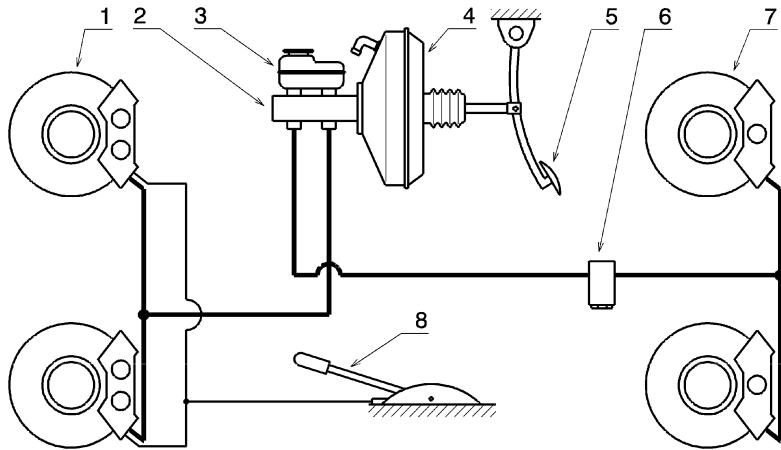
## 1 Allgemeines *General*

Die Bremsanlagen gehören wie Räder, Radaufhängung, Lenkung und Aggregate zu den wichtigsten Bauteilen der Fahrzeuge. Dementsprechend hoch müssen die Sicherheitsanforderungen und damit automatisch die gesetzlichen Auflagen sein.

Vorgeschrieben sind in jedem Fall zwei unabhängige Bremsanlagen für ein Kraftfahrzeug. Man unterscheidet in die Betriebsbremsanlage, die Hilfsbremsanlage und die Feststellbremsanlage. Die Betriebsbremsanlage wird als Muskel-, Hilfs- oder Fremdkraftbremse ausgeführt. Sie muss zweikreisig sein, auf alle Räder wirken und abstufig (also dosierbar) sein, Abb. I.1.

Die Hilfsbremsanlage muss beim Versagen der Betriebsbremsanlage deren Aufgabe mit verminderter Wirkung erfüllen, bei Nutzfahrzeugen muss sie auch auf den Anhänger wirken. Als Hilfsbremsanlage wird jeweils der noch intakte Bremskreis der Betriebsbremse herangezogen.

Die Feststellbremsanlage („Handbremse“) muss das Fahrzeug auf einer schrägen Fahrbahn mit 18 % Neigung im Stillstand halten können. Bei Pkw wird die Feststellbremse mechanisch durch Seilzug oder Gestänge betätigt. An Tourenwagen wird die Feststellbremse vielfach durch ein zwischengeschaltetes Halteventil in einem Bremskreis realisiert. Formelfahrzeuge weisen überhaupt keine Feststellbremse auf. An seriennahen Rennfahrzeugen wird gerne der Arretiermechanismus der Feststellbremse entfernt. Diese so genannten Fly-off-Handbremse kann sofort nach dem Betätigen wieder gelöst werden.



**Abb. I.1** Bremsanlage eines Pkw, Schema. 1 Scheibenbremse vorne, bestehend aus Bremsscheibe und Bremszange *front disc brake, consisting of disc and caliper*, 2 Tandem-Hauptbremszylinder *tandem brake master cylinder*, 3 Bremsflüssigkeitsbehälter *brake-fluid reservoir*, 4 Unterdruck-Bremskraftverstärker *vakuum brake booster*, 5 Bremspedal *brake pedal*, 6 Bremskraftregler *brake-power regulator*, 7 Scheibenbremse hinten, bestehend aus Bremsscheibe und Bremszange *rear disc brake*, 8 Feststellbremse *parking brake*

Die Bremsanlage wird komplettiert durch Haupt- und Radzyylinder, die über Hydraulikleitungen verbunden ein geschlossenes System darstellen. Die Verstärkung der Fußkraft übernehmen Saugluft, teilweise auch hydraulische Bremskraftverstärker. Der Tandem-Hauptzylinder besitzt zwei separate Druckräume für die notwendigen unabhängigen Bremskreise.

Die Bremskraft muss sich entsprechend der Achslasten auf die Achsen verteilen. Bei der Bremskreisaufteilung hat sich bei frontlastigen Fahrzeugen die diagonale und bei den mehr hecklastigen Fahrzeugen die Vorderachs-/Hinterachsauflaufteilung durchgesetzt. Grundsätzlich muss ein Überbremsen der Hinterachse vermieden werden, dazu dienen bei Serienfahrzeugen automatische Bremskraftregler, die last-, druck- oder verzögerungsabhängig arbeiten. Bei Rennfahrzeugen wird im Allgemeinen eine feste – allerdings vom Fahrerplatz verstellbare – Verteilung gewählt, Abb. I.2.

Die Abbremsung (*braking ratio*) ist die auf das Fahrzeuggewicht bezogene Gesamtbremskraft:

$$z = \frac{F_{V,X,B}}{F_{V,Z,t}} = \frac{a_x}{g} \cdot 100 \% \quad (I.1)$$

$z$  Abbremsung, – bzw. %

$F_{V,X,B}$  Bremskraft im Schwerpunkt des Fahrzeugs angreifend, N

$F_{V,Z,t}$  Gesamtgewicht des Fahrzeugs, N

$a_x$  Längsbeschleunigung, m/s<sup>2</sup>

Tabelle I.1 zeigt einige Mindestbremswirkungen nach einschlägigen Vorschriften.

Die Abbremsung folgt somit aus der Summe der bezogenen Bremskräfte von Vorder- und Hinterachse und wird von der maximalen Reibung zwischen Fahrbahn und Reifen begrenzt:

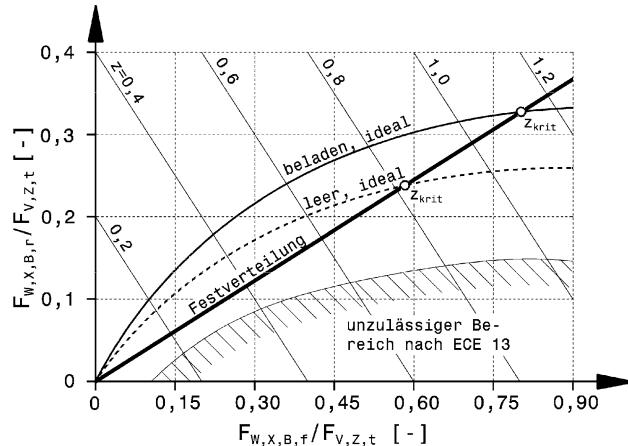
$$z = \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} + \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{a_x}{g} \leq \mu_{W,X} \quad (I.2)$$

**Tab. I.1** Mindestanforderungen an Bremsanlagen

Bremsanlage	mittlere Verzögerung [ $\text{m/s}^2$ ]				Abbremsung [%]
	Kraftrad	Pkw	Lkw	Anhänger	
Betriebsbremse	5,8	5,8	5,0	45 bis 50	
Hilfsbremse	3,1	2,9	2,2 (Busse 2,5)	-	
Feststellbremse	-	muss 18 % Fahrbahnneigung halten			

**Abb. I.2** Bremskraftverteilungsdiagramm *brake-balance chart*.

Die Summe der bezogenen Achsbremskräfte ist die Abbremsung  $z$ . Das Verhältnis der tatsächlichen Bremskräfte ist je nach Bremsanlage ein fest eingestellter Wert (Festverteilung) oder wird von einem Regler beeinflusst. Die ideale Aufteilung, bei der die größte Abbremsung erreicht wird, hängt von der Schwerpunktshöhe ab



$F_{W,X,B,f}$  Bremskraft an der Vorderachse, N

$F_{W,X,B,r}$  Bremskraft an der Hinterachse, N

$\mu_{W,X}$  Haftreibung in Längsrichtung, -

Mit obiger Beziehung lässt sich das Diagramm der Bremskraftverteilung erstellen, Abb. I.2.

## 2 Anforderungen an Bremsanlagen *Brake System Requirements*

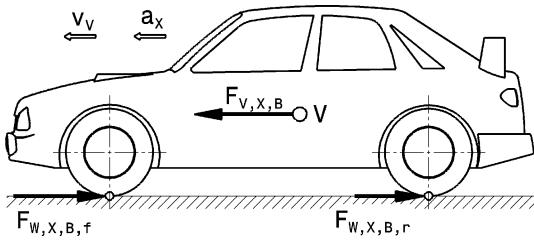
Folgende Anforderungen werden an eine Bremse gestellt:

- Konstante Bremsleistung unter allen Betriebszuständen
- Keine Fadingneigung bei hohen Temperaturen
- Aufrechterhaltung der Richtungsstabilität beim Bremsen
- Geringes Gewicht.

## 3 Physikalische Grundlagen *Physical Basics*

Grundsätzlich müssen die Bremskräfte über den Reifen eingeleitet werden, dabei bestimmt die Reibungskraft zwischen Reifen und Fahrbahn die Kraftübertragung. Allgemein ist eine Reibungskraft  $F_{fr} = \mu F_N$ , wobei  $F_N$  die Normalkraft und  $\mu$  die Haftreibungszahl ist. Die Normalkraft ist abhängig

**Abb. I.3** Bremskräfte am Fahrzeug  $F_{V,X,B} = F_{W,X,B,f} + F_{W,X,B,r}$ , V Schwerpunkt des Gesamtfahrzeugs



von der Achs- bzw. Radlast. Für die Bremskraft einer Achse  $n$  gilt also:

$$F_{W,X,B,n} = \mu_{W,X,n} \cdot F_{V,Z,n} \quad (\text{I.3})$$

$F_{W,X,B,n}$  Bremskraft der Achse  $n$ , N

$F_{V,Z,n}$  Achslast der Achse  $n$ , N

Die Achslast der Vorderachse erhöht sich bei einer eingeleiteten Bremsverzögerung  $a_x$  um den Betrag  $\Delta F_z$ . Die Hinterachse wird um den gleichen Betrag entlastet. Soll der verfügbare Kraftschluss für alle Abbremsungen  $z$  ( $z = a_x/g$ ) voll genutzt werden, dann muss sich das Verhältnis der eingeleiteten Bremskräfte an Vorder- und Hinterachse entsprechend der Achslastverteilung ändern. Im Bremskraftverteilungsdiagramm (Abb. I.2) verschieben sich in dem Fall die Lage der Parabel und auch die Lage der Grenzkurven mit der Veränderung des Fahrzeugschwerpunkts. Die Bremskraftverteilung bleibt konstant, solange keine Bremskraftregelung eingreift. Oberhalb  $z_{\text{krit}}$  treten die Gefahr des Überbremsens (Blockieren der Hinterräder) und damit ein instabiles Fahrverhalten auf, weil an der Hinterachse keine bzw. eine sehr geringe Seitenführungskraft zur Verfügung steht. Der kürzeste, ideal mögliche Anhaltweg (ohne Berücksichtigung einer aerodynamischen Antriebskraft) wird erreicht, wenn die Abbremsung gleich dem Reibungskoeffizienten wird.

**Bremskraft des Fahrzeugs Brake Force of Vehicle.** Die erforderliche Gesamtbremskraft eines Fahrzeugs  $F_{V,X,B}$  kann aus verschiedenen Ansätzen ermittelt werden, Abb. I.3.

$$\text{aus Trägheitskraft: } F_{V,X,B} = m_{V,t} \cdot a_X \quad (\text{I.4})$$

$$\text{aus Bewegungsenergie: } F_{V,X,B} = \frac{m_{V,t} \cdot v_V^2}{2 s_B} \quad (\text{I.5})$$

$$\text{aus der Abbremsung } z: \quad F_{V,X,B} = m_{V,t} \cdot g \cdot z \quad (\text{I.6})$$

$m_{V,t}$  Fahrzeuggesamtmasse, kg

$a_X$  mittlere Bremsverzögerung,  $\text{m/s}^2$

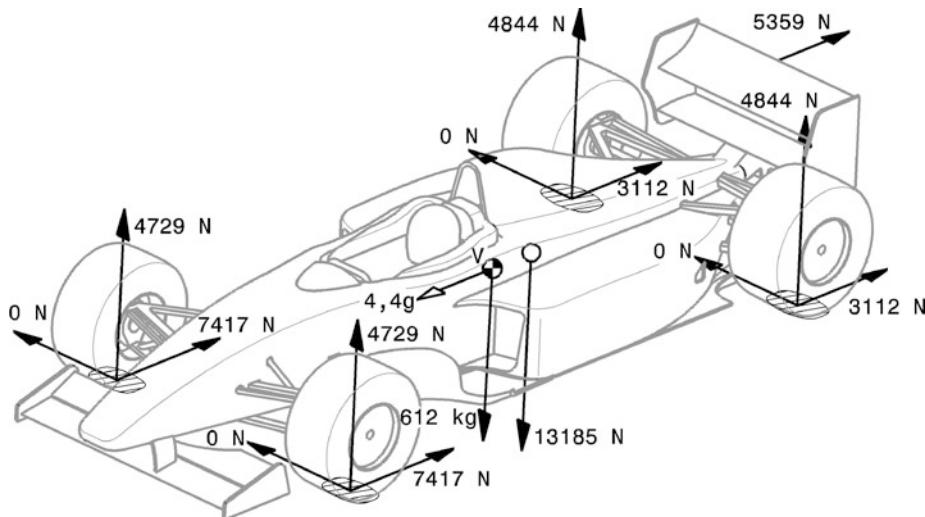
$v_V$  Fahrzeuggeschwindigkeit vor dem Bremsen,  $\text{m/s}$

$s_B$  Bremsweg, m

Die maximal auf das Fahrzeug wirkende Bremskraft kann bei Rennfahrzeugen durch den aerodynamischen Abtrieb im Vergleich zu Serienfahrzeugen stark gesteigert werden.

$$F_{V,X,B} = \mu_{W,X} \cdot \left( m_{V,t} \cdot g + \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_A \cdot A_V \cdot v_V^2 \right) + \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_W \cdot A_V \cdot v_V^2 \quad (\text{I.7})$$

$\rho_L$  Dichte der Luft,  $\text{kg/m}^3$ . Siehe Kap. K, (K.6).



**Abb. I.4** Bremskräfte an einem Formel-1-Wagen, nach [8]. In den Reifenaufstandsflächen sind sämtliche Kräfte beim Bremsen bei 320 km/h mit 4,4 g eingezeichnet. Zusätzlich sind der Widerstand des Heckflügels und die Summe der Abtriebskräfte im Druckpunkt eingetragen. V Fahrzeugschwerpunkt

$c_A$  Abtriebsbeiwert, –. Siehe Kap. E, (E.3).

$A_V$  Projizierte Querschnittsfläche des Fahrzeugs,  $m^2$ . Siehe Kap. K, (K.6).

$c_W$  Luftwiderstandsbeiwert, –.

Die für die Auslegung der Radbremse entscheidende größte auftretende Bremskraft an den Reifen der Vorderachse, wird neben der statischen Achslast und dem Abtrieb auch von der Achslastverlagerung bestimmt:

$$F_{W,X,B,f} = \mu_{W,X} \cdot \left( m_{V,t} \cdot g \cdot \frac{l_r}{l} + m_{V,t} \cdot a_X \cdot \frac{h_V}{l} + F_{L,Z,f} \right) \quad (I.8)$$

$l$  Radstand, m.

$l_r, h_V$  weitere Abmessungen, siehe Abb. I.8.

$F_{L,Z,f}$  Anteil der Abtriebskraft auf Vorderachse wirkend, N. Siehe Kap. E, (E.3).

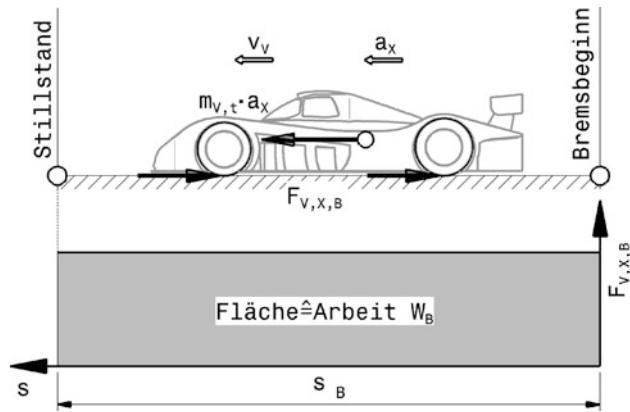
Sämtliche beim Bremsen wirkende Kräfte eines Formel-1-Fahrzeugs sind in Abb. I.4 eingetragen.

**Bremsarbeit und -leistung Braking Work And Braking Power.** Grob kann die Energiemenge, die bis zum Stillstand des Fahrzeugs vom Bremssystem aufgenommen werden muss, über die Energieerhaltung abgeschätzt werden, Abb. I.5.

$$W_B = \int_s F_{V,X,B} ds \quad \text{bzw.} \quad W_B = F_{V,X,B} \cdot s_B \quad \text{bei} \quad F_{V,X,B} = \text{const.} \quad (I.9)$$

$W_B$  Bremsarbeit, J. Wird durch Reibung in Wärme umgesetzt

**Abb. I.5** Energiebetrachtung beim Bremsen. Die Bewegungsenergie eines Fahrzeugs wird beim Bremsen in Reibungsarbeit umgewandelt



$$W_B = m_{V,t} \cdot a_X \cdot s_B$$

$$W_B = \frac{m_{V,t}}{2} (v_{V,0}^2 - v_{V,Re}^2)$$

$$P_{B,max} = F_{V,X,B} \cdot v_V \quad (I.10)$$

$v_{V,0}$  Geschwindigkeit vor dem Bremsen, m/s

$v_{V,Re}$  Geschwindigkeit nach dem Bremsen, m/s

$P_{B,max}$  Bremsleistung, größter Augenblickswert, W

$$P_{B,m} = \frac{W_B}{t_B} \quad t_B = \frac{\Delta v}{a_X} \quad a_X = \frac{\Delta v^2}{2 s_B}$$

$$P_{B,m} = \frac{F_{V,X,B} \cdot v_V}{2}$$

$P_{B,m}$  mittlere Bremsleistung, W

$t_B$  Bremszeit, s

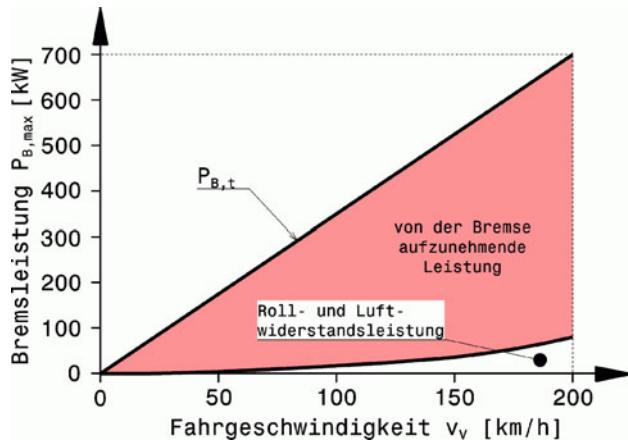
$\Delta v$  Geschwindigkeitsdifferenz, m/s

Beim Verzögern eines Fahrzeugs helfen Luft- und Rollwiderstand mit. Diese Widerstände sind geschwindigkeitsabhängig und stellen nur einen kleinen Beitrag in der gesamten Bremsleistung dar. Abbildung I.6 zeigt die Anteile für einen Pkw der Kompaktklasse für eine Verzögerung von 1g. Bei 100 km/h beläuft sich die gesamte Bremsleistung bei etwa 340 kW. Beim Bremsen bis zum Stillstand muss die Bremsanlage den überwiegenden Teil in Wärme umwandeln und an die Umgebung abführen. Der Beitrag der Hilfswirkung des Luftwiderstands ist auch bei Rennfahrzeugen ähnlich, weil abtrieberhöhende Maßnahmen den Luftwiderstand zwangsläufig erhöhen, vgl. Abb. I.7.

Während Serienfahrzeuge Höchstwerte von ca. 1 für die Abbremsung erreichen, liegen die Werte für Rennfahrzeuge mit aerodynamischen Abtriebshilfen vor allem bei höheren Geschwindigkeiten wesentlich höher, Abb. I.7. Bei Serienfahrzeugen kommt es bei sehr hohen Geschwindigkeiten mitunter sogar zu Auftriebskräften, die die Radlast und damit die mögliche Bremskraft vermindern.

**Spezifische Bremsleistung N.** Zur Ermittlung wird die maximale Bremsleistung, die sich bei einer Vollverzögerung aus der Höchstgeschwindigkeit pro Bremse ergibt, auf die Reibfläche des Bremsbe-

**Abb. I.6** Bremsleistung eines Pkw bei 1g Verzögerung [16].  $P_{B,t}$  gesamte Bremsleistung des Fahrzeugs, Roll- und Luftwiderstand stellen einen kleinen Beitrag der Gesamtbremsleistung dar. Der überwiegende Teil muss jedoch von der Bremsanlage aufgebracht werden. Der Pkw weist eine Gesamtmasse  $M_{V,t}$  von 1250 kg auf



lags bzw. auf die überstrichene Fläche der Bremsscheibe bezogen [16]:

$$\begin{aligned} N_{\text{Belag}} &= P_{B,W,\max} / (2 \cdot A_{\text{Belag}}) \\ N_{\text{Bd}} &= P_{B,W,\max} / A_{\text{Bd}} \end{aligned} \quad (\text{I.11})$$

$N$  spezifische Bremsleistung,  $\text{kW}/\text{cm}^2$

$P_{B,W,\max}$  max. Bremsleistung pro Rad,  $\text{kW}$

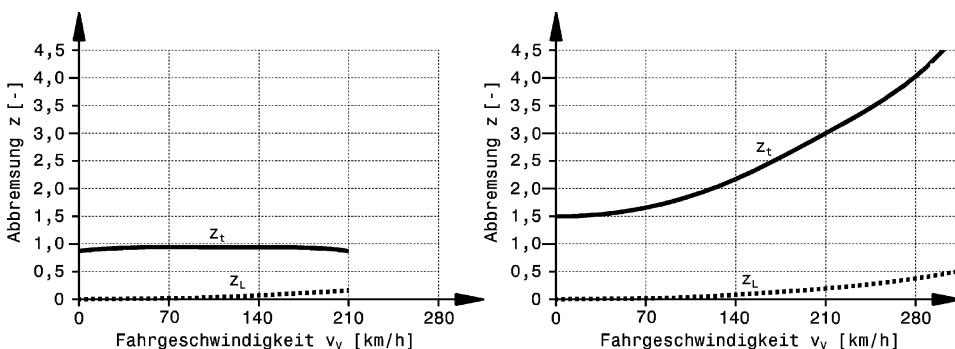
$A_{\text{Belag}}$  Reibfläche Bremsbelag,  $\text{cm}^2$

$A_{\text{Bd}}$  überstrichene Bremsscheibenfläche,  $\text{cm}^2$

**Bremskraftverteilung Brake Bias, Front-to-Rear Brake Balance.** Bei einer festen Aufteilung der Bremskräfte zwischen den Achsen gilt für die einzelnen Bremskräfte:

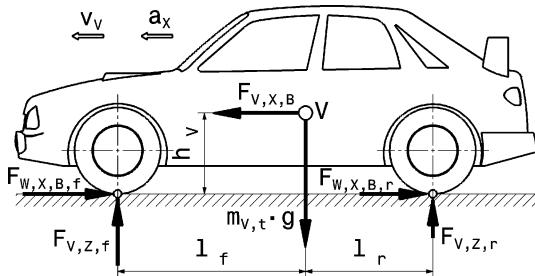
$$F_{W,X,B,f} = \Phi_f \cdot F_{V,X,B} \quad (\text{I.12})$$

$$F_{W,X,B,r} = \Phi_r \cdot F_{V,X,B} \quad (\text{I.13})$$



**Abb. I.7** Erzielbare Abbremssung bei einem Mittelklasse-Pkw (links) und einem Sportwagenprototyp (rechts) [16].  $z_t$  tatsächliche Gesamtabbremsung,  $z_L$  Anteil des Luftwiderstands an der Abbremssung

**Abb. I.8** Skizze zur Berechnung der Bremskraftverteilung



$\Phi_f$  Bremskraftanteil Vorderachse, –.  $\Phi_f = 0,65$  bis  $0,75$

$\Phi_r$  Bremskraftanteil Hinterachse, –.  $\Phi_r = 0,25$  bis  $0,35$

es gilt:  $\Phi_f + \Phi_r = 1$ .

Durch die Achslastverlagerung (*axle-load transfer*) beim Bremsen erlaubt eine feste Aufteilung der Bremskräfte nicht die maximal mögliche Abbremsung bei vorgegebener Haftreibungszahl Reifen/Straße, weil eine Achse blockiert während die Reifen der anderen Achse noch Potential zu Steigerung der Reibkraft hätten. Das Ideal stellt so eine lastabhängige Regelung der Bremskraftaufteilung dar. Bei dieser bestimmt die Lage des Fahrzeugschwerpunktes  $h_V$  zusammen mit der aktuellen Verzögerung das zweckmäßige Verhältnis der Bremskräfte beider Achsen, Abb. I.8.

$$\frac{F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,r}} = \frac{l_r + h_V \frac{a_x}{g}}{l_f - h_V \frac{a_x}{g}} = i_m \quad (I.14)$$

$i_m$  Achslastverhältnis vorne/hinten, –

$l_f, l_r$  Abstand Fahrzeugschwerpunkt zu Mitte Vorder- bzw. Hinterachse, m

$h_V$  Höhe des Fahrzeugschwerpunkts, m

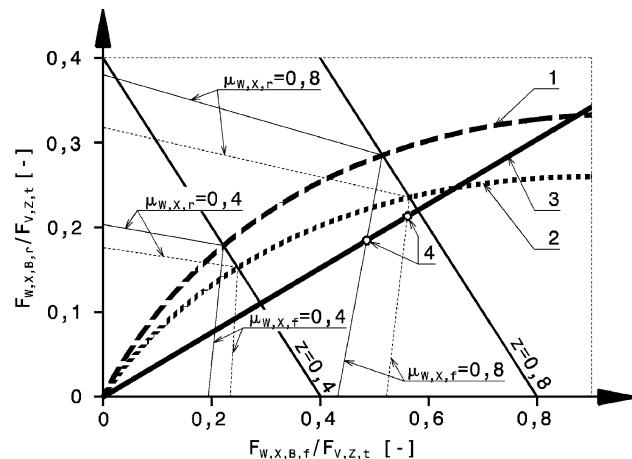
Zur Darstellung dieses Zusammenhangs dient das Verteilungsdiagramm für die Bremskraft (*brake-balance chart*), Abb. I.9. Auf den Koordinatenachsen sind die gewichtsbezogenen Bremskräfte von Vorder- und Hinterachse  $F_{W,X,B,f}$  und  $F_{W,X,B,r}$  aufgetragen. Die Schnittpunkte der Geraden gleicher Haftreibungszahl von Vorder- und Hinterachse bilden die Parabel der „idealen“ Bremskraftverteilung (Kurven 1 und 2). Die Geraden konstanter Abbremsung  $z$  vervollständigen das Diagramm.

Ist kein Bremskraftverteiler installiert, so ist die Bremskraftverteilung fest und stellt eine Gerade dar (3). Die Steigung ergibt sich als Verhältnis der durch die Dimensionierung der Radbremsen und Bremszylinder festgelegten Bremskräfte von Vorder- und Hinterachse. Solange die Gerade der festen Verteilung (3) unterhalb der idealen Verteilung (1, 2) verläuft, blockiert stets die Vorderachse zuerst (stabiles Bremsverhalten, die Seitenführungskraft an den Hinterreifen bleibt erhalten). Der Blockierpunkt der Vorderachse (4) ergibt sich dabei als Schnittpunkt von „installierter Verteilung“ (3) und der Geraden der jeweiligen Haftreibungszahl  $\mu_{W,X,f}$ .

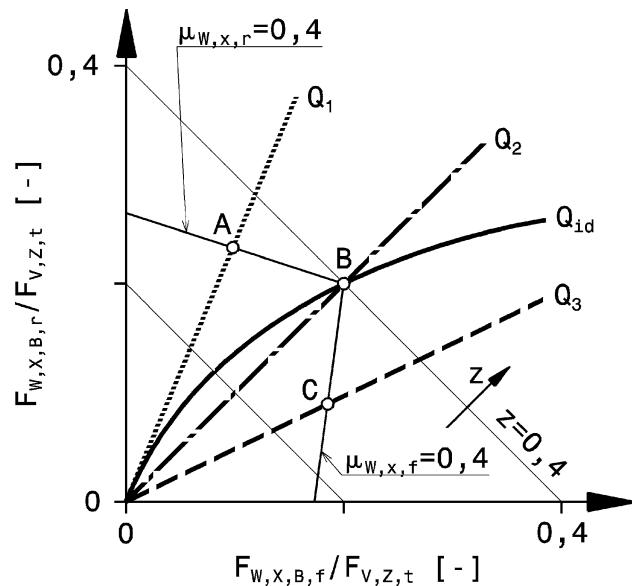
Einige Überlegungen zur Wahl einer festen Bremskraftaufteilung werden in Abb. I.10 an Hand von drei extremen Auslegungen veranschaulicht.

Betrachtet werden niedrige Reibungsverhältnisse ( $\mu_{W,X} = \text{const.} = 0,4$ ). Wenn die Abbremsung  $z$  von 0 beginnend bei der festen Aufteilung  $Q_1$  gesteigert wird, blockieren die Hinterräder zuerst (Punkt A), weil  $\mu_{W,X,r} = 0,4$  voll ausgenutzt wird (vorne ist ausgenutztes  $\mu_{W,X,f} < 0,4$ ). Weiteres Steigern der Bremsbetätigungs Kraft führt zur Verzögerung bei Punkt B. An diesem Punkt blockieren auch die Vorderräder und somit ist keine weitere Steigerung der Abbremsung mehr möglich. Diese Auslegung wird für Motorräder angewandt.

**Abb. I.9** Bremskraftverteilung mit fester Aufteilung. 1 ideale Bremskraftverteilung bei zulässigem Gesamtgewicht, 2 ideale Bremskraftverteilung fahrfertig (mit Fahrer), 3 installierte, feste Bremskraftverteilung, 4 Vorderachse blockiert,  $\mu_{W,X,f}$  bzw.  $\mu_{W,X,r}$  Haftreibungszahlen in Längsrichtung vorne bzw. hinten



**Abb. I.10** Wahl der Bremskraftaufteilung.  $Q_1, Q_2, Q_3$  feste Bremskraftaufteilungen,  $Q_{id}$  ideale Bremskraftaufteilung,  $Q_1$  wird für einspurige und  $Q_2$  für zweispurige Fahrzeuge verwendet

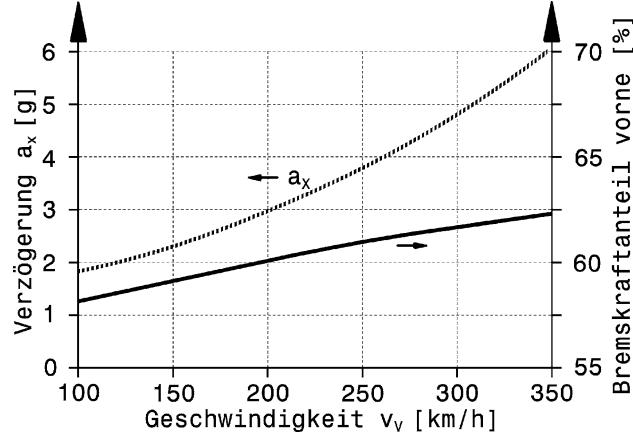


Bei der Bremskraftaufteilung  $Q_2$  überbremsen bei einer Steigerung von  $z$  die Vorderräder bis zum Punkt B. Ab diesem Punkt blockieren alle Räder und somit ist die maximale Abbremsung  $z = 0,4$  erreicht.

Im Fall der Bremskraftaufteilung  $Q_3$  blockieren die Vorderräder im Punkt C. Wird die Abbremsung weiter erhöht, steigt die Bremskraft an der Hinterachse bis der Punkt B erreicht wird. Ab diesem Punkt blockieren auch die Hinterräder und die maximale Verzögerung für die vorliegende Reibung ist erreicht. Diese Auslegung wird für zweispurige Fahrzeuge eingesetzt.

Idealerweise ändert sich die Bremskraftverteilung während des Bremsmanövers, weil ja die Verzögerung wegen aerodynamische Abtriebshilfen und geschwindigkeitsabhängiger Reibungswerte nicht konstant bleibt, Abb. I.11. Im Gegenteil nehmen der Abtrieb und somit die Reifenkräfte ebenso ab.

**Abb. I.11** Verlauf der Bremsverzögerung über der Geschwindigkeit und dazu gehörige ideale Bremskraftverteilung eines Formel-1-Wagens, nach [1]. Mit sinkender Geschwindigkeit nimmt die Verzögerung ab, weil der Abtrieb mit dem Quadrat der Geschwindigkeit abnimmt und die Reifen nicht mehr die ursprüngliche Bremskraft aufbauen können



Bleibt die aerodynamische Balance bei der Geschwindigkeitsabnahme gleich, so muss sich die Bremskraftaufteilung trotzdem wegen der Achslastverschiebung ändern. Tatsächlich sieht die Situation etwas anders aus, weil die meisten Fahrzeuge durch das Nicken beim Bremsen die Abtriebsaufteilung ändern. Der Frontflügel kommt bei großer Verzögerung näher zur Fahrbahn und der Abtrieb vorne steigt überproportional an. Sinkt die Verzögerung, sinkt der relative Abtriebsanteil der Vorderachse. Dadurch muss der Bremskraftanteil vorne bei geringen Geschwindigkeiten stärker abnehmen als in Abb. I.11.

Die Fahrer nehmen eine „Verstellung“ der Bremskraftaufteilung während des Bremsens nicht mit dem Drehknopf im Cockpit vor, sondern durch gleichzeitiges Bremsen und Gasgeben. Am besten kann dieser Fahrstil praktiziert werden, wenn zum Schalten nicht mit dem Fuß gekuppelt werden muss. Durch Gasgeben während des Bremsens erhalten die angetriebenen Hinterräder ein Gegenmoment zum Bremsmoment. Dieses wird dadurch kleiner und die Bremskraft verlagert sich zur (nicht angetriebenen) Vorderachse.

#### Erstellung eines Verteilungsdiagramms der Bremskräfte.

1. Die Kurven der idealen Bremskraftverteilung  $F_{W,X,B,r} = f(F_{W,X,B,f}, h_V)$  folgen aus (I.3) und (I.14) für konstante und gleiche Reibwerte an beiden Achsen:

$$\frac{F_{W,X,B,f}}{F_{W,X,B,r}} = \frac{\mu_{W,X,f} \cdot F_{V,Z,f}}{\mu_{W,X,r} \cdot F_{V,Z,r}} = i_m \rightarrow \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} \cdot \frac{1}{i_m}$$

2. Die Geraden konstanter Abbremsung  $z_{F_{W,X,B,r}} = f(F_{W,X,B,f}, z)$  folgen aus (I.2):

$$z = \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} + \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{a_X}{g} \rightarrow \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{a_X}{g} - \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} \quad (I.15)$$

3. Die Geraden konstanter Haftreibung  $F_{BH} = f(F_{BV}, \mu)$  ergeben sich zu:

$$\text{Mit } F_{V,Z,f} + F_{V,Z,r} = F_{V,Z,t} \rightarrow F_{V,Z,f} = F_{V,Z,t} - F_{V,Z,r} \quad (I.16)$$

und umgestellter (I.14)  $F_{V,Z,f} = F_{V,Z,r} \cdot i_m$  folgt

$$\frac{F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,t}} = \frac{i_m}{1 + i_m} \quad (I.17)$$

und

$$\frac{F_{V,Z,r}}{F_{V,Z,t}} = \frac{1}{1 + i_m} \quad (I.18)$$

Aus (I.2) mit (I.3) wird

$$\frac{\mu_{W,X,f} \cdot F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,t}} + \frac{\mu_{W,X,r} \cdot F_{V,Z,r}}{F_{V,Z,t}} = z \quad (I.19)$$

Gleichungen (I.17) und (I.18) in (I.19) eingesetzt und  $i_m$  mit (I.14) substituiert ergibt einen Ausdruck für  $z$ :

$$z = \frac{\mu_{W,X,f} l_f + \mu_{W,X,r} l_r}{l_f + l_r + h_v (\mu_{W,X,r} - \mu_{W,X,f})} \quad (I.20)$$

Die für das Diagramm benötigten bezogenen Größen der Bremskräfte ergeben sich durch Einsetzen von (I.16) in (I.19). Zunächst für die Bremskraft der Vorderachse:

$$\frac{F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,t}} = \frac{z - \mu_{W,X,r}}{\mu_{W,X,f} - \mu_{W,X,r}} \quad \text{und damit} \quad \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} = \mu_{W,X,f} \frac{F_{V,Z,f}}{F_{V,Z,t}}$$

Die gesuchte bezogene Bremskraft der Hinterachse in Abhängigkeit der Bremskraft an der Vorderachse folgt daraus mit (I.15):

$$\frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = z - \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}}$$

Die Punkte der Geraden konstanter Reibung auf den Koordinatenachsen des Diagramms entsprechen den beiden Extremfällen, wenn nur eine Achse alleine bremst:

$$\begin{aligned} \text{Bremsung nur hinten: } & \frac{F_{W,X,B,r}}{F_{V,Z,t}} = z = \frac{\mu_{W,X,r} l_f}{l_f + l_r + \mu_{W,X,r} h_v} \\ \text{Bremsung nur vorne: } & \frac{F_{W,X,B,f}}{F_{V,Z,t}} = z = \frac{\mu_{W,X,f} l_r}{l_f + l_r - \mu_{W,X,f} h_v} \end{aligned}$$

4. Die Geraden, die eine konstante Bremskraftverteilung beschreiben, folgen zu:

$$F_{W,X,B,r} = \frac{\Phi_r}{\Phi_f} F_{W,X,B,f} = \frac{\Phi_r}{1 - \Phi_r} F_{W,X,B,f}$$

Einige Rennfahrzeuge nutzen auch eine Verstellung der Bremskräfte links zu rechts. So wird das hintere kurveninnere Rad stärker bei der Kurveneinfahrt gebremst, damit in engen Kurven das Einlenken verbessert wird. In der Formel 1 ist diese Möglichkeit im Gegensatz zu anderen Rennserien verboten. Der Nutzen ist nicht zuletzt wegen der erhöhten Anforderungen an den Fahrer umstritten [13].

Bremskraftregelungen zur Vermeidung des Blockierens der Räder (ABS, siehe Abschn. M.7 und Anhang) wurden im Rennsport zunächst kaum eingesetzt. Der Grund war, dass damals Serien-ABS-Systeme eingesetzt wurden und diese nicht auf die Bedürfnisse eines Rennfahrzeugs ausgerichtet sind. Auf welligen Untergründen führten so Radlastschwankungen zu einer Verlängerung des Bremswegs. Bei Serienfahrzeugen war das Entwicklungsziel auch nicht eine Optimierung des Bremswegs, sondern die Aufrechterhaltung der Lenkbarkeit beim Bremsen.

Die optimale Bremskraftverteilung hängt durch die Schwerpunktshöhe auch davon ab, ob das Fahrzeug bergauf oder bergab fährt, d. h. die optimale Einstellung in der Ebene passt nicht für geneigte Fahrbahnen.

**Tab. I.2** Maßnahmen zur Stabilitätserhöhung beim Bremsen in Kurven und bei unterschiedlichen Reibwerten links und rechts [16]

Maßnahme, Merkmal	beim Bremsen in der Kurve	bei unterschiedlichen Reibwerten links und rechts
Nachspur unter Bremskraft vorn	+	-
Nachspur unter Bremskraft hinten	-	+
Nachspur beim Einfedern vorn	+	-
negativer Lenkrollradius	-	+
niedriger Fahrzeugschwerpunkt	+	o
hoher Bremskraftanteil an der Vorderachse	+	+
hohe Untersteuerreserve	+	o
ABS mit select low an der Hinterachse	+*	+*
ABS mit Giermomentenbeeinflussung	o	+*
ABS <sup>1</sup> mit CBC/ABS+	+*	o
ESP <sup>1</sup>	+	+

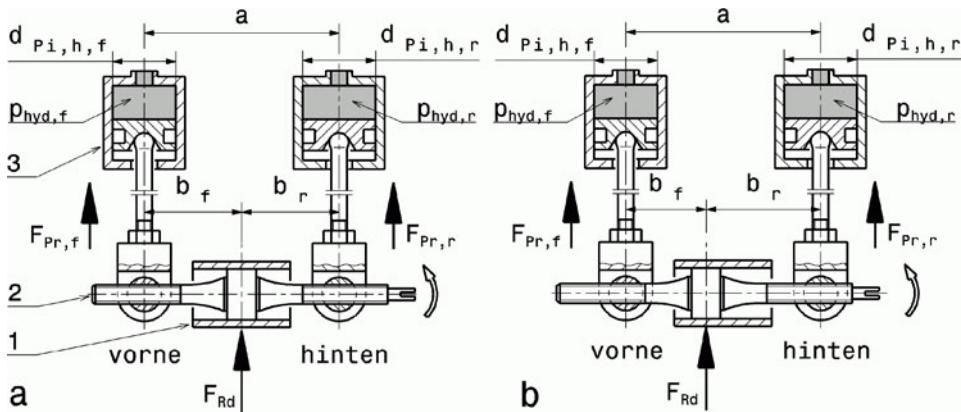
Legende: +: günstig, -: ungünstig, o: kein oder geringer Einfluss, \*: bewirkt Bremswegverlängerung

Ein wichtiger Aspekt bei der Bremskraftaufteilung ist ebenfalls die Erhaltung der Fahrstabilität. In Tab. I.2 sind Maßnahmen zur Stabilitätserhöhung beim Bremsen aufgelistet. Dabei wird nach dem Fahrzustand Bremsen in der Kurve sowie unterschiedliche Reibwerte links und rechts unterschieden. Nicht alle Maßnahmen erweisen sich als gleichermaßen günstig. Während beim Bremsen in der Kurve die entscheidenden kurvenäußersten Räder das Fahrzeug nach außen lenken sollen, sollen bei unterschiedlichen Reibwerten die wichtigeren Reifen – das sind jene auf der Seite mit mehr Grip – vorne zur Seite mit weniger Reibung und hinten zur Seite mit mehr Reibung lenken. Zwei Merkmale zeigen sich dabei jedoch „kompromisslos“ günstig: Niedriger Fahrzeugschwerpunkt und hoher Bremskraftanteil an der Vorderachse.

**Konstruktive Realisierung der Bremskraftaufteilung vorne zu hinten Ways to Set Up the Bias of Effort Between Front And Rear Brakes.** Die gewünschte Bremskraftaufteilung kann auf unterschiedliche Arten realisiert werden, wenn eine II-Aufteilung der Bremskreise (vgl. Abb. I.15) vorliegt [13]:

- Unterschiedliche Radbremszylinderdurchmesser erzeugen unterschiedliche Bremskräfte bei gleichem Hauptbremszylinderdurchmesser. Diese Art ist bei Rennfahrzeugen zu bevorzugen. Die Nehmerzyllinderdurchmesser sind an der Vorderachse größer als an der Hinterachse bzw. die Bremszangen an der Vorderachse weisen mehr Kolben auf. Damit sind die Bremskräfte vorne größer als hinten.
- Unterschiedliche Hauptbremszylinder bewirken bei gleichen Radbremszylindern zwar im Grunde das Gleiche, führen aber zu unterschiedlichen Kolbenwegen in den Geberzyllindern, die vom Betätigungsstäbe ausgeglichen werden müssen. Der Hauptbremszylinder für die Vorderachse muss einen kleineren Durchmesser aufweisen als jener für die Hinterachse. Bei gleicher Pedalkraft ist somit der Druck an den vorderen Bremszangen größer als an den hinteren.
- Größere Scheibendurchmesser führen zu größeren Bremskräften bei sonst unveränderten Parametern. Eine größere Bremsscheibe hat auch den Vorteil einer größeren wärmeabführenden

<sup>1</sup> siehe Anhang



**Abb. I.12** Prinzip eines Waagebalkensystems. **a** Symmetrische Kraftaufteilung  $b_f/b_r = 1$ , **b** Waagebalken verschoben,  $b_f/b_r < 1$ , 1 Bremspedal *brake pedal*, 2 Waagebalken *balance bar*, 3 Hauptbremszylinder vorne bzw. hinten *brake master cylinder*

Fläche. So werden die Brems scheiben an der Vorderachse größer ausgeführt als an der Hinterachse.

- d) Eine mechanische Aufteilung der Betätigungs kräfte ermöglicht unterschiedliche Bremskräfte. Dies wird z. B. durch ein Waagebalkensystem realisiert (siehe unten) und für die Feineinstellung während der Fahrt verwendet. Bei Änderung der Wetterverhältnisse kann der Fahrer ohne Boxenstopp die Bremskraft zur Hinterachse verlagern und ein Überbremsen der Vorderräder auf nasser Strecke vermeiden.
- e) Die Bremskraft kann durch ein Druckbegrenzungsventil in der Bremsleitung begrenzt werden. Ein solches Ventil in der Zuleitung zu den Radbremszylin dern der Hinterachse limitiert den maximalen Betätigungsdruck in dieser Leitung auf einen bestimmten Wert ohne den Betätigungsdruck an der Vorderachse zu beeinflussen (siehe Abschnitt 6). Das Betätigungsdruckverhältnis vorne zu hinten kann auch in Abhängigkeit vom Druck selbst und/oder von der Achslast verändert werden (siehe Abschnitt 6).

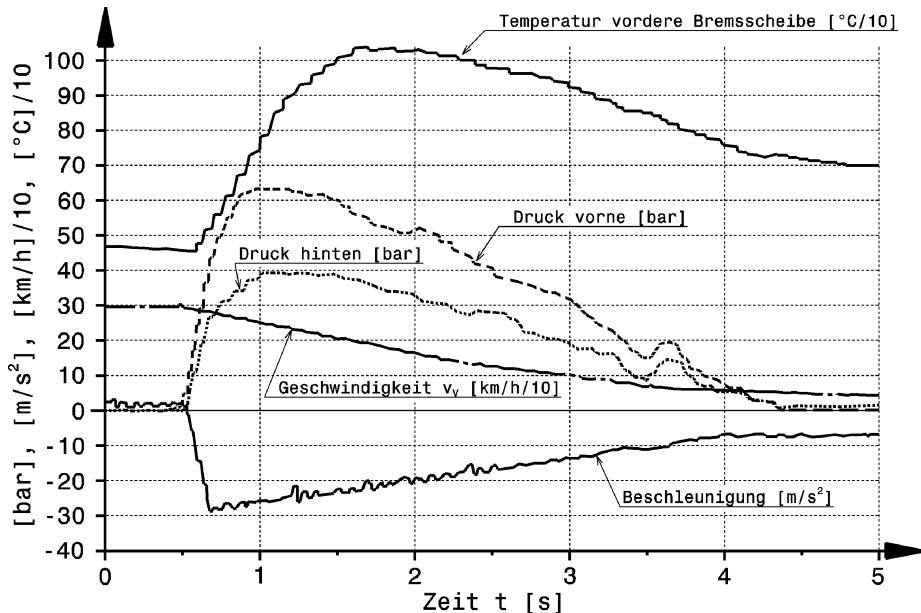
**Waagebalkensystem Balance Bar.** Dieses System der Bremskraftaufteilung ist weit verbreitet und findet sich in praktisch allen Rennklassen. Das Prinzip ist in Abb. I.12 dargestellt. Die Abb. D.28 und D.29 bieten eine Übersicht über die Einbausituation mit dem Bremspedal. Das Bremspedal (1) überträgt die Fußkraft über eine Hülse auf den Waagebalken (2). An dessen Gewindeenden befinden sich Drehzapfen, die die Kolbenstangen aufnehmen. Jeweils ein Hauptbremszylinder (3) wird von einer Kolbenstange betätigt. Wird der Waagebalken gedreht, wandert er entlang seiner Achse, weil die Drehzapfen ein Muttergewinde aufweisen. Dadurch ändert sich das Hebelverhältnis zwischen den Kolbenstangen. Eine flexible Welle führt von einer Aufnahme des Waagebalkens zum Fahrerplatz, von wo das Drehen einfach durchgeführt werden kann.

Das Maß  $a$  zwischen den beiden Hauptbremszylin dern muss identisch sein mit dem Maß zwischen den beiden Drehpunkten der Drehzapfen. Der Waagebalken muss bei allen Pedalstellungen in einer parallelen Ebene zu den Bremszylin dern liegen.

Beim Bremsen wird die Fußkraft über das Pedal auf die Kraft  $F_{Rd}$  übersetzt, die auf den Waagebalken wirkt (vgl. Abb. I.18). Der Balken teilt die Kraft  $F_{Rd}$  über das Längenverhältnis  $b_f/b_r$  in die

**Tab. I.3** Wirkung eines Waagebalkens

Stellung Waage- balkens	$F_{Rd}$	$b_f$	$b_r$	$F_{Pr,f}$	$F_{Pr,r}$	$d_{Pi,h,f}$	$d_{Pi,h,r}$	$p_{hydr,f}$	$p_{hydr,r}$
	N	mm	mm	N	N	mm	mm	bar	bar
a	1300	30	30	650	650	17,8	19,1	30	26
b	1300	25	35	758	542	17,8	19,1	30,5	18,9

**Abb. I.13** Zeitlicher Verlauf einiger Größen bei einer Vollbremsung, nach [14]. Messwerte einer Bremsung eines Formel-1-Wagens von 300 auf 60 km/h auf dem Kurs in Montreal. Diese Bremsung ist die fünfte von insgesamt sechs Vollbremsungen auf dieser Rundstrecke

Kolbenstangenkräfte auf:

$$F_{Pr,f} = F_{Rd} \frac{b_r}{b_f + b_r} \quad (I.21)$$

$$F_{Pr,r} = F_{Rd} \frac{b_f}{b_f + b_r} \quad (I.22)$$

$F_{Rd}$  Kraft vom Bremspedal auf den Waagebalken, N

$b_f, b_r$  Abstände des Gelenklasters von den Drehzapfen vorne bzw. hinten, mm (Siehe Abb. I.12). Es gilt:  $b_f + b_r = a = \text{const.}$

Tabelle I.3 führt die Auswirkungen eines Waagebalkens an Hand eines Zahlenbeispiels für Abb. I.12 vor.

An Rennfahrzeugen werden besonders hohe Anforderungen an die Bremsen gestellt, wenngleich unterschiedliche Strecken die Bremsen unterschiedlich beanspruchen. Die Piste von Montreal bei-

**Tab. I.4** Technische Daten von Trommelbremsen

Anlagedruck	Vordruck 0,5 bis 1,2 bar Bremsdruck bis 100 bar
Reibwert $\mu_B$	0,3 bis 0,4
Lüftspiel	0,3 bis 0,5 mm
Spannkraft	PKW: ca. 4 kN

spielsweise stellt die höchsten Anforderungen an die Bremsen bei Formel-1-Fahrzeugen. Auf diesem Kurs sind insgesamt sechs Vollbremsungen von ca. 300–320 km/h auf 60–80 km/h auszuführen und das in einem Abstand von nur etwa 4,5 Sekunden. Das führt mitunter zu Brüchen von Bremsscheiben. Abbildung I.13 zeigt die entsprechenden Werte über der Zeit für die fünfte Bremsung auf diesem Kurs. Dabei steigt die Betriebstemperatur der Bremsscheibe innerhalb von nur 1,5 Sekunden von etwa 450 °C auf einen Spitzenwert von über 1000 °C. Nach einer Sekunde stabilisiert sie sich etwa fünf Sekunden lang bei 700 °C. Beeindruckend sind auch die Verzögerungswerte, denen die Fahrer ausgesetzt sind. In wenig mehr als einer Sekunde ändern sie sich von +0,8g auf -3g.

## 4 Bremsenbauarten und Anordnungen

### Brake Constructions And Arrangements

**Trommelbremse Drum Brake.** Diese Bauart ist nur noch für historische Fahrzeuge von Bedeutung. Selbst bei Pkw wird sie nur noch an der Hinterachse bei Fahrzeugen des unteren Preissegments verbaut oder als Feststellbremse als zusätzliche Duo-Servo-Trommelbremsen in der Scheibe der Breitsscheibenbremse. Tabelle I.4 liefert einige technische Daten dieser Bauart.

Die Trommelbremse erzeugt die Bremskräfte an der inneren Oberfläche einer Bremstrommel. Je nach Bauart tritt Selbstverstärkung in einer auflaufenden Backe (Simplex-Bremse) oder in beiden Backen abhängig (Duplex-Bremse) oder unabhängig (Duo-Duplex-Bremse) von der Drehrichtung ein. Bei Servobremsen wird eine sehr große Selbstverstärkung erreicht. Ein Nachteil der Selbstverstärkung ist die unerwünschte große Abhängigkeit des Bremsenkenntwertes (vgl. Abb. I.16).

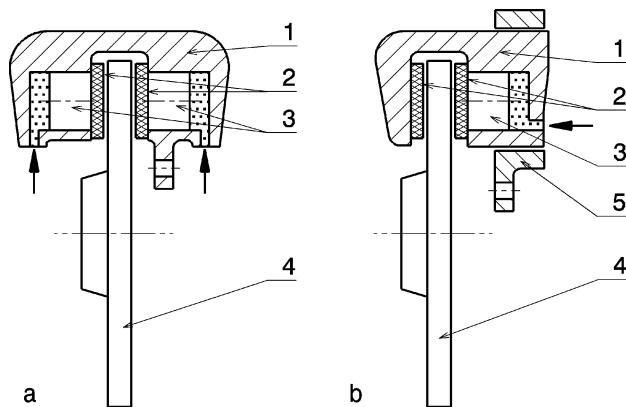
Der Reibwert zwischen Bremsbelag und Bremstrommel hängt von der Temperatur, Flächenpressung, Luftfeuchtigkeit und Reibgeschwindigkeit ab. Zwei ablaufende Backen ergeben eine geringe Abhängigkeit des Bremsenkenntwerts vom Reibwert. Generell ist die Konstanz der Belagqualität kritisch. Darüber hinaus führt eine Erwärmung zu einer kegelförmigen Verformung der anfänglich zylinderförmigen Bremsfläche der Trommel, wodurch die Bremsbeläge nicht mehr vollflächig aufliegen. Die Wärmeabfuhr dieser prinzipbedingt geschlossenen Bauweise stellt ebenso ein großes Problem dar.

**Scheibenbremse Disc Brake.** Die Reibwerte zwischen Bremsbelag und Scheibe schwanken weniger als bei der Trommelbremse.

Wegen des kleineren Kennwertes C treten hohe Zuspannkräfte gegenüber einer Trommelbremse auf. Wenn der Sattel oder die Scheibe axial verschiebbar ist, ist nur ein Kolben nötig, Abb. I.14.

**Bremskreisauflteilung Brake-Circuit Configuration.** Die gesetzlichen Vorschriften fordern eine zweikreisige Übertragungseinrichtung an Serienfahrzeugen. Auch für Rennfahrzeuge verlangen die Reglements im Allgemeinen mehr als einen Bremskreis. Die fünf grundsätzlichen Möglichkeiten nach DIN 74000 zeigt die Abb. I.15.

**Abb. I.14** Bauarten von Scheibenbremsen. **a** Festsattel-scheibenbremse *fixed-caliper disc brake*, **b** Faustsattel-Scheibenbremse *floating-caliper disc brake*, 1 Bremszange *brake caliper*, 2 Bremsbelag *brake pad*, 3 Kolben *piston*, 4 Bremscheibe *brake disc*, 5 Träger *carrier*. Die Pfeile zeigen die hydraulischen Anschlüsse

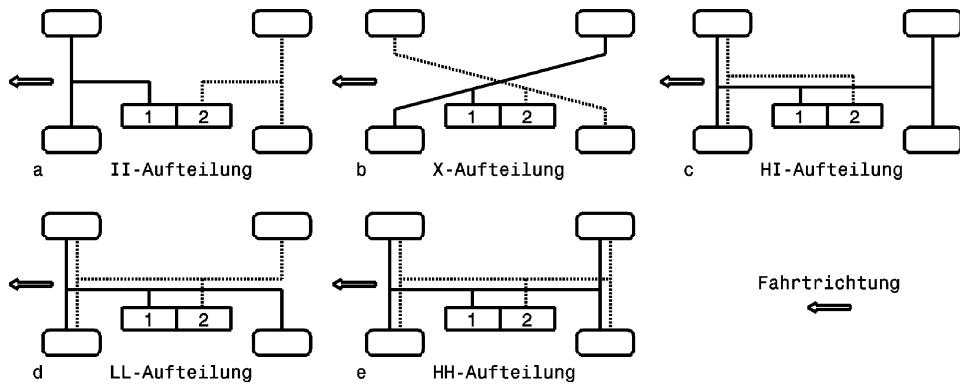


**Tab. I.5** Technische Daten von Scheibenbremsen

Anlagedruck	Vordruck 0 bis 0,5 bar Bremsdruck bis 150 bar
Reibwert $\mu_B$	Pkw: 0,35 bis 0,5 im Mittel 0,38 [4] Rennsport: 0,42 bis 0,62 [8]
Scheibenschlag	max. 0,1 mm
Lüftspiel <sup>1)</sup>	ca. 0,15 mm je Seite
Spannkraft	Pkw: ca. 15 kN
Flächenpressung $p_{\text{mittel}}$	bis 600 N/mm <sup>2</sup>
spezifische Belagleistung $\bar{P}_{\text{Belag}}$	bis 3,3 kW/cm <sup>2</sup>

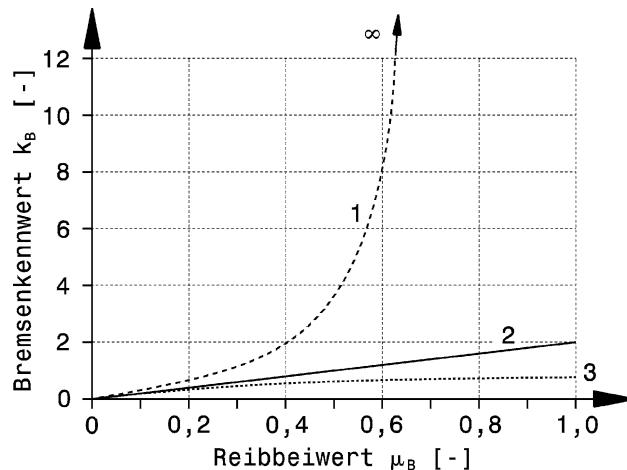
<sup>1)</sup> siehe Abb. I.58

Die II- und die X-Aufteilung haben sich durchgesetzt. Bei einem Minimalaufwand an Leitungen, Schläuchen, lösbar Anschlüssen und statischen bzw. dynamischen Dichtungen sind sie hinsichtlich des Ausfallrisikos durch Leckagen mit einem einkreisigen Bremssystem vergleichbar. Die Kombination X-Aufteilung und negativer Lenkrillradius an der Vorderachse stabilisiert das Fahrzeug bei Ausfall



**Abb. I.15** Varianten der Bremskreisaufteilung. 1 Bremskreis 1 *brake circuit*, 2 Bremskreis 2

**Abb. I.16** Bremsenkennung als Funktion des Reibwerts.  $\mu_B$  Reibung zwischen Bremsbelag und Gegenläufer, 1 Trommelbremse auflaufende Backe *drum brake leading shoe*, 2 Scheibenbremse *disc brake*, 3 Trommelbremse ablauende Backe *drum brake trailing shoe*



eines Bremskreises durch „Gegenlenken“ hervorgerufen durch die einseitige Bremskraft am Reifen. Bei Bremskreisausfall infolge thermischer Überbeanspruchung einer hydraulischen Radbremse sind insbesondere die Aufteilungen HI, LL und HH kritisch, weil ein Ausfall beider Radbremsen an einem Rad zu einem Totalausfall der Bremse führen kann. Um die gesetzlichen Vorschriften hinsichtlich der Hilfsbremswirkung zu erfüllen, werden frontlastige Fahrzeuge mit der X-Aufteilung ausgerüstet. Die II-Aufteilung eignet sich vorzugsweise für hecklastige Fahrzeuge sowie mittlere und schwere Nutzfahrzeuge. Bei Rennfahrzeugen wird diese Art der Aufteilung ebenso gerne eingesetzt, weil sie eine einfache Verstellung der Bremskräfte vorne zu hinten erlaubt. In einigen Rennsportserien wird diese Aufteilung vom Reglement sogar vorgeschrieben, so z. B. in der Formel 1.

## 5 Kennwerte Parameters

**Bremsenkennwert und Reibung.** Der Bremsenkennwert stellt das Verhältnis der erzielten Bremskraft an der Bremse zur aufgewandten Spannkraft dar:

$$k_B = \frac{F_{Bd,tan}}{F_{Bd,ax}} \quad (I.23)$$

$k_B$  Bremsenkennwert, –

$F_{Bd,tan}$  Umfangskraft am Bremstrommelradius bzw. -scheibe, N

$F_{Bd,ax}$  Spannkraft der Bremsbacken bzw. -beläge, N

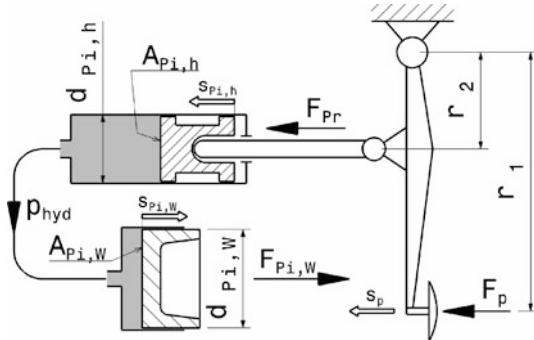
Durch Reibungs- und Selbstverstärkungseinflüsse ist der Kennwert nicht konstant sondern ändert sich mit der Reibung, Abb. I.16.

Die Reibung hängt zunächst grundsätzlich von der Werkstoffpaarung Bremsscheibe/-belag ab. Der Reibwert ist allerdings nicht konstant, sondern stark von Gleitgeschwindigkeit und Temperatur abhängig, vgl. Abb. I.40. Darin ist der Verlauf des Reibungskoeffizienten für einen organischen und für einen Karbonbremsbelag über der Geschwindigkeit aufgetragen. Ein Karbonbelag erzeugt viel mehr „Biss“ (Bremsleistung zu Beginn der Bremsung) als der organische Belag. Bei organischen Belägen nimmt zwar der Reibwert mit abnehmender Geschwindigkeit, also wenn das Fahrzeug durch

**Tab. I.6** Zulässige Betätigungs-kräfte in N für Serienfahrzeuge [3]

Fahrzeugklasse	Betriebsbremse		Feststellbremse	
	Handkraft	Fußkraft	Handkraft	Fußkraft
Pkw	–	≤ 500	≤ 400	≤ 500
Kraftrad	≤ 200	≤ 500	–	–

**Abb. I.17** Kraftübersetzungen einer hydraulischen Bremsbetätigungs-kräfte. Aus der Fußkraft  $F_p$  wird über mechanische und hydraulische Übersetzung die Spannkraft des Radbremszylinders  $F_{Pi,W}$



das Bremsen langsamer wird, zu, Karbonbeläge bleiben aber in ihrer Wirkung gleichmäßiger und erleichtern somit dem Fahrer die Kontrolle des Bremsvorgangs. Dies ist entscheidend, weil sich ja die Achslastverteilung mit der Bremsverzögerung ändert.

**Kräfte Forces.** Die Betätigungskräfte zum Bremsen sollen nicht zu hoch sein, weil der Fahrer sonst rascher ermüdet oder es gar nicht schafft die volle Bremskraft aufzubauen. Andererseits kann Gewicht gespart werden, wenn keine zusätzlichen Hilfseinrichtungen zur Verstärkung der Betätigungskräfte installiert werden. Tabelle I.6 gibt Anhaltswerte für maximale Betätigungskräfte.

Bei Einsitzer-Rennfahrzeugen liegen mittlere Pedalbetätigungskräfte beim Bremsen bei 700 bis 900 N [15]. Für Vollbremsungen in Formel-1-Fahrzeugen sind Fußkräfte von etwa 1500 N erforderlich, weil keine Bremskraftverstärker erlaubt sind [17].

Als maximale Betätigungsgröße zur Auslegung von Bauteilen kann man 2000 N annehmen.

**Übersetzungen in der Bremsbetätigung Brake Actuation Leverage.** Die Pedalkraft und die Spannkraft eines Nehmerzylinders hängen über die Geometrie wie folgt zusammen.

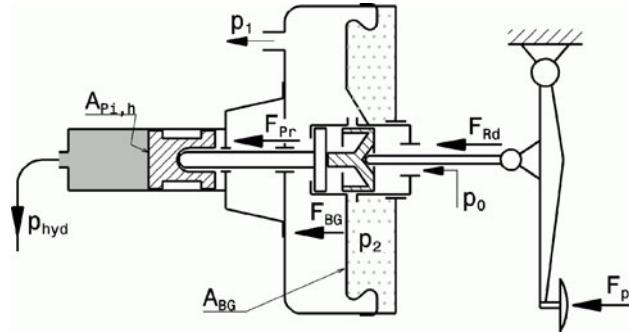
$$F_{Pr} = \frac{F_p \cdot r_1}{r_2} \quad (I.24)$$

$$p_{hyd} = \frac{F_{Pr}}{A_{Pi,h}} \quad (I.25)$$

$$F_{Pi,W} = p_{hyd} \cdot A_{Pi,W} \quad (I.26)$$

- $F_{Pr}$  Kolbenstangenkraft, N. Siehe auch Abb. I.17
- $F_p$  Pedalkraft (Fußkraft des Fahrers), N
- $r_1, r_2$  Hebellängen, mm. Werte siehe Kap. D Cockpit
- $p_{hyd}$  Bremsflüssigkeitsdruck, N/mm<sup>2</sup> (1 N/mm<sup>2</sup> = 10 bar)
- $A_{Pi,h}$  Kolbenfläche Hauptzylinder, mm<sup>2</sup>
- $A_{Pi,W}$  Kolbenfläche Radzylinder (Bremszange), mm<sup>2</sup>
- $F_{Pi,W}$  Spannkraft des Kolbens im Radzylinder, N

**Abb. I.18** Bremskraftverstärker, schematisch. Die Druckdifferenz auf die Membran wirkt über die Membranfläche  $A_{BG}$  als Hilfskraft  $F_{BG}$  zur Stangenkraft  $F_{Rd}$



Durch das Verschieben der Bremsflüssigkeit beim Bewegen der Bremsbeläge zum Anlegen an die Bremsscheiben ergibt sich ein Weg des Kolbens im Hauptbremszylinder bzw. über die Pedalübersetzung der Pedalweg.

$$s_{Pi,h} = j_B \cdot j_{Pi,W} \frac{A_{Pi,W}}{A_{Pi,h}} s_{Pi,W} \quad (I.27)$$

$$s_p = s_{Pi,h} \frac{r_1}{r_2} \quad (I.28)$$

$s_{Pi,h}$  Weg des Kolbens im Hauptbremszylinder, mm

$j_B$  Anzahl der Bremszangen, die vom Hauptbremszylinder versorgt werden, –

$j_{Pi,W}$  Anzahl der Kolben in einer Bremszange, –

$s_{Pi,W}$  Weg des Kolbens im Radbremszylinder (Bremszange), mm

$s_p$  Pedalweg, mm

Tatsächlich wird der Weg länger als dieser Werte sein, hervorgerufen durch Kompressibilität der Bremsflüssigkeit und Elastizitäten im gesamten Übertragungssystem.

**Bremskraftverstärkung Brake Boosting.** Wirkt zwischen Pedal und Hauptbremszylinder ein Bremskraftverstärker, so kommt dessen Hilfswirkung noch zu der über das Bremspedal vergrößerten Kraft hinzu.

$$F_{Pr} = F_{Rd} + F_{BG} \quad (I.29)$$

$$F_{BG} = \Delta p \cdot A_{BG} \quad (I.30)$$

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (I.31)$$

$F_{Rd}$  Druckstangenkraft, N. Siehe auch Abb. I.18

$F_{BG}$  Membrankraft des Bremsgeräts, N

$A_{BG}$  Membranfläche des Bremsgeräts. Membrandurchmesser bis 250 mm.

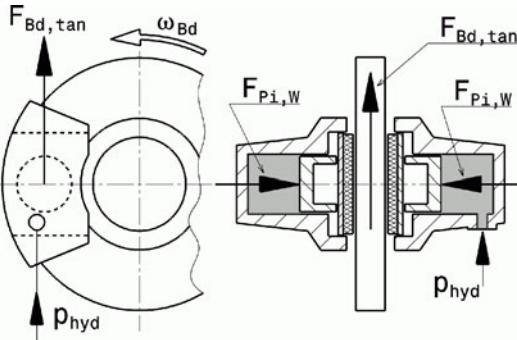
$\Delta p$  Druckdifferenz auf Membran wirkend,  $N/mm^2$ .  $\Delta p$  ist max.  $0,08 N/mm^2$  ( $0,8$  bar)

**Kräfte an der Bremse.** Mit dem erzeugten hydraulischen Druck in der Bremsleitung folgen die Kräfte an der Bremsscheibe zu:

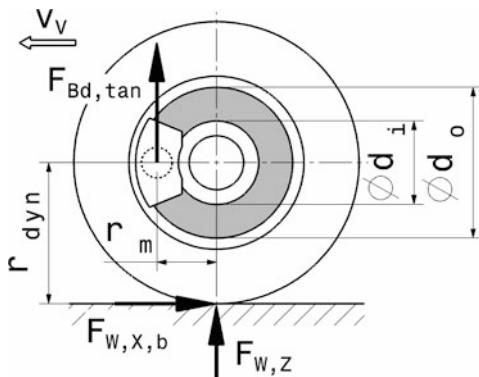
$$F_{Bd,tan} = 2\mu_{Bd,lo} \cdot F_{Pi,W} \quad (I.32)$$

$$M_B = (p_m v_{lo} \mu_{Bd,lo}) \cdot j \cdot A_{Belag} \frac{1}{\omega_{Bd}} \quad (I.33)$$

**Abb. I.19** Kräfte an der Bremsscheibe. Der hydraulische Leitungsdruck  $p_{\text{hyd}}$  wird über die Kolben im Radbremszylinder zur Kolbenkraft  $F_{\text{Pi},W}$  und über die Reibung zur Bremskraft  $F_{\text{Bd,tan}}$  an der Scheibe



**Abb. I.20** Kräfte am Rad beim Bremsen.  $v_V$  Fahrzeuggeschwindigkeit



$F_{\text{Bd,tan}}$  Bremskraft an der Bremsscheibe, N. Siehe auch Abb. I.19

$\mu_{\text{Bd,lo}}$  Gleitreibwert zwischen Bremsscheibe und -belag, –

$M_B$  Bremsmoment, Nm

$v_{lo}$  Gleitgeschwindigkeit, m/s

$p_m$  mittlere Belagflächenpressung [ $\text{N/mm}^2$ ]. Zulässige Werte liegen bei  $5 \text{ N/mm}^2$

$j$  Anzahl der Beläge, –

$A_{\text{Belag}}$  wirksame Belagfläche,  $\text{mm}^2$

$\omega_{\text{Bd}}$  Drehfrequenz der Bremsscheibe,  $\text{s}^{-1}$

**Kräfte am Rad.** Mit den Kräften an der Bremsscheibe ergibt sich schließlich die Bremskraft am Rad:

$$F_{W,x,b} = \frac{F_{\text{Bd,tan}} \cdot r_m}{r_{\text{dyn}}} \quad (\text{I.34})$$

$$r_m = \frac{d_o + d_i}{4} \quad (\text{I.35})$$

$F_{W,x,b}$  Bremskraft am Reifenumfang, N. Siehe auch Abb. I.20

$r_m$  wirksamer, mittlerer Reibradius, mm

$r_{\text{dyn}}$  dynamischer Reifenrollradius, mm

$d_o, d_i$  äußerer bzw. innerer Durchmesser der vom Bremsbelag überstrichenen Fläche auf der Bremsscheibe, mm

Die übertragbare Bremskraft des Reifens hängt noch davon ab, ob er rotiert oder blockiert:

$$\text{Für das drehende Rad gilt: } F_{W,X,b,\max} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z} \quad (I.36)$$

$$\text{für das blockierende Rad gilt: } F_{W,X,b,lo,\max} = \mu_{W,X,lo} \cdot F_{W,Z} \quad (I.37)$$

$\mu_{W,X}$  Haftriebwert zwischen Reifen und Fahrbahn

$F_{W,Z}$  Radaufstandschaft

$\mu_{W,X,lo}$  Gleitreibwert zwischen Reifen und Fahrbahn

**Flächen Areas.** Aus der spezifischen Bremsleistung  $N$  lassen sich grob die nötigen Flächen für Belag und Scheibe ermitteln.

$$A_{\text{Belag}} = \frac{P_{B,W,\max}}{2 N_{\text{Belag}}} \quad (I.38)$$

$$A_{\text{Bd}} = \frac{P_{B,W,\max}}{N_{\text{Bd}}} \quad (I.39)$$

$N$  spezifische Bremsleistung bei einer Vollverzögerung aus der Höchstgeschwindigkeit pro Bremse,  $\text{kW}/\text{cm}^2$

$P_{B,W,\max}$  max. Bremsleistung pro Rad,  $\text{kW}$

$A_{\text{Belag}}$  Reibfläche eines Bremsbelags,  $\text{cm}^2$

$A_{\text{Bd}}$  überstrichene Bremsscheibenfläche,  $\text{cm}^2$

Von Serienfahrzeugen werden folgende spezifische Bremsleistungen erreicht [16]:

$$N_{\text{Belag}} = 2,4 \text{ bis } 3,3 \text{ kW}/\text{cm}^2$$

$$N_{\text{Bd}} = 0,45 \text{ bis } 0,60 \text{ kW}/\text{cm}^2$$

**Wärmeaushalt Heat Balance.** Ca. 90 % der Bremsleistung werden von der Bremsscheibe aufgenommen und an die Umgebungsluft abgeführt [5], d. h. der Wärmeaushalt wird hauptsächlich über die Auslegung der Bremsscheiben geregelt. Größere und schwerere Bremsscheiben haben mehr Wärmespeicherkapazität und sind damit besser in der Lage die kinetische Energie des Fahrzeuges aufzunehmen [16]. Nicht unerwähnt darf in dem Zusammenhang bleiben, dass bei einer Bremsung mit blockierten Rädern die gesamte Bewegungsenergie von den Reifen und nicht von der Bremsanlage aufgenommen wird [5].

Das Kühlungssystem für die Bremsanlage muss nicht für die mögliche maximal anfallende Wärmemenge ausgelegt werden, sondern es genügt eine Auslegung auf die mittlere Wärme wegen des Speichervermögens auf Grund der Bauteilmassen. Trotzdem dürfen bei extremen Einzelbremsungen die kritischen Temperaturen von Scheiben oder Belägen nicht überschritten werden. Bei der Gestaltung von Luftkanälen zu den Scheiben und Bremszangen muss auf die umgebende Luftströmung Rücksicht genommen werden, damit der erwünschte Abtrieb nicht gestört wird. Im Idealfall verlässt die gesamte Kühlluft das Rad an dessen Außenseite. Die Luftgeschwindigkeit quer durch das Rad liegt im Bereich 20 bis 30 % der Geschwindigkeit, mit der das Fahrzeug angeströmt wird [8].

Die Wärmeabfuhr wird zur Leistungssteigerung von Bremsanlagen durch folgende Maßnahmen erhöht:

- Lochen, Nuten der Bremsscheiben
- innenbelüftete Scheiben
- Zufuhr von Kühlluft durch Schläuche oder Kanäle.

**Tab. I.7** Maßgebliche Richtgrößen für die thermische Auslegung von Serienbremsanlagen [16]

Kriterium	Zielwert, °C
Bremsscheiben-Oberflächentemperatur	< 600
Bremsflüssigkeits-Temperatur Passabfahrt	< 180
Bremsflüssigkeits-Temperatur Hochleistungsstopps	< 180
Belagrückenplatten-Temperatur	< 400
Kritische Temperaturen beim Einsatz von Aluminiumlegierungen	< 180
Kritische Temperaturen für Bremschläuche	< 150

Die durch den Wärmeanfall hervorgerufene Temperaturerhöhung der Bremsscheibe bei einer Bremsung ergibt sich zu:

$$\Delta T_{\text{Bd}} = \frac{0,9 \cdot W_{\text{B,Bd}}}{m_{\text{Bd}} \cdot c_{\text{p,Bd}}} \quad (\text{I.40})$$

$\Delta T_{\text{Bd}}$  Temperaturerhöhung der Bremsscheibe, K

$W_{\text{B,Bd}}$  Bremsarbeit pro Scheibe, J

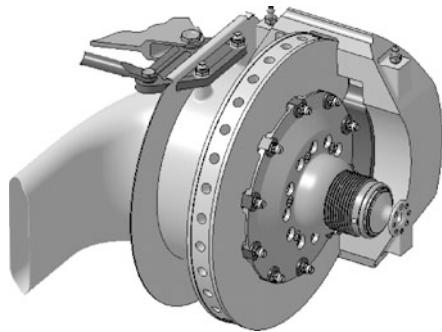
$m_{\text{Bd}}$  Masse der Bremsscheibe, kg

$c_{\text{p,Bd}}$  spezifische Wärmekapazität des Scheibenwerkstoffes, J/(kg K)

Temperaturen konventioneller (Stahl-)Bremsscheiben können bis zu 700 °C erreichen. Weitere Richtgrößen von Auslegungstemperaturen sind in Tab. I.7 zusammengefasst.

Die Wärmeleitfähigkeit der Luft  $\lambda = 0,0242 \text{ J/m s K}$  ist für die Wärmeabfuhr von Bedeutung [5].

## 6 Bauteile von Bremsanlagen Parts of Braking Systems

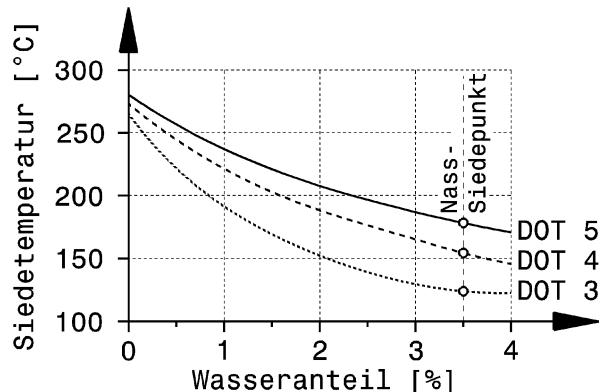


**Fußhebel Pedal.** Die Bremskraft der Betriebsbremse wird mit dem Fuß auf das Pedal aufgebracht. Dieses übersetzt die Kraft auf die Kolbenstangenkraft (Abb. I.17) des Hauptbremszylinders bzw. teilt die Kraft über einen Waagebalken auf zwei Kolbenstangen auf (Abb. I.12). Die Gestaltung von Fußhebelwerken ist in Abschn. D.5 Fußhebelwerk und Pedale beschrieben.

**Bremsflüssigkeit Brake Fluid.** Die Bremsflüssigkeit ist das Medium für die Energieübertragung zwischen Hauptbremszylinder, gegebenenfalls hydraulischer Regeleinheit, und den Radbremsen. Zu-

**Tab. I.8** Kennwerte von Bremsflüssigkeiten (vgl. ISO 4925) [3]

Eigenschaft	Wert
Dichte	ca. 1,13 kg/l
Kälteviskosität (bei $-40^{\circ}\text{C}$ )	900–1800 mm <sup>2</sup> /s
Trockensiedepunkt	205–260 °C
Nasssiedepunkt (mit ca. 3,5 % Wasser)	140–180 °C
Flammpunkt	90–140 °C
Gummiqeullung	max. 10 %
hohe Aggressivität gegen Lacke	
hoch giftig	

**Abb. I.21** Siedeverhalten von Bremsflüssigkeiten

sätzlich hat sie die Aufgabe, bewegte Teile wie z. B. Dichtungen, Kolben und Ventile zu schmieren und vor Korrosion zu schützen.

Bremsflüssigkeit muss auch bei tiefsten Temperaturen (bis zu  $-40^{\circ}\text{C}$ ) eine möglichst geringe Viskosität haben, um sowohl ein gutes Ansprech- und Löseverhalten der Bremsen als auch eine gute Funktion der elektronischen Regelsysteme zu ermöglichen. Darüber hinaus muss die Bremsflüssigkeit eine möglichst hohe Siedetemperatur (*boiling point*) aufweisen, damit es selbst bei stärkster thermischer Belastung der Bremsanlage nicht zur Dampfblasenbildung kommt. Die Kompressibilität von Dampfblasen würde dazu führen, dass wegen des begrenzten Fördervolumens des Tandem-Hauptzylinders kein ausreichender Druck mehr aufgebaut werden kann.

**Konventionelle Bremsflüssigkeiten.** Sie basieren auf Polyglykolen sowie Polyglykolethern und sind hygroskopisch, d. h. sie nehmen Wasser auf und binden es. So wird vermieden, dass eingedrungenes Wasser ungelöst bleibt und beim Sieden Dampfblasen bilden kann. Zahlreiche internationale Normen, z. B. DOT3, DOT4, DOT5.l, fordern für die mit Wasser angereicherte Bremsflüssigkeit eine möglichst hohe sogenannte „Nasssiedetemperatur“, Abb. I.21.

**Silikonbremsflüssigkeiten *Silicon Based Fluid*.** Diese werden im Rennsport eingesetzt. Ihre Eigenschaften lehnen sich an DOT5 an. Sie basieren auf hydrophobem Silikonöl, das nur Spuren von Wasser aufnehmen kann. Eventuell vorhandenes ungelöstes Wasser kann u. U. sieden (Dampfblasenbildung, s. o.) oder zu Korrosion von Bauteilen führen. Die Kompressibilität und die Menge an gelöster, u. U. ausgasender Luft ist bei Silikonbremsflüssigkeiten höher als bei konventionellen Bremsflüssigkeiten.

**Abb. I.22** Behälter für Einfachbremszylinder. Der Behälter wird in den Hauptbremszylinder eingeschraubt. Er weist eine Membran und einen Balg auf. Der Schraubdeckel nimmt eine Schlauchtülle auf



Für höhere Bremsentemperaturen (z. B. Carbon-Bremsscheiben) werden spezielle Flüssigkeiten mit Trockensiedepunkt bei 310 °C eingesetzt [9].

**Behälter Fluid Reservoir.** Der Ausgleichsbehälter für die Bremsflüssigkeit ist von oben in den Tandem-Hauptzylinder mittels sogenannter „Behälterstopfen“ eingeknüpft und wird üblicherweise durch eine weitere Befestigung mit dem Tandem-Hauptzylinder verbunden, um höhere Drücke bei der Befüllung am Fließband zu ermöglichen und bei einem Unfall zu gewährleisten, dass die brennbare Bremsflüssigkeit nicht austreten kann. Bei einfachen Hauptbremszylindern ist er entweder direkt eingeschraubt oder er wird oberhalb des Bremszylinders an einer geeigneten Stelle mit einer Schelle am Rahmen befestigt.

Der Ausgleichsbehälter hat folgende Aufgaben:

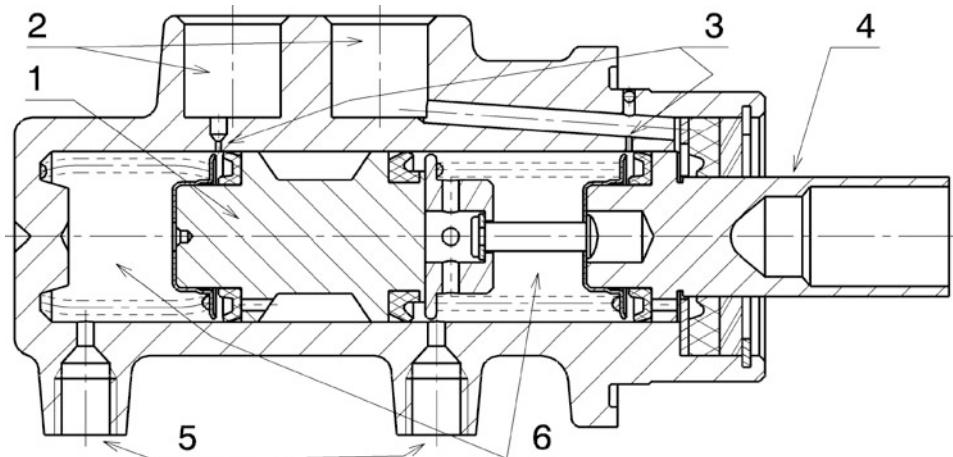
- er dient als Speicher für das Verschleißvolumen der Bremsbeläge
- er gewährleistet den Volumenausgleich innerhalb der Bremsanlage unter verschiedenen Umgebungsbedingungen
- er trennt bei absinkendem Pegelstand die Hauptzylinderkreise eines Tandemhauptbremszylinders.

Um sicherzustellen, dass die Bremsanlage in Lösestellung drucklos ist, ist der Behälterinnenraum über die Behälterverschraubung mit der Atmosphäre verbunden. Dies erfolgt entweder über ein Labyrinth im Behälterdeckel oder eine geschlitzte Membrane, die im Deckel integriert ist. Bei Rennfahrzeugen wird zusätzlich ein Schlächlein mit dem Deckel verbunden und nach oben geführt.

Im Behälter befindet sich meist ein unlöslicher Schaumstoff, damit die Bewegung der Bremsflüssigkeit durch die extremen Fahrmanöver in Grenzen gehalten wird [15]. Eine andere Möglichkeit ist, einen Balg einzusetzen. Dieser verhindert auch das Eindringen von Schmutz.

Behältervolumina liegen in der Größenordnung von ca. 60 bis 300 cm<sup>3</sup>. Typische Anschlussgewinde zum Bremszylinder sind M12 oder 7/16" UNF.

**Hauptbremszylinder Master Cylinder.** Die Kolben im Hauptbremszylinder werden über das Bremspedal mit der Fußkraft beaufschlagt und bauen damit den hydraulischen Druck auf, der wiederum die Radbremszylinder betätigt. Der Kolbendurchmesser (= Zylinderinnendurchmesser) ist bei gegebener Kraft dem Druck indirekt proportional. Ein kleinerer Bremszylinder erzeugt ein wei-



**Abb. I.23** Tandem-Hauptbremszylinder *tandem master cylinder*. 1 Schwimmkolben *floating piston*, 2 Anschlüsse der Ausgleichsbehälter *connection to compensating reservoir*, 3 Schnüffelloch *compensating holes*, 4 Druckstangenkolben *1st piston*, 5 Anschlüsse zu den Radbremszylindern *outlet for wheel cylinders*, 6 Druckräume *pressure chamber*. Max. Hub der Druckstange: ca. 25 mm

cheres Pedalgefühl, verlängert den Pedalweg, verdrängt weniger Volumen und erzeugt mehr Druck. Ein größererer Bremszylinder erzeugt ein härteres Pedalgefühl, verkürzt den Pedalweg, verdrängt mehr Volumen und erzeugt weniger Druck.

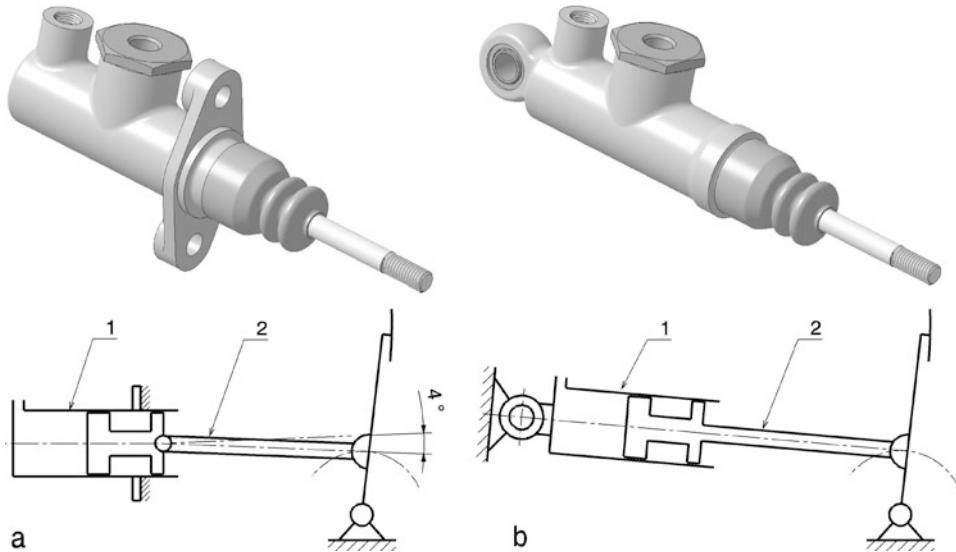
Bei Serien-Pkw werden für die beiden erforderlichen Bremskreise zwei Bremszylinder in einem Gehäuse zusammengefasst, Abb. I.23.

Beim Betätigen der Kolben werden die kleinen Bohrungen („Schnüffellocher“) von den Dichtungsmanschetten überfahren und ein Druckaufbau ist möglich, weil die Verbindung zum Ausgleich-/Vorratsgefäß unterbunden ist. In der Ruhestellung müssen diese Schnüffellocher wieder mit dem Druckraum verbunden sein, damit ein Volumenausgleich und damit ein Lösen der Bremsbeläge erfolgen kann. Das garantiert ein Spiel zwischen Bremspedal und Kolben in der Ruhestellung des Pedals.

Im Rennsport wird gerne eine II-Bremskreisauftteilung mit separaten Bremszylindern für vorne und hinten verwendet. Durch den Einbau von zwei Bremszylindern ist eine Grobabstimmung der Bremskraufaufteilung durch verschiedene Bremszylindergrößen möglich. Die Feinabstimmung erfolgt dann über einen Waagebalken am Bremspedal. Die Bremszylindergrößen werden wie folgt geändert:

- Bremse blockiert hinten zuerst und das Pedal ist hart: Vordere Bremszylindergröße reduzieren,
- Bremse blockiert hinten zuerst und das Pedal ist weich: Hintere Bremszylindergröße erhöhen,
- Bremse blockiert vorne zuerst und das Pedal ist hart: Hintere Bremszylindergröße reduzieren,
- Bremse blockiert vorne zuerst und das Pedal ist weich: Vordere Bremszylindergröße erhöhen.

Für die Montage der Hauptbremszylinder bieten sich zwei Möglichkeiten an. Die „klassische“ Befestigung erfolgt über einen Zweilochflansch an einer Schottwand oder einer Konsole, Abb. I.24a. Dabei muss die Kolbenstange gelenkig im Bremskolben gelagert sein, damit sie der Drehbewegung des Bremspedals folgen kann. Die zulässigen Schwenkbereiche von Kolbenstangen liegen im Bereich von 4°. Werden die Winkel zu groß, geht ein Teil der Fußkraft zur Bildung des hydraulischen Drucks



**Abb. I.24** Bremszylinder. **a** Ausführung für Flanschmontage *flange mount*, **b** Ausführung für Lagerung in Drehpunkt *pivot mount*, 1 Bremszylinder *brake cylinder*, 2 Kolbenstange *piston rod*

verloren. Diesen Nachteil vermeidet eine Montage in einem Drehpunkt, Abb. I.24b. Bei dieser Anordnung wird immer die volle Fußkraft an den Kolben weitergegeben. Dafür muss der Bremszylinder schwenkbar sein.

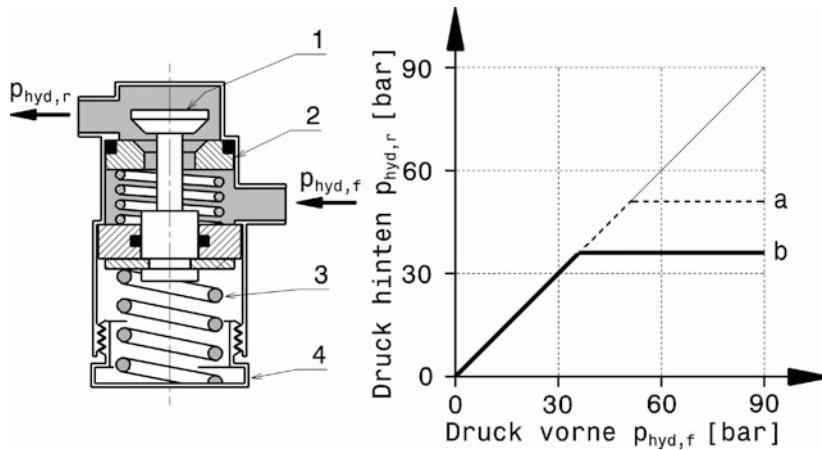
Hauptbremszylindergrößen liegen im Bereich Kolbendurchmesser 15,9 bis 25,4 mm. Bei Formel-1-Wagen messen die Zylinder zwischen 20 bis 22,2 mm im Durchmesser [15].

**Bremskraftbegrenzer Pressure Regulating Valve.** Ein Bremskraftbegrenzer ist ein Ventil, das in der Zuleitung zu den Radzylin dern der Hinterachse eingebaut wird. Meist so, dass die Einstellschraube vom Fahrerplatz aus erreichbar ist. Betätigt der Fahrer das Bremspedal mit steigender Kraft, wächst der Druck in den Bremsleitungen entsprechend an, Abb. I.25. Überschreitet der Bremsdruck des Hauptbremszylinders den eingestellten Wert, schließt das Ventil und der Druck in den Radzylin dern der Hinterachse bleibt auf diesem Wert, auch wenn die Fußkraft weiter erhöht wird. Der Ventilsitz ist schwimmend, damit nach dem Lösen der Bremse auch die Hinterbremse wieder gelöst wird.

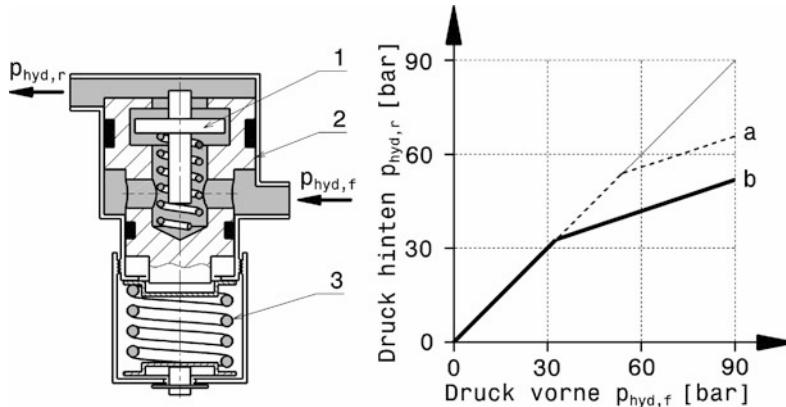
Übliche Abschaltdrücke liegen im Bereich 30 bis 50 bar. Die Einstellung des Abschaltdrucks erfolgt über eine Stellschraube oder einen Hebel

**Bremskraftregler Brake Proportioning Valve.** Das Wirkprinzip erläutert Abb. I.26. Wird die Fußkraft beim Bremsen gesteigert, herrscht zunächst in beiden Bremskreisen der gleiche Druck. Ab dem Erreichen des Umschaltpunktes, der von der Vorspannung der Kolbenfeder (3) abhängig ist, wird der Druckaufbau im Hinterachskreis in einem bestimmten Verhältnis zur Vorderachse gemindert. Das Verhältnis ist abhängig vom Flächenverhältnis des Stufenkolbens (2).

Eine Abwandlung dieses Geräts ist der lastabhängige Bremskraftregler (ALB). Dabei wird die Federvorspannung durch die Hinterachs last bestimmt. Diese Regelung erfasst vorteilhaft also auch die Achslastverlagerung beim Bremsen.



**Abb. I.25** Bremskraftbegrenzer. 1 Ventilkolben, 2 beweglicher Ventilsitz, 3 Kolbenfeder, 4 Einstellschraube, *a* Verlauf für  $p_{\text{hyd},r}$  mit hohem Abschaltdruck, *b* Verlauf für  $p_{\text{hyd},r}$  mit geringerer Federvorspannung

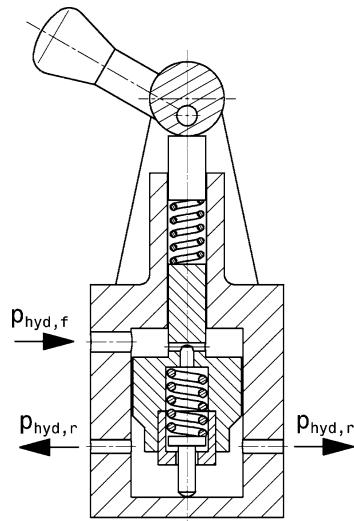


**Abb. I.26** Bremskraftbegrenzer. 1 Schnüffelventil, 2 Stufenkolben, 3 Kolbenfeder, *a* Verlauf für  $p_{\text{hyd},r}$  mit hohem Umschaltdruck, *b* Verlauf für  $p_{\text{hyd},r}$  mit geringerer Federvorspannung

Einen vom Fahrerplatz aus verstellbaren Bremskraftregler zeigt Abb. I.27. Es ist im Prinzip dasselbe Proportionalventil wie in Abb. I.26, außer dass die Federvorspannung über einen Exzenterhebel verstellt werden kann. Nur ein solches Ventil wird von der FIA für Super-Produktionswagen (WTC-World Touring Car) neben Waagebalkensystemen zur Variation der Bremskraftaufteilung zugelassen.

**Übertragungseinrichtungen (Verbindungen) *Operating System (Linkages)*.** Bremsleitungen übertragen den hydraulischen Druck vom Geberzylinder zu den Radzylindern. Dazwischen können T-Stücke und Ventile angeordnet sein. Die Leitungen sollen möglichst steif sein, damit die vom Fahrer über den Fuß eingeleitete Kraft nicht durch Deformation der Leitungen gemindert wird. Flexible Leitungen sollen nicht zuletzt aus dem Grund nur da eingesetzt werden, wo sie wirklich benötigt werden, also z. B. zwischen Rahmen und Vorderradbremsen.

**Abb. I.27** Proportionalventil für Cockpitverstellung, nach FIA Anhang J Art. 263. Dieses schematisch dargestellte Ventil darf in Super-Tourenwagen als Alternative zu einem Waagebalkensystem zur Bremskraftverstellung im Cockpit herangezogen werden



**Bremsrohrleitungen Brake Pipe.** Zur Verbindung zwischen starren, unbeweglichen Karosseriepunkten. Bestehen aus doppelt gewickelten, hartgelötenen Stahlrohren. Zum Schutz gegen Umgebungseinflüsse wird die Rohroberfläche verzinkt und zusätzlich mit einem Kunststoffüberzug versehen.

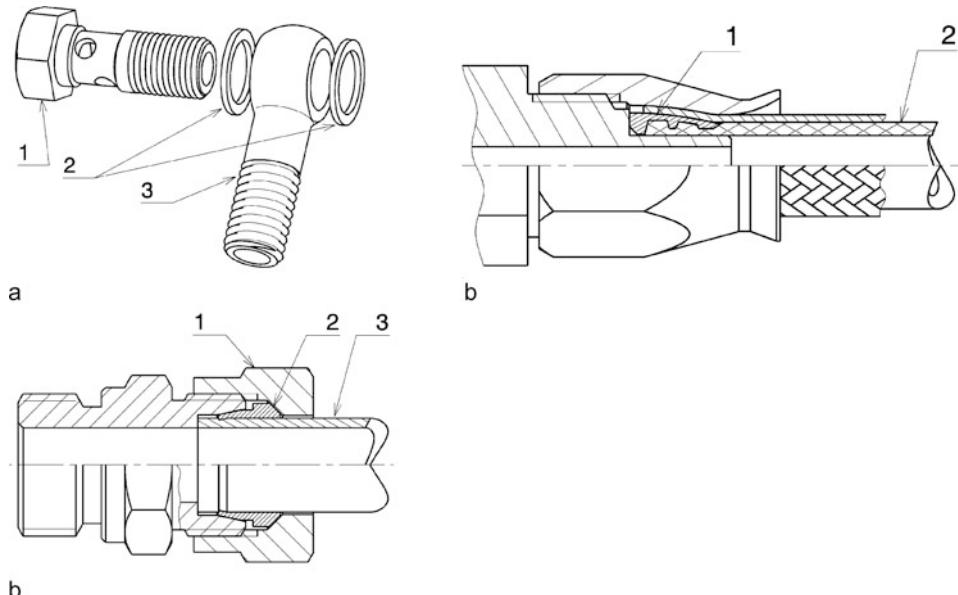
**Bremsschlauchleitungen Brake Hose.** An den Übergängen zu dynamisch stark beanspruchten Teilen wie Achsschenkel oder Bremssattel. Gewährleisten die einwandfreie Weiterleitung des Flüssigkeitsdruckes zu den Bremsen auch unter extremen Bedingungen. Neben der mechanischen Belastbarkeit, der Druckfestigkeit und der geringen Volumenaufnahme sind chemische Beständigkeit z. B. gegen Öl, Kraftstoffe und Salzwasser, sowie gute thermische Beständigkeit wesentliche Anforderungen [5].

Aufbau der Bremsschlauchleitungen gliedert sich in: Innenschlauch, zweilagiges Geflecht als Druckträger, sowie Außengummischicht zum Schutz des Druckträgers vor äußeren Einflüssen.

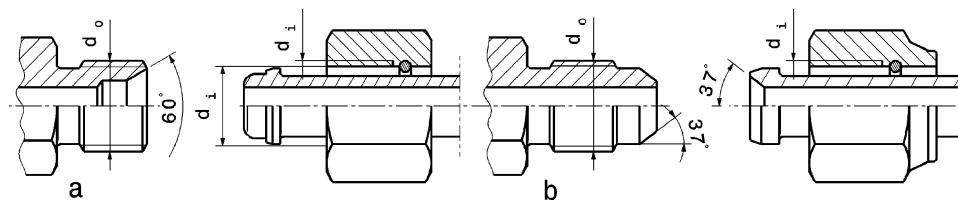
**Flexleitungen (Flexible Line With Steel Braided Outer Hose).** Ähnlich wie Bremsschlauchleitungen an den Übergängen zu dynamisch beanspruchten Teilen. Bedingt durch die geringere Flexibilität aufgrund des Aufbaus (PTFE (Poly-Tetrafluor-Ethylen)-Leitung mit Edelstahlgeflecht als Druckträger und einem anderen thermoplastischen Elastomer als äußere Schutzschicht) ist der Einsatzbereich beschränkt auf Verbindungen mit geringer Bewegung, wie sie z. B. an den Sätteln durch Belagverschleiß auftreten. Diese Bauart wird im Rennsport eingesetzt. Sie ermöglicht einen nahezu temperaturunabhängigen Bremsdruck.

**Anschlüsse Joints.** Im Prinzip kommen alle von Hydrauliksystemen bekannten Verbindungsarten zum Einsatz, Abb. I.28. Starre Leitungen werden über einen Schneidring oder Ringlötstücke verschraubt. Flexible Leitungen werden über aufgepresste Anschlussstücke mit den Bremssätteln, Hauptbremszylinern oder T-Stücken (Verteiler) verbunden. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Verschraubung über eine Dichtolive.

Tabelle I.9 stellt zwei gängige Gewindegrößen mitsamt deren Bezeichnungen gegenüber.



**Abb. I.28** Verschraubungen von Bremsleitungen. **a** Ringstück: 1 Hohlschraube *banjo bolt*, 2 Dichtringe *sealing washer*, 3 Ringstück *banjo*, **b** Verschraubung mit Dichtolive: 1 Dichtolive *compression sleeve* 2 Bremsleitung *stahlgeflechtummantelt* *brake line steel braided*, **c** Schneidringverbindung: 1 Überwurfmutter *coupling nut*, 2 Schneidring *cutter*, 3 Bremsleitung aus Stahl *steel brake line*

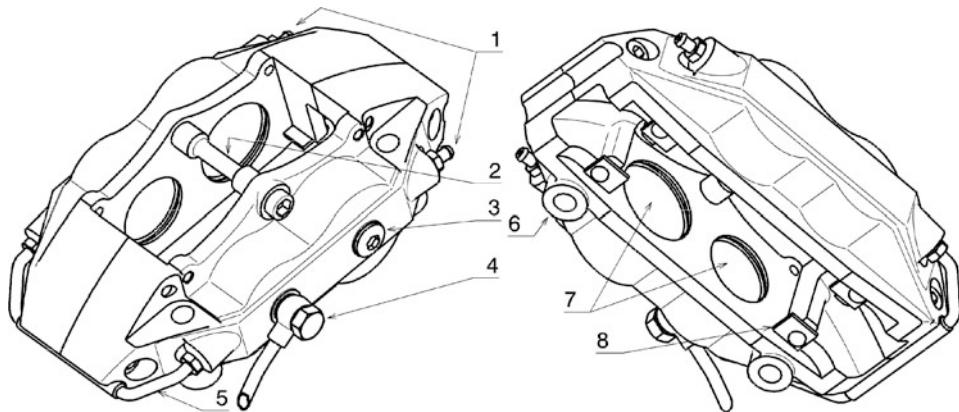


**Abb. I.29** Anschlussstücke für Bremsleitungen *fittings for brake lines*. **a** BSP-Gewinde, **b** UNF-Gewinde

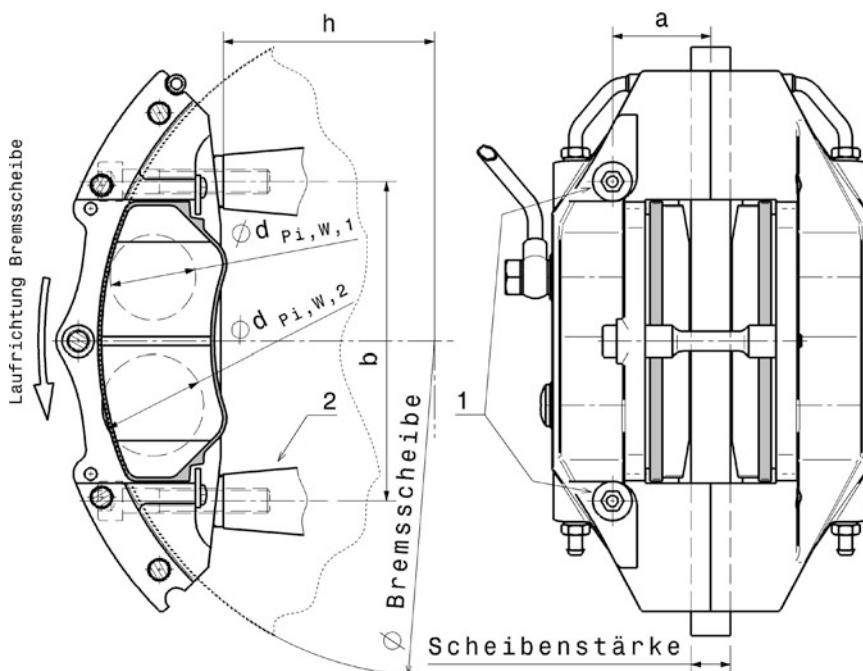
**Tab. I.9** Übliche Gewindegroßen und Bezeichnungen der Anschlüsse (Bezeichnungen Abb. I.29)

Anschlussgewinde	Gewindemaß außen $d_o$ mm	Gewindemaß innen $d_i$ mm
1/8 BSP	D-03	9,52
1/4 BSP	D-04	13,49
3/8 UNF	D-03	9,52
7/16 UNF	D-04	11,10

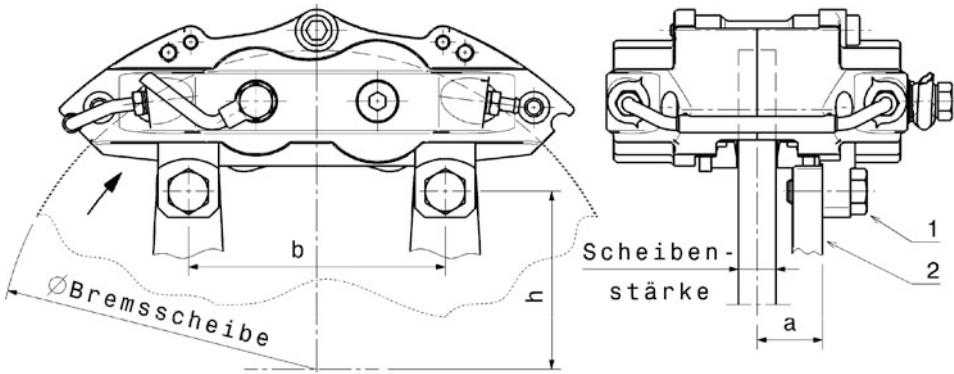
**Bremssattel Brake Caliper.** Bei Straßenfahrzeugen steht Haltbarkeit und Zuverlässigkeit auch bei mangelnder Pflege über Jahre hinweg im Vordergrund. Bei Rennfahrzeugen ist geringes Gewicht trotz Zuverlässigkeit bei hohen Temperaturen wichtig. Gereinigt und gewartet werden Bremsen von Rennfahrzeugen regelmäßig.



**Abb. I.30** Bremssattel. Dieser zweiteilige 4-Kolbenbremssattel wird radial mit dem Radträger verschraubt. 1 Entlüftung, 2 Sicherung der Bremsbeläge, 3 Verschlusschraube, 4 Anschluss zu Hauptbremszylinder, 5 Verbindungsrohr, 6 radiale Verschraubung, 7 Bohrungen für Bremskolben, 8 Halter für Bremsbeläge



**Abb. I.31** Bremssattel mit radialer Verschraubung *caliper with radial mounting*. 1 Befestigungsschrauben, 2 Butzen für Befestigung am Radträger. Im Bild sind wichtige Maße zur Bremszangenbefestigung angeführt.  $a$  Abstand Verschraubung zu Mitte Bremsscheibe,  $h$  Abstand Auflage Bremszange zu Mitte Bremsscheibe.  $d_{Pi,W,1}$  bzw.  $2$  Bremskolbendurchmesser



**Abb. I.32** Bremsattel mit Stegbefestigung *caliper with lug mounting*. 1 Befestigungsschrauben, 2 Steg für Befestigung am Radträger, Im Bild sind wichtige Maße zur Bremszangenbefestigung angeführt. *a* Abstand Auflage zu Mitte Bremsscheibe, *h* Abstand Mitte Bohrung zu Mitte Bremsscheibe

Die zwei prinzipiellen Bauarten, die sich bei Scheibenbremsen durchgesetzt haben, sind Festsattel und Faustsattel (vgl. auch Abb. I.14). Bei Rennfahrzeugen dominiert der Festsattel, weil genügend seitlicher Platz im Rad vorhanden ist und durch den bevorzugten Hinterradantrieb auch die Antriebswelle an der Vorderachse wegfällt. Rennbremsättel werden sehr steif ausgelegt und montiert. Den erforderlichen Ausgleich für Temperaturdehnungen und Lüftspiele müssen daher andere Teile wie Bremsscheibe/-Topf sicherstellen. Die Befestigung der Bremsättel erfolgt durch Verschraubung über Stege (Abb. I.32) oder radial (Abb. I.31). Bei letzterer Art ist die Position der Bohrungen festgelegt und kann daher nicht verändert werden. Die Laufrichtung der Bremsscheibe ist bei Mehrkolbenzangen mit unterschiedlichen Bremskolbendurchmessern zu beachten. Der kleinere Kolben muss zuerst von der Scheibe überstrichen werden.

Ein Nachteil der üblichen Festsattelausführung ist die Verbindungsbohrung bzw. Leitung (Abb. I.30, Teil 5) von einer Gehäusehälfte zur nächsten. Diese überquert die Bremsscheibe nahe ihrer Stirnseite und daher wird die Bremsflüssigkeit von der Scheibe direkt aufgeheizt. Die Wärmeabfuhr muss daher auch diesen Bereich erfassen.

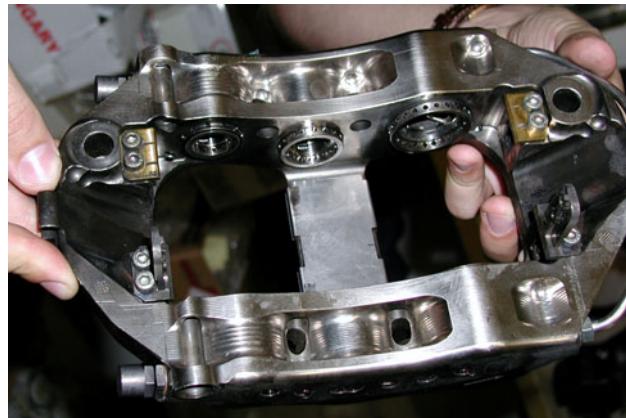
Es existieren auch wassergekühlte Bremsättel. Die Kühlflüssigkeit wird von einer externen Pumpe durch den Kühlkreislauf gepumpt.

Bremsättel sind entweder zweiteilig aufgebaut, Abb. I.30, oder werden aus einem Stück gefertigt, Abb. I.33. Einteilige Gehäuse bieten Gewichtsvorteile durch Integralbauweise, weil Schrauben und Dichtstege entfallen. Sie werden gegossen, geschmiedet oder aus dem Vollen gearbeitet. Mehrteilige Bremsättel werden üblicherweise gegossen. In jedem Fall werden Leichtmetallgehäuse harteloxiert oder vernickelt, damit ihre Widerstandsfähigkeit gegenüber Umgebungseinflüssen erhöht wird. Beim raschen Radwechsel beispielsweise sind sie völlig ungeschützt.

**Werkstoffe.** Je nach Fertigungsverfahren und Kostenvorgaben kommen folgende Werkstoffe zum Einsatz. Sphäroguss EN-GJS-500-7 (war GGG-50), EN-GJS-600-3 (war GGG-60): Kostengünstig, aber schwer. Aluminiumlegierungen, Aluminium-Beryllium-Legierung (Albemet [17]): Aufwändiger, aber leicht; Aluminium-Lithium. Der Aluminium-Werkstoff in der Formel 1 ist vom Reglement durch seinen Elastizitätsmodul eingeschränkt ( $E < 80.000 \text{ N/mm}^2$ ).

**Bremskolben Piston.** Das Verhältnis Länge zu Durchmesser soll möglichst groß sein, damit der Kolben nicht zum Stecken neigt. Darauf hinaus muss beim Bremsvorgang mit verschlissenen Belägen, also wenn der Kolben ausgefahren ist, eine Mindestführungsänge des Kolbens in seiner

**Abb. I.33** Formel-1-Bremssattel.  
Der Sattel ist aus einem Stück gefräst und wird radial am Radträger verschraubt. Er trägt sechs Bremskolben. Die Kolben sind radial durchbohrt. Das reduziert deren Masse und verringert den Wärmetransport zur Bremsflüssigkeit. Die keramischen Bremsbeläge, die der Sattel aufnimmt, werden von unten mit jeweils zwei verschraubten Plättchen am Herausfallen gehindert



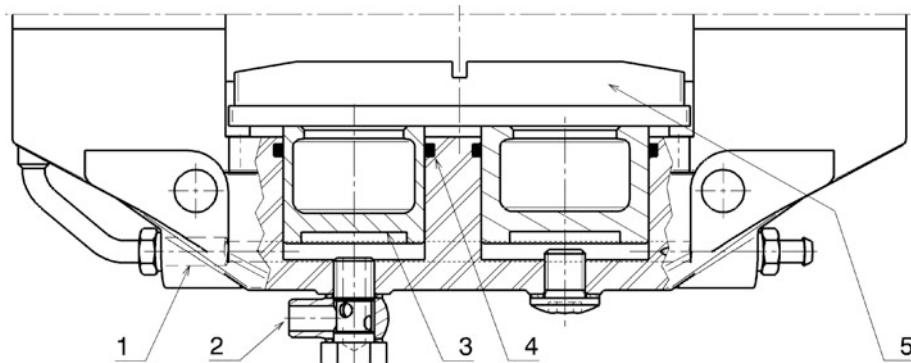
Aufnahmebohrung erhalten bleiben. Das Zurückschieben des Kolbens bewirkt ja nur der elastisch verformte Dichtring, der keine großen Kräfte oder Wege erzeugt. Bei manchen Bremszangen werden Kegelfedern im Arbeitsraum eingebaut. Diese schieben den Kolben wie beim Bremsen aus und vermindern so den Pedal-Leerweg. Das Aufheizen der Bremsflüssigkeit wird durch die Gestaltung des Bremskolbens mit kleinen wärmeleitenden Bereichen zwischen Flüssigkeit und Belag eingeschränkt. Bremskolben als Einzelteil und eingebaut zeigen die Abb. I.34 und Abb. I.35.

Die Durchmesser der Kolben liegen im Bereich 25 bis 50 mm.

**Werkstoffe.** Grauguss, Stahl, Edelstahl titannitriert, Aluminium und Titan. Besonders leichte Kolben bestehen aus eloxiertem Aluminium mit einem Titaneinsatz zur Wärmeisolation.

Bei Serienfahrzeugen werden auch Duroplaste eingesetzt [16].

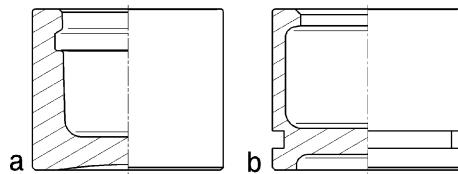
**Dichtringe Seals.** Die Dichtringe mit quadratischem Querschnitt befinden sich in einer Kolbennut oder in der Gehäusebohrung. Ihre Funktion ist neben der namensgebenden Abdichtung des Kol-



**Abb. I.34** Bremskolben im Bremssattel. 1 Verbindungsbohrungen, 2 Zulauf über Ringstück, 3 Kolben, 4 Dichtring, 5 Bremsbelag. Die Bremsflüssigkeit überträgt den Bremsdruck über den Zulauf und die Verbindungsbohrungen in die Kolbenräume. Die Kolben selbst bewegen den Bremsbelag zur Bremsscheibe

**Abb. I.35** Bremskolben.

**a** Ausführung ohne Nut. Der Dichtring befindet sich in der Bremssattelbohrung. Werkstoff: Aluminiumlegierung. **b** Ausführung mit Nut. Der Dichtring sitzt am Kolben. Werkstoff: Stahl



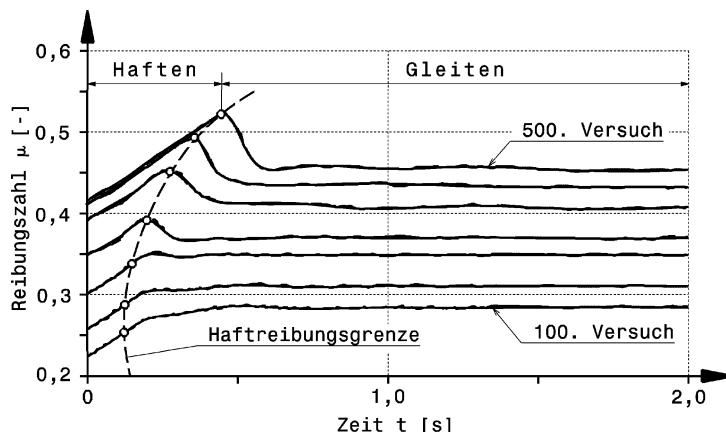
beispiel vor allem die Rückstellung des Kolbens um das Lüftspiel (*roll back*), wenn der Bremsdruck wieder sinkt. Würde der Kolben in der Bremsstellung verbleiben, bleibt ein verlustbringendes Restbremsmoment bestehen. Zu weit soll der Kolben allerdings auch nicht zurückgestellt werden. In dem Fall würde den Fahrer beim erneuten Bremsen eine Verlängerung des Pedalwegs stören. Auch diese Rückstellbewegung in Richtung Scheibe übernimmt der Dichtring (*knock back*).

**Bremsbelag Brake Pad.** Die zwei entscheidenden Punkte zur Auswahl der Bremsbeläge sind der Reibwert und das Temperaturverhalten. Je höher der Reibwert, desto besser ist auch die Bremswirkung. Ein sehr hoher Reibwert führt allerdings auch zu erhöhtem Scheibenverschleiß. Bei Einsatz von Belägen niederen Reibwerts ist dagegen die Dosierbarkeit der Bremse besser.

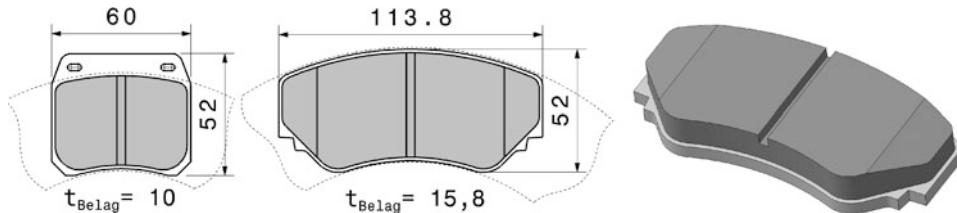
In den vom Hersteller angegebenen Temperaturbereichen erzielen die Bremsbeläge ihre besten Verzögerungswerte. Die Temperaturbereiche liegen zwischen 100°C bis 600 °C und 200 °C bis 750 °C.

**Einlaufprozess Running-in, AE: Break-in.** Während des Einlaufs fabrikneuer Reibbeläge bildet sich auf deren Kontaktfläche die nur wenige Mikrometer dicke so genannte Reibsicht. Sie bestimmt maßgebend die Reibungs- und Verschleißeigenschaften von Reibbelag und Scheibe. Sie schützt ferner den darunter liegenden Grundwerkstoff vor thermischer Überlastung. Deswegen sollten Reibpaarungen erst nach Vorhandensein der Reibsicht die volle Belastung erfahren. Neue Bremsbeläge müssen also eingefahren werden. Dabei sollen keine neuen Bremsscheiben verwendet werden.

Abbildung I.36 zeigt wie sich die Reibung bei einer Vielzahl aufeinander folgender Versuche bei gleicher Anpresskraft ändert. Diese steigt zunächst mit der Messzeit an. Erst nach Überschreiten der

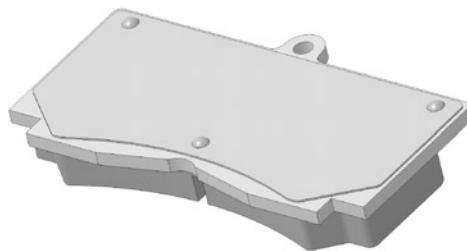


**Abb. I.36** Einlaufvorgang [16]: Veränderungen der Reibegenschaften im Übergangsgebiet Haften/Gleiten in einer fabrikneuen Reibpaarung mit organisch gebundenem Belag. Messsystem Schlitten auf Gleitschiene. Reibfläche = 16 cm<sup>2</sup>, Pressung  $p = 50 \text{ N/cm}^2$ , Gleitgeschwindigkeit = 0,04 m/s



**Abb. I.37** Beispiele von Bremsbelägen. Ansicht auf die Belagseite. Scheibenkontur strichiert dargestellt

**Abb. I.38** Hitzeschild für Bremsbelag. Durch ein Hitzeschild, das mit Schraubniete am Trägerblech befestigt ist, wird die Aufheizung der Bremsflüssigkeit reduziert und Blasenbildung vermindert



Haftgrenze gleitet der Belag auf der Reibschiene. Zu Beginn der Versuchsreihe bilden sich die kleinste Reibkraft und der sanfteste Übergang aus dem Haftgebiet in das Gleitgebiet aus. Mit zunehmender Zahl der Reibversuche steigt die Reibungszahl an. Gleichzeitig bildet sich eine zunehmend größer werdende Spitze im Übergangsgebiet zwischen Haften und Gleiten.

Die Ursache für die Veränderung der Reibeigenschaften während des Einlaufs sind neben physikalisch-chemischen Umwandlungen im reibflächennahen Bereich kleinste Metallpartikel, die aus dem metallischen Reibpartner in die Reibschiicht einwandern. Erst wenn das Gleichgewicht zwischen den eingewanderten und den durch Verschleiß abgetragenen Partikeln erreicht ist, ist der Einlaufprozess abgeschlossen.

Die Belagstärken liegen zwischen 10 und 25 mm. Beläge dürfen die Bremsscheibe nicht überragen. Das kann zu einer Reihe von Bremsproblemen führen [12]. Abbildung I.37 zeigt zwei Beispiele.

Folgende Empfehlungen können für die Belagwahl basierend auf der Antriebsart ausgesprochen werden:

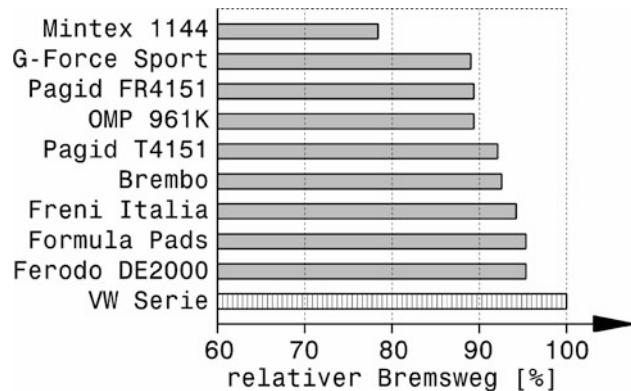
Allradfahrzeuge und Fahrzeuge mit Hinterradantrieb: Gleiche Qualität der Beläge an Vorder- und Hinterachse.

Fahrzeuge mit Frontantrieb: Beläge mit hohem Reibwert an der Vorderachse und solche mit geringem Reibwert an der Hinterachse.

Das Aufheizen der Bremsflüssigkeit wird durch die Gestaltung des Bremskolbens eingeschränkt und kann durch ein Hitzeschild am Rücken des Trägerblechs weiter reduziert werden, Abb. I.38.

Es gibt Unterschiede zwischen Bremsbelägen von Serienfahrzeugen und solchen für Renneinsatz. Rennbeläge zeigen höchste Verzögerungen, neigen aber zu Geräuschaufkommen, was sie für den Alltagseinsatz untauglich macht. Einen Leistungsvergleich unterschiedlicher Bremsbeläge illustriert Abb. I.39.

**Abb. I.39** Einfluss des Bremsbelags auf den Bremsweg, nach [13]. An einem VW Golf GTi (MJ '88) wurden unterschiedliche Beläge, einschließlich der Serienausstattung, getestet. Jeder Belagsatz wurde eingefahren und anschließend der Mittelwert aus 15 aufeinanderfolgenden Vollbremsungen aus 88 km/h ermittelt. Manche Beläge erreichten bei der ersten, manche nach einigen Bremsungen ihren Bestwert



Im Rennsport erreichen Bremsbeläge eine Lebensdauer von etwa 300 bis 400 km [15], d. h. sie werden in manchen Disziplinen für jedes Rennen erneuert.

**Werkstoffe.** Der Belagwerkstoff hängt vom Reibpartner, d. h. der Bremsscheibe ab. Organische und halbgesinterte Beläge sind für den Einsatz mit Gussbremsscheiben geeignet. Keramische Beläge (Karbon) können nur ausschließlich für Karbonbremsscheiben eingesetzt werden.

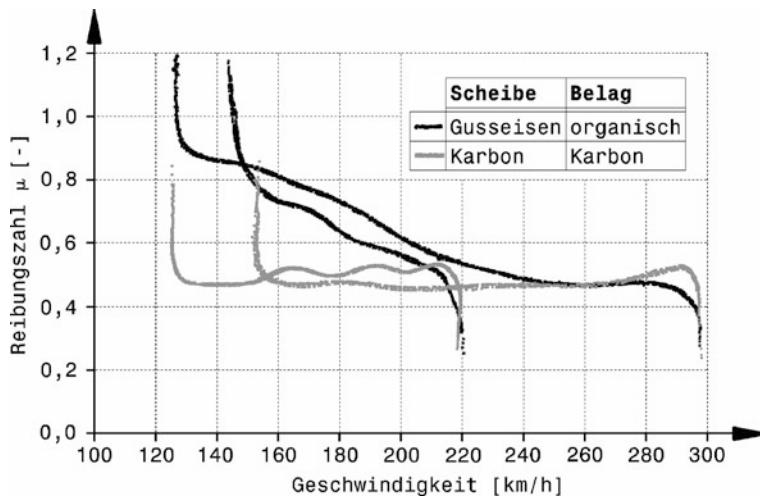
Karbon hat gegenüber dem konventionellen Reibungsmaterial bedeutsame Vorteile [16]:

- Gewicht: Die Dichte des Karbons beträgt nur ein Fünftel der Dichte von Stahl oder Gusseisen.
- Thermische Leitfähigkeit: Da Karbon ein Verbundwerkstoff ist, kann man die Wärmeleitung durch die Ausrichtung der Karbonfasern in vorherbestimmte Richtungen beeinflussen.
- Temperaturbeständigkeit: Diese führt zu einem geringeren Fading, wenn die Temperatur ansteigt und ermöglicht somit eine bessere Kontrolle und Reproduzierbarkeit des Bremsvorgangs.
- Biss: Sehr gutes Ansprechverhalten bereits zu Beginn des Bremsvorgangs.

Als ein Nachteil bleibt nur der Preis. Ein Satz Karbonbremsscheibe plus -bremsbeläge kostet etwa das Zehnfache einer Ausrüstung von Gusseisenbremsscheibe mit organischen Bremsbelägen.

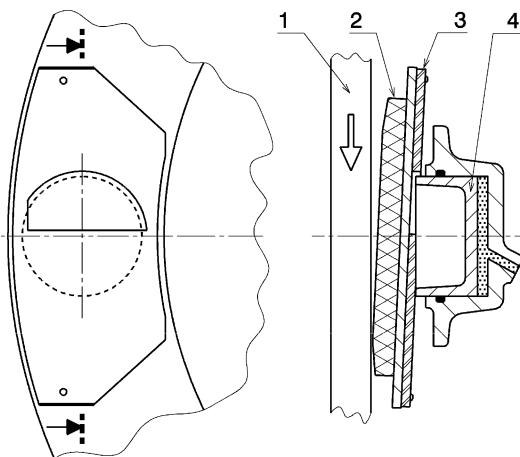
Einen anschaulichen Vergleich des Reibungsverhaltens beider Paarungen gibt die Abb. I.40. Für beide Paarungen sind zwei Bremsvorgänge beginnend bei 300 und 220 km/h zu sehen. Man kann erkennen, dass ein Karbonbremsbelag viel mehr „Biss“ (Leistung in der ersten Bremsphase) zeigt, als ein organischer Bremsbelag. Um das Fahrzeug scharf abzubremsen, ist eine hohe Bremsleistung zu Beginn einer Bremsphase notwendig. Je mehr sich das Fahrzeug verlangsamt, desto höher wird bei den organischen Belägen der Reibungskoeffizient. Die Karbonbeläge sind auf der anderen Seite in ihrer Wirkung viel konstanter und erlauben dem Fahrer eine bessere Modulation des Bremsvorgangs und eine bessere Kontrolle über das Fahrzeug, wenn sich die Lastverteilung während der Bremsung ändert. Diesen Unterschied ruft die bessere Temperaturstabilität von Karbon hervor.

Bei schräg stehendem Bremsbelag ergeben sich eine auflaufende und eine ablaufende Kante. Ist die vordere Kante auflaufend kommt es zu einem Selbstverstärkungseffekt und zu Bremsrubbeln (*brake judder*) durch einen Stick-Slip-Effekt. Die vordere, auflaufende Kante wird im Betrieb heißer als die hintere. Außerdem verschleißt der Belag dadurch stark einseitig. Ein asymmetrischer Belagrücken sorgt dafür, dass der Bremskolben den Belag bei Vorwärtsfahrt zuerst mit der hinteren Kante an



**Abb. I.40** Reibungsverhalten verschiedener Paarungen über der Geschwindigkeit, nach [16]. Für jede Paarung sind zwei Bremsvorgänge, beginnend bei 220 und 300 km/h, dargestellt

**Abb. I.41** Gestaltung des Belagrückens zur Vermeidung von Bremsrubbeln (schematisch). Auf den Rücken des Bremsbelages (2) ist ein Blech (3) aufgenietet. Dieses weist eine etwa halbkreisförmige Aussparung auf. Dadurch drückt der Bremskolben (4) beim Betätigen der Bremse zuerst auf die der Laufrichtung (Pfeil) der Brems scheibe (1) abgewandten Kante des Bremsbelages

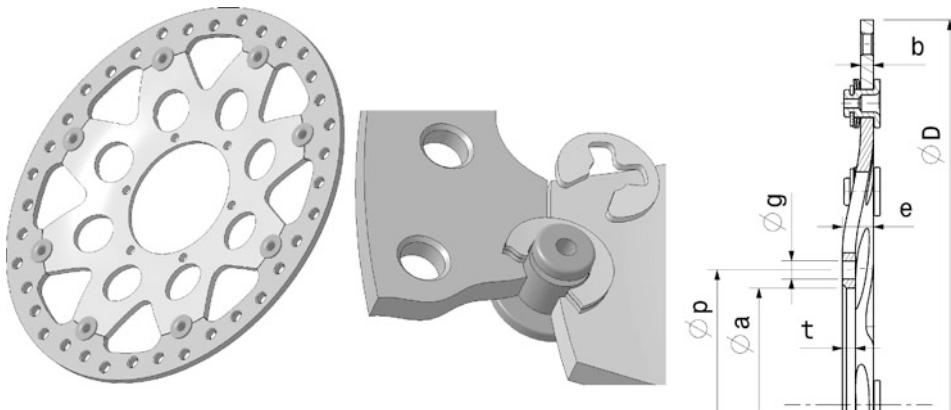


die Scheibe drückt. Derselbe Effekt wird bei Mehrkolbenbremssätteln mit unterschiedlichen Kolbendurchmessern erreicht (s. Abschn. I.6). Dadurch ergibt sich kein Selbstverstärkungseffekt und die Bremswirkung ist vom Fahrer besser zu dosieren.

Über den Kennwert der spezifischen Belagleistung (z. B. Abschn. I.4) lässt sich die benötigte Belagfläche für eine gewünschte Bremsleistung abschätzen. Eine kleine Belagfläche ergibt naturgemäß kleinere Verformungen des Belages im Betrieb. Dafür sind längere Bremsbeläge unempfindlicher gegen Kippen mit den oben beschriebenen Effekten und sie reduzieren die Flächenpressung bei gleicher Betätigungs kraft.

**Tab. I.10** Anhaltswerte von Bremsscheibendurchmessern in Abhängigkeit vom Felgendurchmesser

	Felgendurchmesser $d_{\text{nenn}}$ (Zoll-Code)					
	12"	13"	14"	15"	16"	17"
Bremsscheibe Außendurchmesser mm	221	256	278	308	330	360



**Abb. I.42** Bremsscheibe für Rennmotorrad aus legiertem Grauguss. Die Scheibe ist massiv und gebohrt. Sie wird schwimmend mit der Nabenscheibe über Bolzen mit zwei Wellscheiben verbunden (Detailausschnitt). Typische Maße [mm] [11]: Außendurchmesser  $D$ : 320, Aufnahmedurchmesser  $a$ : 64 bis 130, Einpresstiefe  $e$ : 0 bis 10, Scheibendicke  $t$ : 6, Nabenbreite  $b$ : 6. Nabenschraubung: Teilungsdurchmesser  $p$ : 80 bis 110, 6 Bohrungen mit Durchmesser  $g$ : 8,35, 5 Bohrungen mit Durchmesser  $g$ : 10,2

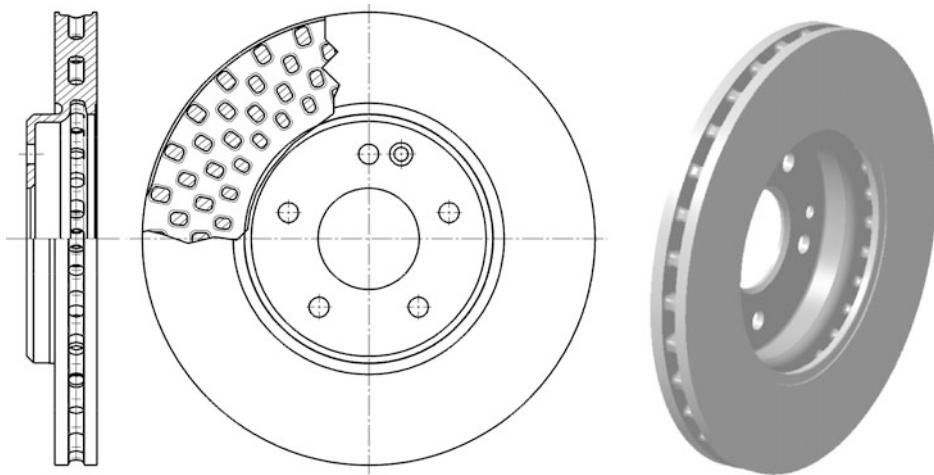
### Bremsscheibe *Brake Disc*.



Der Bremsscheibendurchmesser ist entscheidend für die zu erzielende Bremswirkung. Normalerweise montiert man die größtmögliche Scheibe unter Berücksichtigung des Felgenprofils, vgl. Tab. I.10. Bei der Festlegung des Scheibendurchmessers sind aber auch die zu erwartenden Bremskräfte (Fahrzeuggewicht, Lastverteilung, Reifen) zu berücksichtigen. Die Scheibenstärke nimmt mit dem Durchmesser der Scheibe zu. Ebenfalls entscheidend für die Stärke der Scheibe sind Fahrzeuggewicht und Einsatzzweck (Rallye, Rundstrecke, Langstrecke etc.). Eine dickere Scheibe hat eine höhere Lebensdauer und stabilisiert wegen ihrer größeren Masse die Scheibentemperatur. Diese werden z. B. für Langstreckenrennen eingesetzt.

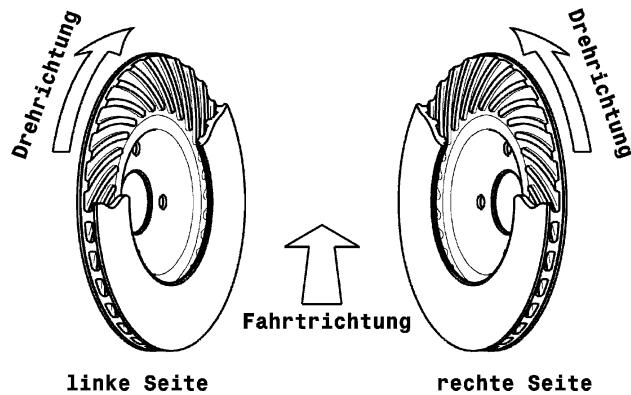
Scheibenstärken sind erhältlich von 7,10 mm bis 35,50 mm. Außendurchmesser liegen im Bereich von 280 bis 378 mm.

Die Abmessungen sind z. T. durch das Reglement eingeschränkt. In der Formel 1 beispielsweise darf die Scheibenstärke 28 mm und der Durchmesser 278 mm nicht überschreiten. Bei Sportprototypen sind die Durchmesser mit 380 mm (FIA SR1) und 356 mm (FIA SR2) begrenzt. Für die



**Abb. I.43** Innenbelüftete Bremsscheibe für PKW. Die Scheibe wird durch Gießen hergestellt

**Abb. I.44** Laufrichtung von belüfteten Bremsscheiben. Bestimmte Bremsscheibenausführungen sind laufrichtungsgebunden. Die gebo genen Ventilationsschächte müssen in Fahrtrichtung nach hinten zeigen, weil die Kühl luft von der Scheibenmitte aus angesaugt wird



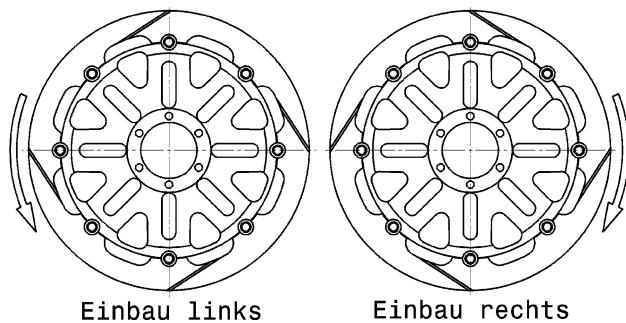
Qualifikation oder bei Bergrennen setzen viele Teams schmälere Scheiben ein. Das spart mit der dazu verbaubaren schmäleren Bremszange Gewicht ein und die Bremse erreicht rascher ihre Betriebstemperatur.

Die einfachsten Bremsscheiben sind massiv und werden direkt oder über einen Topf mit der Nabe verschraubt, Abb. I.42. Sie werden in Fahrzeugen wie Formel Ford oder Motorrädern verbaut. Aufwändiger Bauarten sind mit Hohlräumen versehen und ermöglichen eine intensivere Wärmeabfuhr, die durch turbinenartige Gestaltung innenliegender Rippen forciert werden kann. Beispiele solcher innenbelüfteten Bremsscheiben zeigen die Abb. I.43 und I.46.

Bei Luftschanen mit Laufschaukelwirkung ist die Drehrichtung zu beachten, Abb. I.44.

**Genutete Bremsscheiben Grooved Brake Disc.** Bremsscheiben sind mit vier oder acht tangentialen Nuten versehen, die zur Reinigung der Belagoberfläche dienen, Abb. I.45. Dadurch wird eine gleichmäßige Bremswirkung erzielt und das Nassbremsverhalten verbessert. Außerdem wird damit auch

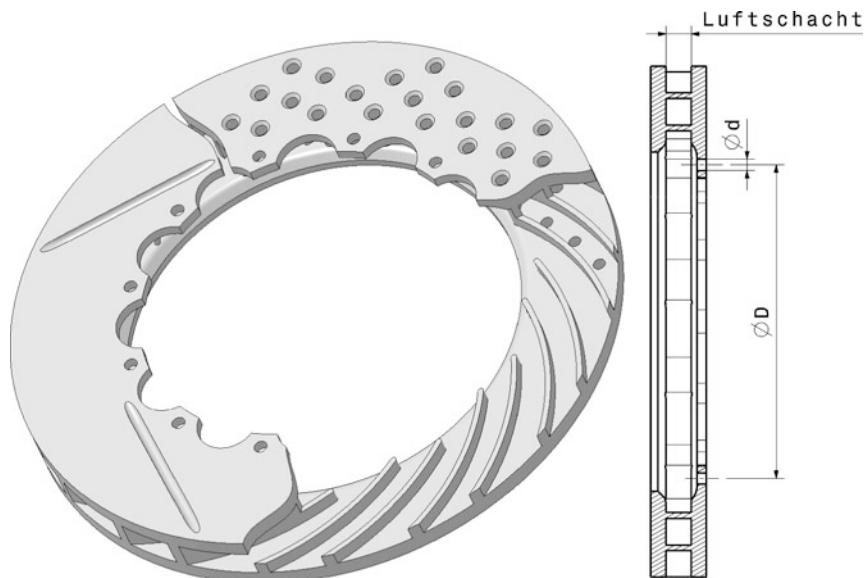
**Abb. I.45** Drehrichtungsabhängige Bremsscheiben durch Nuten [10]. Durch die Funktion der Nuten zur Abriebsabfuhr sind zwei Ausführungen erforderlich für den Einbau auf der linken und der rechten Fahrzeugseite. Partikel in einer Nut laufen dabei von innen nach außen. Die Nuten müssen zur Erfüllung ihrer Funktion frei von Ablagerungen gehalten werden



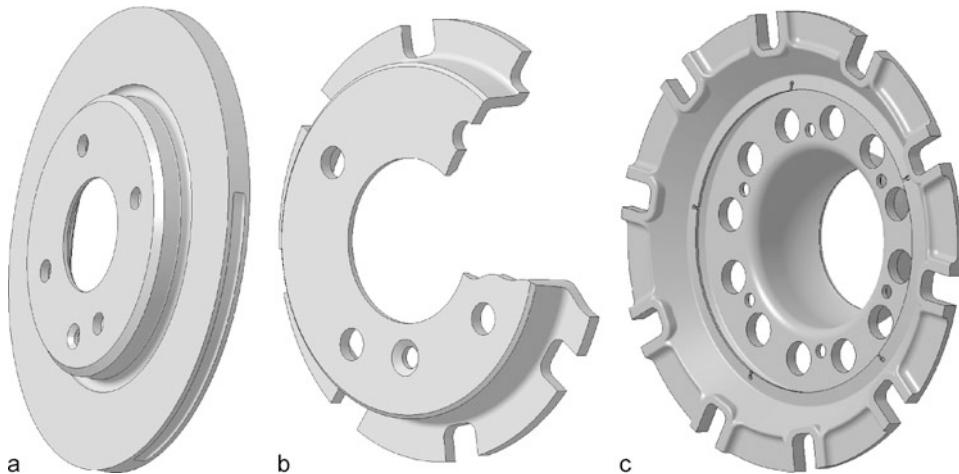
die Belagtemperatur gesenkt. Genutete Bremsscheiben haben eine längere Lebensdauer als gebohrte Ausführungen. Die Nuten sind etwa 1,5 mm breit und 0,8 mm tief.

**Gebohrte Bremsscheiben Drilled Brake Disc.** Diese erzeugen einen etwas höheren Bremsdruck (vor allem zu Beginn einer Bremsung = „Biss“) und erzielen eine geringfügig niedrigere Bremsscheiben- und Belagtemperatur. Außerdem ist das Bremsverhalten bei Nässe besser. Sie sind natürlich leichter, aber auch anfälliger für Risse in der Oberfläche.

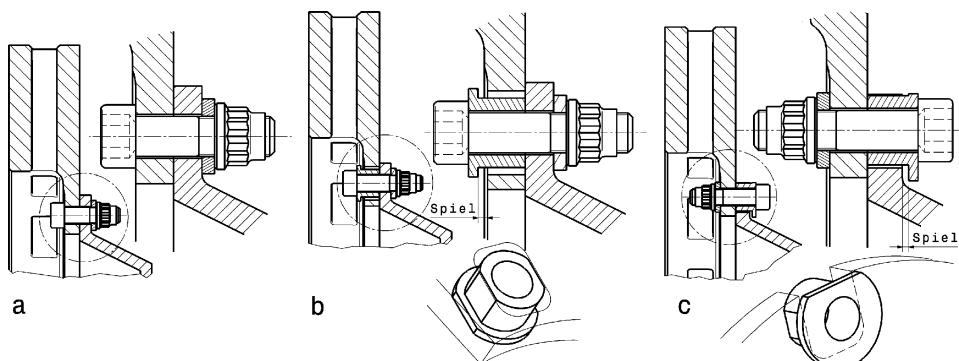
**Befestigung Mounting.** Aus Gewichtsgründen und zum Toleranzausgleich haben die meisten Bremsscheiben eine Flanschbefestigung. Auf diesen Flansch wird ein Topf geschraubt, Abb. I.47.



**Abb. I.46** Innenbelüftete Hochleistungsbremsscheibe für schwimmende Lagerung *ventilated disc for float mounting*. Dargestellt ist sowohl eine genutete als auch eine gebohrte Reibfläche. Die Kühlluft wird von der Scheibenmitte aus angesaugt und durch den Luftschacht nach außen befördert. Die Befestigung erfolgt über Bohrungen ( $\varnothing d$ ), die an der verlängerten Scheibenseite angebracht sind



**Abb. I.47** Töpfe (*bell*) zur Montage von Bremsscheiben. **a** Integrierter Topf (massive Scheibe) *integral bell (solid disc)*, **b** Topf für schwimmende Befestigung der Scheibe mittels Buchse im Topf *bell for floating mount with bobbin*, **c** Topf für CFC-Scheibe (Formel 1) *bell for CFC-disc*



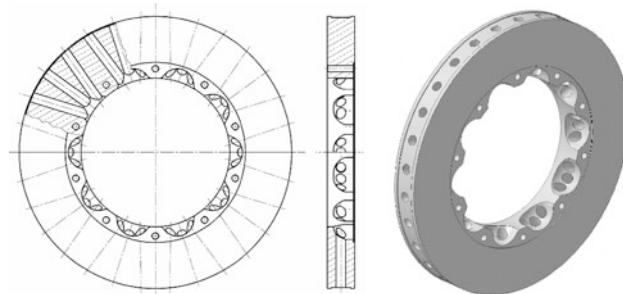
**Abb. I.48** Arten der Bremsscheibenbefestigung. **a** Starr verschraubt, **b** schwimmende Befestigung mit Buchse in der Scheibe, **c** schwimmende Befestigung mit Buchse im Topf. Das Spiel führt zum Ausschlagen des Topfes. Dieser muss öfters gewechselt werden als bei (b); dafür können übliche Bremsscheiben (wie unter (a)) eingesetzt werden

Der Topf besteht meist aus Aluminium. Diese Befestigung kann nach zwei Arten vorgenommen werden: Feste Verbindung oder schwimmende Lagerung, Abb. I.48. Die geschraubte Version sollte bei extrem starken Belastungen, wie Off Road oder Rallyeeinsätzen, der schwimmenden Ausführung vorgezogen werden. Durch Verunreinigungen kann das Spiel blockiert werden. Die Bremsscheibe bekommt einen Schlag und flattert.

Töpfe für innenbelüftete Scheiben sollen keine Erleichterungslöcher aufweisen, weil dadurch mögliche Kühlluft für die Bremsscheibe ungenutzt entweichen kann [12].

Bei schwimmenden Bremsscheiben entsteht ein minimales Axial- und Radialspiel. Das erlaubt der Scheibe und dem Bremsscheibentopf sich in verschiedene Richtungen auszudehnen, was wiederum das Entstehen von Rissen in der Scheibe reduziert. Bei Scheiben über 330 mm Durchmesser ist diese Befestigungsart auf alle Fälle notwendig. Weiters kann sich die Scheibe zwischen den Belä-

**Abb. I.49** Bremsscheibe aus kohlenstofffaserverstärktem Kohlenstoff (CFC). Diese Scheibe wird an einen Topf aus Aluminium angeschraubt, siehe Abb. I.50



gen einstellen, was den Pedalweg verkleinern und den Einsatz eines kleineren Hauptbremszylinders ermöglichen kann [9].

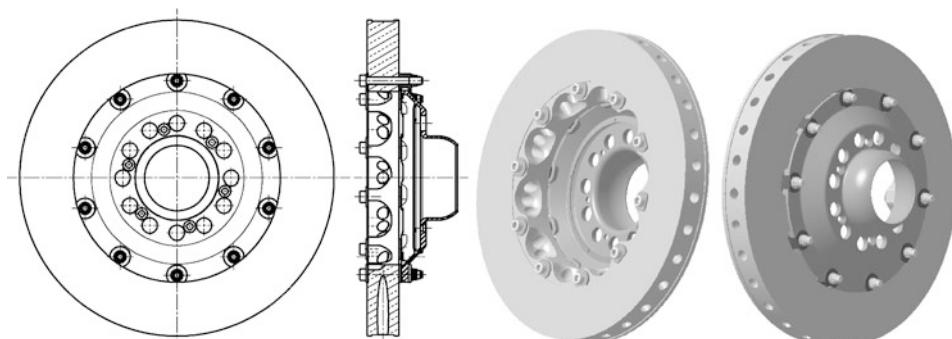
Der Rundlauf der Bremsscheibe muss in jedem Fall kleiner als 0,15 mm sein. Bei schwimmender Lagerung soll die Scheibe axial 0,15 bis 0,2 und radial 0,05 bis 0,1 mm Luft zum Topf haben [6].

Die Verschraubung erfolgt meist mit 8 bis 12 1/4" UNF-Schrauben bzw. M6-Schrauben.

**Werkstoffe.** Die Wahl des Werkstoffs hängt neben dem Werkstoff des Reibbelags von seinen Eigenschaften ab. Folgende Werkstoffe werden für Bremsscheiben eingesetzt:

- Grauguss: EN-GJL-150 (war GG 15), EN-GJL-250 (war GG 25)
- Sphäroguss: EN-GJS-600-3 (war GGG-60), EN-GJS-700-2 (war GGG-70)
- Keramik mit siliziumkarbidhaltiger Matrix C/SiC (kohlenstofffaserverstärktes Siliziumkarbid) aus der Gruppe Karbon-Keramik (CMC – *Ceramic Matrix Composite* Keramikmatrix-Verbundwerkstoff)
- CFC (kohlenstofffaserverstärkter Kohlenstoff) bzw. CFRC (*carbon fibre reinforced carbon*), bzw. CC (Karbon-Karbon): Karbonbremsscheibe, Abb. I.49 und I.50

Tabelle I.11 stellt die Eigenschaften von Karbon und Grauguss gegenüber. Der Preis eines Satzes Karbonscheiben plus Beläge liegt etwa zehnfach höher im Vergleich zu konventionellen Werkstoffen.



**Abb. I.50** Vollständige Bremsscheibe aus kohlenstofffaserverstärktem Kohlenstoff. Buchsen im Topf stellen die schwimmende Lagerung sicher. Die Scheibe überträgt das Bremsmoment mit den Bohrungen im Topf über Mitnehmerbolzen direkt auf das Rad. Zwischen Topfverschraubung und Scheibe kann Luft zur Kühlung dieser Scheibenseite durchstreichen

**Tab. I.11** Werkstoffvergleich Grauguss zu Karbon [16]

	Grauguss	faserverstärkter Kohlenstoff
Wärmeleitfähigkeit, W/m K	50	60
Therm. Ausdehnungskoeffizient (20–300 °C), 1/K	$18 \cdot 10^{-6}$	$2,6 \cdot 10^{-6}$
Spezifische Wärmekapazität, kJ/kg K	0,65	1,2
Max. Auslegungstemperatur, °C	600	1000
Dichte, g/cm <sup>3</sup>	7,1	1,7
mittlerer Reibungskoeffizient $\mu$ , –	0,45	0,55

Man erkennt als gravierenden Nachteil von Grauguss das über viermal höhere spezifische Gewicht und den großen thermischen Ausdehnungskoeffizienten. Das bedeutet die Scheibe dehnt sich beim Abbremsen aus hoher Geschwindigkeit aus und verzieht sich, wenn sie nicht entsprechend biegeweich gestaltet oder ausdehnungsgerecht gelagert ist, oder es bilden sich Risse.

Im Gegensatz zu Karbonkeramik-Bremsscheiben (CMC) ist jene aus Karbon-Karbon (CFC) ausschließlich für den Rennsport geeignet. Die Gründe hierfür sind [18]:

- ein temperaturabhängiger Reibwert, der zu schlechtem Kaltbremsverhalten führt
- hoher Verschleiß bei niedrigen Temperaturen und kleinen Anpressdrücken
- sehr hohe Werkstoffkosten wegen energieintensiver Herstellung.

**Einsatzhinweise Application Notice.** Bremsscheiben sollten regelmäßig auf Rissbildung überprüft werden. Neue Bremsscheiben sollen vor der ersten Belastung mindestens 15 km eingefahren werden.

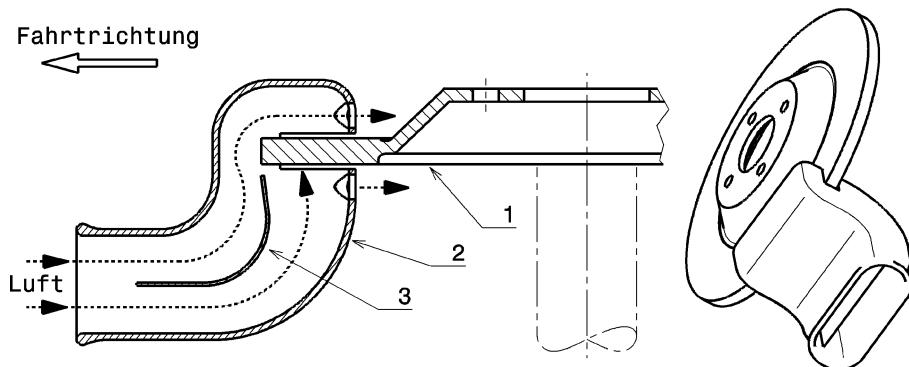
Die Lebensdauer der Grauguss-Bremsscheiben liegt im Rennsport bei etwa 650 bis 1000 km [15]. Häufige Temperaturwechsel setzen die Lebensdauer herab. Die Rotationsdrehzahlen sollen 3000–3500 min<sup>-1</sup> bei Grauguss-Scheiben nicht überschreiten.

**Bauteile für Bremsenkühlung Parts for Brake Cooling.** Bremsen wandeln den Großteil der kinetischen Energie in Wärme um. Die Abfuhr dieser Wärme erfolgt bei Rennfahrzeugen (mit wenigen Ausnahmen) ausschließlich durch Luft. Dabei reicht im allgemeinen Konvektion allein nicht aus, sondern es ist Zwangskühlung erforderlich. Konvektion und Strahlung zur Wärmeabfuhr genügen bei sprintartigen Bewerben (Qualifying, Bergrennen, ...). Die Gestaltung der Kühlluftzufuhr hängt von der Bremsscheibenbauart ab. Bei massiven Scheiben führt ein Schacht Luft zu beiden Reibflächen, Abb. I.51. Die auflaufende Kante des Schachts muss temperaturbeständig sein und möglichst nahe an die Scheibenoberfläche heranreichen (ca. 0,25 mm), damit sie den Großteil der heißen Grenzschicht ablöst [6].

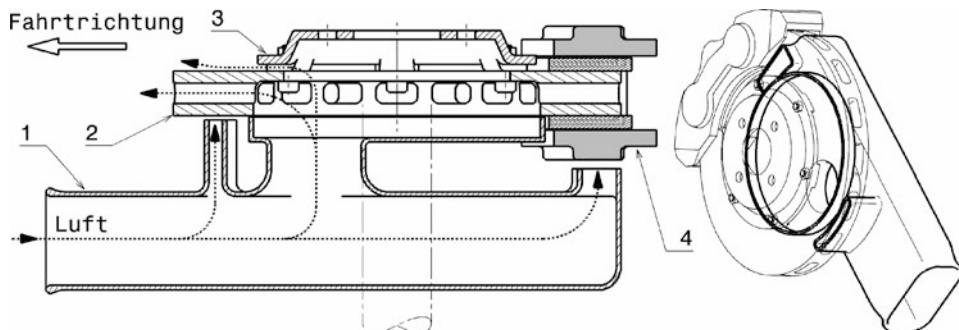
Bei innenbelüfteten Bremsscheiben muss die Luft von innen nach außen durch die Scheibe strömen können. Darüber hinaus kann es auch erforderlich werden, zusätzlich ihre Reibflächen, die Bremszange und die Beläge mit Kühlung zu versorgen, Abb. I.52.

Ein zwischen Reifen und Wagen liegender Schacht (1) führt Luft gezielt an die Scheibenreibfläche innen, den Innenbereich des Topfes (3) und an die Bremszange (4) heran. Die Luft durchströmt die Scheibe und ein Teilstrom streicht durch Aussparungen am Topfumfang über die Reibfläche der Bremsscheibe außen. Kühlung für die Bremsscheibe kann auch durch den Radträger zugeführt werden. Typische Durchlassflächen für Rennbremsen weisen 100 cm<sup>2</sup> auf. 80 % der Luft sollen durch die Bremsscheibenschächte bzw. -bohrungen und je 10 % über die Scheibenbremsflächen geführt werden [12].

Die Gesamtanordnung einer vollständigen Baugruppe zeigt Abb. I.53 für ein Vorderrad.



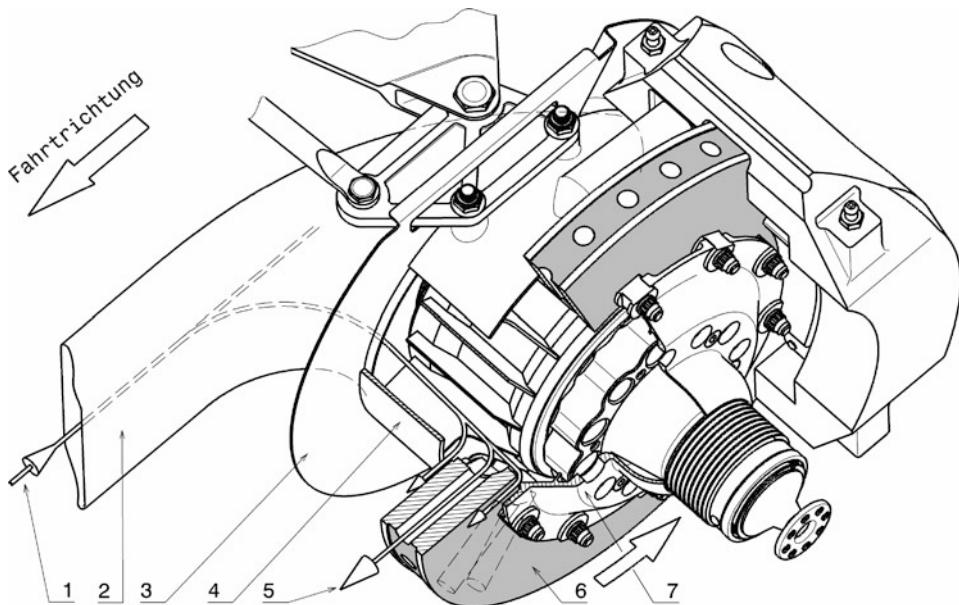
**Abb. I.51** Kühlluftzufuhr bei massiven Bremsscheiben *cooling air feed for solid discs*. 1 Bremsscheibe *brake disc*, 2 Luftschaft *brake duct scoop*, 3 Splitter. Ein Luftschaft führt Kühlluft an die beiden Reibflächen der Bremsscheibe heran. Der Schacht erhält die Luft zwischen Reifen und Wagen. Eine mögliche Antriebswelle ist strichiert dargestellt



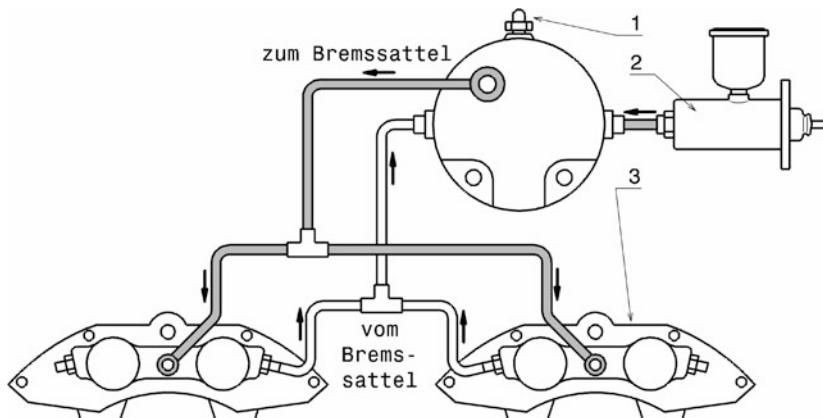
**Abb. I.52** Kühlluftzufuhr bei innenbelüfteten Bremsscheiben *cooling air feed for ventilated discs*. 1 Luftschaft *duct*, 2 Bremsscheibe *brake disc*, 3 Topf *bell*, 4 Bremszange *brake caliper*

Um eine optimale Wirkung der Bremse zu erzielen, ist es wichtig die richtigen Scheibentemperaturen zu erreichen. Die Temperatur an der Vorderachse liegt in der Regel etwa 100 °C höher als an der Hinterachse. Unterschiedliches Aufheizverhalten kann die Bremskraftaufteilung geringfügig beeinflussen. Links und rechts sollten die Temperaturwerte annähernd gleich sein, wobei je nach Kühlsystem die äußere Scheibenfläche heißer werden kann als die dem Wagen zugewandte. Die maximale Scheibentemperatur hängt sehr stark vom Belagtyp ab. Jede Rennstrecke beansprucht die Bremse unterschiedlich. Daher sollten die Temperaturwerte der Bremsscheiben festgehalten werden. Dies kann mit der Bremsscheibentemperaturfarbe oder mit einem Messgerät (Pyrometer) während des Boxenaufenthaltes geschehen. Ein oftmaliger Wechsel zwischen maximalen und minimalen Temperaturen während eines Rennens verkürzt die Lebensdauer der Scheiben. Grauguss-Bremsscheiben sollten nicht in Temperaturbereichen über 610 °C gefahren werden.

**Umlaufventil *Recirculating Valve*.** Zur Kühlung und Entlüftung der Bremsflüssigkeit können Umlaufventile eingesetzt werden. Bei jedem Pedalhub zirkuliert die Bremsflüssigkeit durch das Leitungssystem und aufgetretene Luftblasen werden abgeführt und lokales Sieden wird so verhindert.



**Abb. I.53** Luftzuführung an Formel-1-Vorderradbremse (links vorne) cooling air flow of a Formula 1 front brake.  
 1 Eintritt kühle Luft cold air in, 2 Luftzuhührhutze brake duct scoop, 3 Stützplatte backing disc, 4 Radträger upright,  
 5 Austritt heiße Luft hot air out, 6 Bremsscheibe brake disc, 7 Scheibentopf disc bell



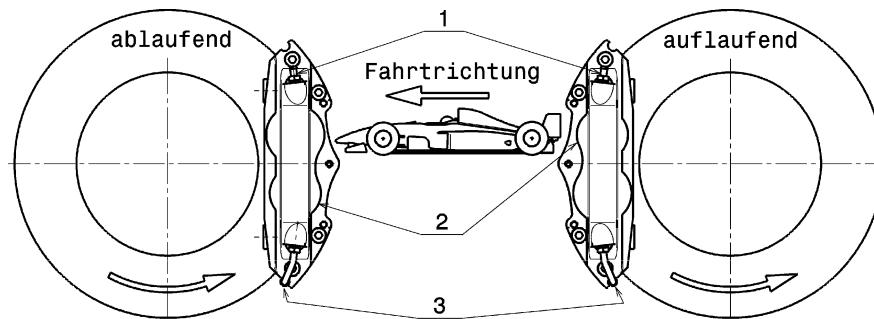
**Abb. I.54** Bremsleitungssystem mit Umlaufventil recirculating system. 1 Entlüftung bleeding, 2 Hauptbremszyylinder brake master cylinder, 3 Bremssattel brake caliper. Der Rücklauf der Bremsflüssigkeit aus den Bremssätteln erfolgt über die Bohrung der Entlüftungsschrauben

## 7 Bremseneinbau Brake Installation

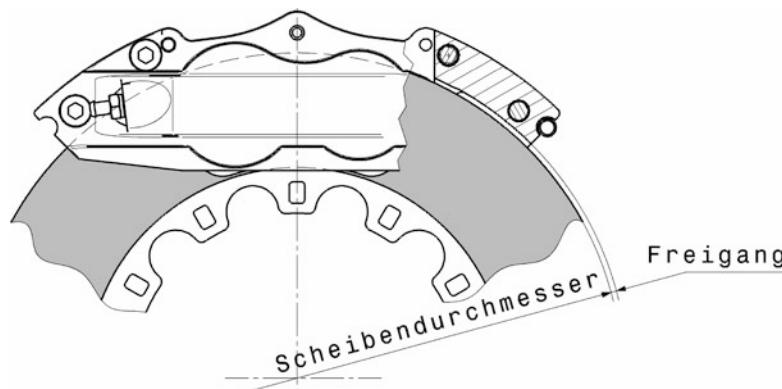
Rennbremsättel sind so gestaltet, dass sie an der Vorder- und Hinterachse verbaut werden können. Will man die Massen möglichst nahe am Gesamtschwerpunkt des Wagens platzieren, so ordnet man die Bremszangen wie in Abb. I.55 an. Allerdings müssen dazu die Anschlüsse von Verbindungsleitungen und Entlüftungen vertauscht werden.

Die Bremse kann im Rad (außenliegende Bremse) oder rahmenseitig untergebracht werden. Die Außenbordbremse hat den Vorteil, dass der Luftstrom um den Wagen nicht beeinflusst wird, was besonders im Heck von Einsitzern von Bedeutung ist (flaschenhalsförmiger Einzug, vgl. Abb. E.14).

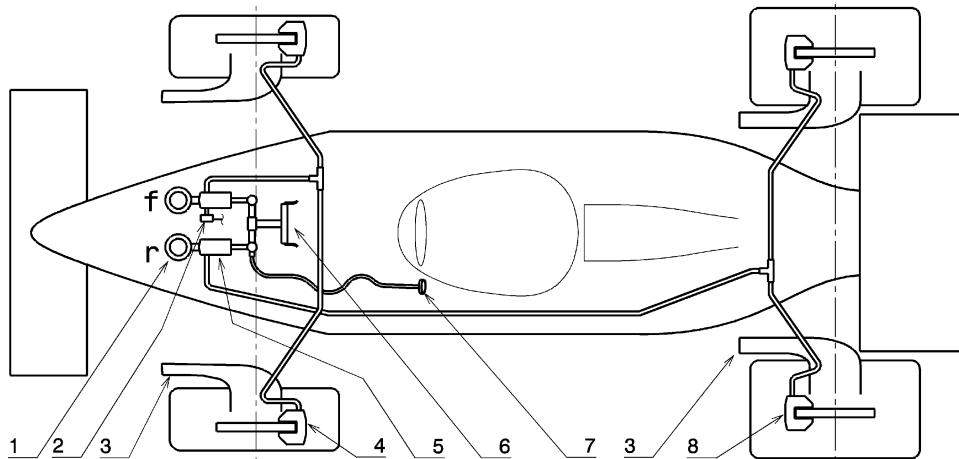
Die innenliegende Bremse reduziert die so genannten ungefederten Massen, überträgt die Bremsabstützkräfte direkt auf den Rahmen und entlastet so Fahrwerksteile. Bei nichtangetriebenen Achsen ist jedoch zusätzlich eine Bremswelle erforderlich. Das macht zumindest einen Teil der genannten Vorteile zunicht und erhöht den Teileaufwand. Abbildung I.57 liefert einen Gesamtüberblick einer typischen Bremsanlage eines Rennfahrzeugs.



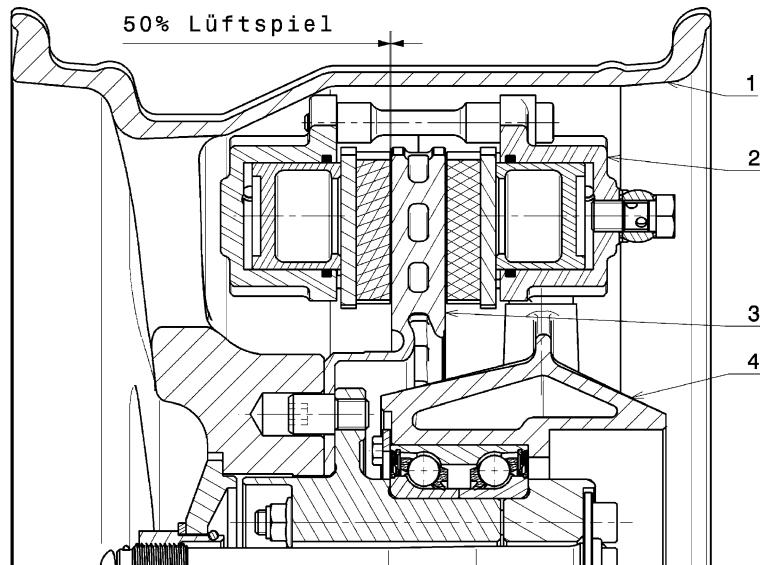
**Abb. I.55** Anordnung der Bremszangen bei einem Rennfahrzeug *trailing/leading caliper*. 1 Entlüftungsschrauben möglichst hoch anordnen, 2 Bremsscheibe läuft an kleinen Bremskolben zuerst vorbei (bei Mehrkolbenausführungen) zur Vermeidung von Stick-Slip-Effekten am Bremsbelag, 3 Verbindungsleitungen unten anordnen



**Abb. I.56** Bremsscheibenfreigang *disc pathway clearance*. Der Freigang zwischen Bremsscheibe und Bremssattel soll mindestens 1,8 mm bei Scheiben  $\leq \varnothing 280$  mm und mindestens 2,5 mm bei größeren Scheiben betragen. Radial verschraubte Bremssättel ermöglichen eine gewisse Einstellung durch Zwischenlegen von Scheiben



**Abb. I.57** Bremsanlage an einem Rennwagen. 1 Bremsflüssigkeitsbehälter *brake fluid reservoir*, 2 Bremslichtschalter *brake light switch*, 3 vordere und hintere Kühlluftkanäle *front and rear brakes air ducts*, 4 Bremszangen vorn *front calipers*, 5 Hauptbremszylinder vorn (f) und hinten (r) *front and rear brake master cylinder*, 6 Bremspedal *brake pedal*, 7 Verstellknobel Bremskraftaufteilung *adjustable brake balance knob*, 8 Bremszangen hinten *rear calipers*



**Abb. I.58** Bremssattelinbau im Rad (Formel Renault 2000 Vorderachse). 1 Rad, 2 Bremssattel, radial am Radträger verschraubt, 3 Bremsscheibe, innenbelüftet, 4 Radträger

Die begrenzende Umgebung für die Radbremse stellen das Rad (Felgeninnenkontur) und der Radträger dar. Für eine möglichst große Bremsscheibe sind daher ein großes Rad und eine kompakte Radlagerung von Vorteil. Eine große Einpresstiefe des Rads gestattet den Einbau von Festsattelbremsen, Abb. I.58.

## 8 Auslegungskriterien von Bremsanlagen *Dimensioning Criterions*

Wesentliche fahrzeugbezogene Auslegungskriterien sind:

- Gesetzliche Bestimmungen hinsichtlich blockierfreier Mindestabremsung und Blockierreihenfolge
- Beladungszustände
- Einfluss von Bremsenfading
- Motorbremsmoment
- Bremskreisausfall
- Bremskraftverteiler (falls vorhanden)
- Retarder bzw. Rekuperation (falls vorhanden).

Die aggregatbezogene Auslegung befasst sich vor allem mit der Dimensionierung von Radbremsen und Betätigungsseinrichtungen. Auslegungskriterien für die Radbremsen sind:

- Bremsenbauart (Scheiben-, Trommelbremse)
- Standfestigkeit (Verschleiß, Beanspruchung)
- vorhandener Einbauraum
- zulässiges Druckniveau
- Steifigkeit (Volumenaufnahme der Bremsflüssigkeit bei hydraulischen Bremsen).

Auslegungskriterien für die Betätigungsseinrichtung schließlich sind:

- Pedalweg und Pedalkraft bei normalen Bremsbetätigungen, Vollbremsungen und bei Ausfall eines Bremskreises oder des Bremskraftverstärkers.
- Komfortansprüche
- Einbauraum
- Kombination mit Systemen für die Bremskraftregelung.

---

## 9 Normen Standards

DIN ISO 611 Bremsung von Kraftfahrzeugen und deren Anhängefahrzeugen, Begriffe

DIN 70 024 Teil 3 Begriffe für Einzelteile von Kraftfahrzeugen und deren Anhängefahrzeugen, Bremsausrüstung

Beiblatt zu DIN 70 024 Übersetzungen der Begriffe von DIN 70 024 in Englisch, Französisch und Italienisch

DIN 72 571 Befestigungsschellen, einseitige Befestigung

DIN 72 573 Befestigungsschellen, zweiseitige Befestigung

DIN 74 000 Zweikreisbremsanlagen, Kurzzeichen

DIN 74 200 Zylinder, hydraulische Bremsanlagen

DIN 74 225 Bremsschlauchleitungen, Halter

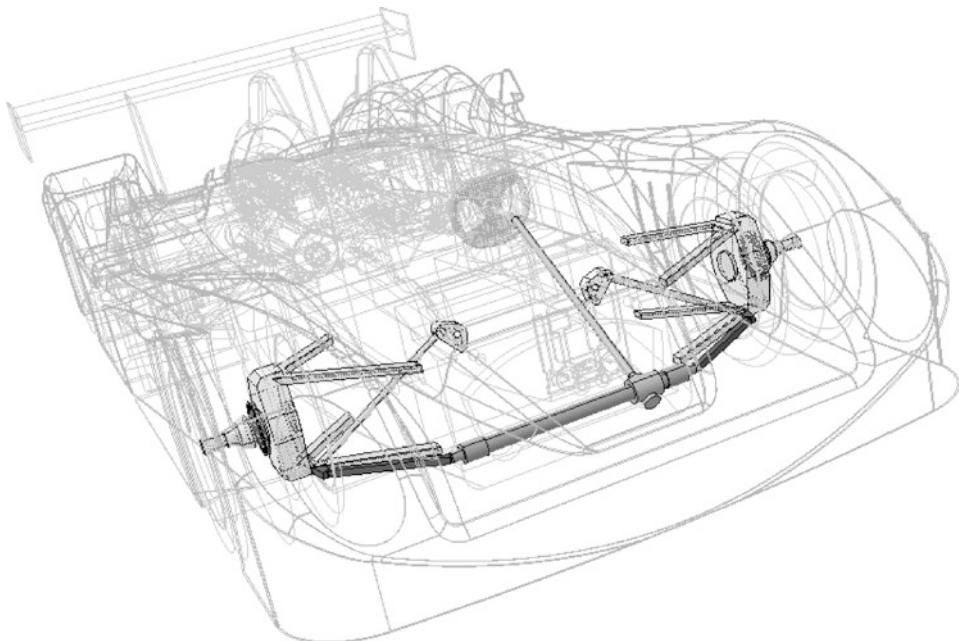
DIN 74 233 Bremsrohrarmaturen, Überwurfschrauben

DIN 74 234 Bremsrohre, Bördel

DIN 74 235 Bremsanlage, Gewindelöcher

## Literatur References

1. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2001)
2. Grote, K.-H., Feldhusen, J. (Hrsg.): Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau, 14. Aufl. Springer, Berlin (1981)
3. Hamm, G., et al.: Tabellenbuch Fahrzeugtechnik. Holland+Josenhans, Stuttgart (1997)
4. Hoepke, E. (Hrsg.): Nutzfahrzeugtechnik. Vieweg, Wiesbaden (2000)
5. Braess, Seiffert: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
6. Smith, C.: Prepare to Win, 1. Aufl. Aero Publishers, Inc., Fallbrook (1975)
7. Breuer, B.: Skriptum zur Vorlesung Motorräder. TH Darmstadt (1985)
8. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
9. N. N.: The Competition Catalogue, Coventry: AP Racing, publication ref. P02.002/01.
10. N. N.: Motorcycle Catalogue, Coventry: AP Racing, publication ref. P4.005/00.
11. N. N.: 2001/2 Motorcycle Catalogue Supplement, Coventry: AP Racing, publication ref. P4.006/01.
12. N. N.: Brake Disc Catalogue: Coventry: AP Racing, publication ref. P09.004/03.
13. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
14. Piola, G.: Formel 1. Copress, München (2001)
15. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
16. Breuer, B., Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, 1. Aufl. GWV Fachverlage/Vieweg, Wiesbaden (2003)
17. Tremayne, D.: Formel 1 Technik unter der Lupe, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (2001)
18. Albers, A., Arslan, A., Herbst, D.: Keramik für den Einsatz in Bremsen und Kupplungen. ATZ 5, 414 (2001)



Der Fahrer eines mehrspurigen Fahrzeugs hat eigentlich nur wenige Stellhebel zur Verfügung um das Verhalten des Wagens in gewünschter Weise zu beeinflussen. Ein wichtiges System dahingehend ist die Lenkung.

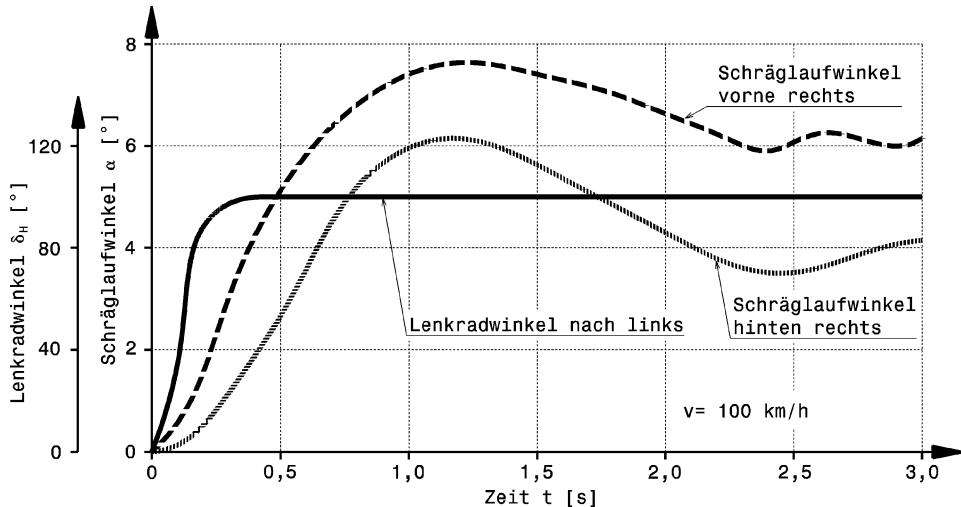
---

## 1 Anforderungen *Requirements*

Die Lenkung dient dazu den Sollkurs des Fahrzeugs über Lenkraddrehung durch den Fahrer beizubehalten. Dabei stützt sich der Fahrer nicht nur auf Informationen, die ihm die Augen liefern, sondern auch wesentlich andere Sinneseindrücke, z. B. die Wankneigung des Wagenkastens, die über den Sitz auf ihn einwirkenden Seitenkräfte, das über das Lenkrad fühlbare Rückstellmoment der Reifen und die Schwimmwinkeländerung des Fahrzeugs.

Folgende Anforderungen sind im Einzelnen von Bedeutung:

- Einschlagwinkel der Räder: Maximaler Einschlag für engste Kurve der Strecke und zum Gegenlenken bei Ausbrechen des Hecks
- Leichtgängigkeit
- Spielfreiheit
- Rücklauf in die Mittelstellung (Geradeausfahrt)



**Abb. J.1** Lenkwinkelsprung an einem Pkw, nach [6]. Das Lenkrad wird bei diesem Versuch um  $100^\circ$  in 0,2 s eingeschlagen. Beim betrachteten kurvenäußersten Vorderreifen wächst der Schräglauwinkel dadurch auf über  $7^\circ$  an. Der Schräglauwinkel des entsprechenden Hinterreifens ist über der betrachteten Zeit stets kleiner. Das Fahrzeug untersteuert also und die Schräglauwinkel klingen über der Zeit ab

- Sicherheit
- Kinematik: Isolierung von Reifenkräften vom Lenkrad, soweit sinnvoll, d. h. keine Stöße usw. weiterleiten
- Exaktheit und Symmetrie, d. h. Lenkeinschlag bewirkt eindeutigen Lenkwinkel der Räder sowie nach links und rechts denselben Radeinschlag
- die Informationen über den Bewegungszustand des Fahrzeugs durch das Lenkrad an den Fahrer melden
- geringer Bauraumbedarf für gesamte Lenkanlage

Diese Anforderungen sind schwerer zu erfüllen als es auf den ersten Blick scheinen mag. Die Lenkung kann nämlich nicht losgelöst vom Gesamtsystem Mensch-Fahrzeug betrachtet werden. Im Gegenteil sie ist Stellglied in einem komplizierten Regelsystem. Der Fahrer bewirkt durch Drehen des Lenkrads eine (direkte oder nach einer vorgegebenen Gesetzmäßigkeit bestimmte) Winkeländerung der Vorderräder. Die Reifen bauen durch den hervorgerufenen Schräglauft Seitenkräfte auf und drehen das Fahrzeug um die Hochachse. Diese Änderung der Fahrtrichtung ruft auch an der Hinterrachse Seitenkräfte hervor, die wiederum nur über Schräglauft erzeugt werden können. Auf diese Änderung der Stellung des Fahrzeugs reagiert der Fahrer durch Lenken. Abbildung J.1 zeigt den Verlauf von Schräglauftwinkeln bei einem abrupten Einschlagen (Lenkwinkelsprung, J-Turn). Der Reihe nach wird zuerst den gelenkten Vorderrädern und erst nach einer beginnenden Drehung des Fahrzeugs den Hinterrädern ein Schräglauftwinkel aufgezwungen. Der Wagen benötigt einige Sekunden, bis sich ein eingeschwungener Zustand einstellt.

Zum Vergleich zeigt Abb. J.2 die Zielbereiche bei der Pkw-Fahrwerksentwicklung. Diese Werte betreffen eine stationäre Kreisfahrt mit einem Radius von 100 m.

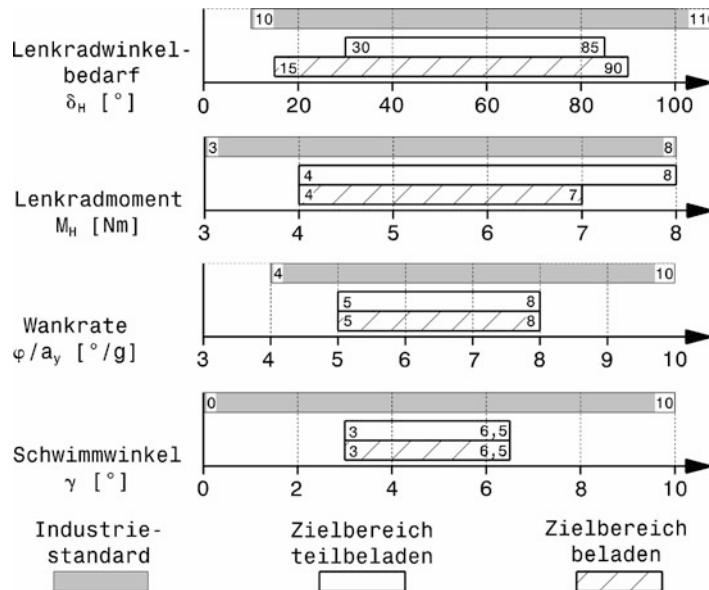


Abb. J.2 Pkw-Zielwerte bei der Kreisfahrt, nach [11]. Stationäre Kreisfahrt mit 100 m Radius

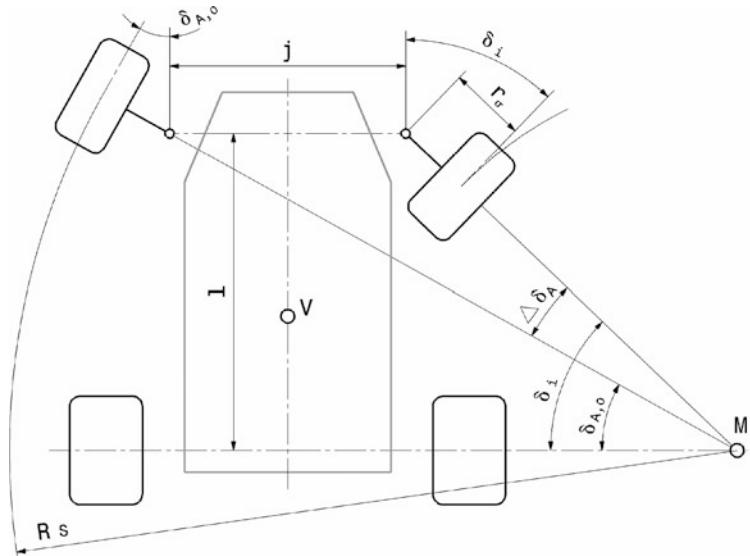
## 2 Auslegung Terms

Grundsätzlich gibt es verschiedene Arten die Richtung eines Fahrzeugs gezielt zu beeinflussen. An mehrspurigen Fahrzeugen mit Luftreifen finden sich Drehschemellenkungen, Knicklenkungen und Achsschenkellenkungen. Die beiden ersten Arten haben den Nachteil, dass sich beim Lenken die Standfläche verringert und Störkräfte an einem Hebelarm wirken, der der halben Spurweite entspricht. Außerdem können die Vorder- oder die Hinterräder sowie alle Räder gelenkt werden. Bei schnellen Fahrzeugen hat sich jedoch eine Bauart allein durchgesetzt: Die Achsschenkellenkung an der Vorderachse. In Folge wird deshalb nur diese betrachtet. Die Drehachse des Radträgers bzw. „Achsschenkels“ gegenüber der Radaufhängung (z. B. ein „Achsschenkelbolzen“) ist im Allgemeinen während des reinen Lenkvorgangs unveränderlich (reine Drehbewegung des Radträgers); inzwischen gibt es aber bei Pkw auch Radaufhängungen mit veränderlicher Drehachse („virtueller“ Drehachse).

### 2.1 Lenkwinkel, Spurdifferenzwinkel Steer Angle, Ackermann Angle

Die Fahrwerkshauptabmessungen Radstand und Spurweite haben bei gewünschtem Wendekreisdurchmesser einen direkten Einfluss auf den Lenkwinkelbedarf, vgl. Kap. B Konzept insbesondere Abb. B.7.

Fährt ein Fahrzeug eine Kurve sehr langsam, also genau genommen ohne Seitenkraft, dann müssen alle Räder tangential zu Kreisbahnen stehen, die denselben Mittelpunkt aufweisen. Diese Überlegung



**Abb. J.3** Kinematische Zusammenhänge beim Kurvenfahren (Ackermann). Fahrzeugverhalten bei reinem Rollen um den Pol  $M$ .  $j$  Spreizungsachsenabstand auf der Fahrbahn, siehe Abb. J.4 *distance of steering axes on road*.  $\delta_{A,o}$  Lenkwinkel am kurvenäußeren Rad *steering angle outer wheel*,  $\delta_i$  Lenkwinkel am kurveninneren Rad *steering angle inner wheel*,  $\Delta\delta_A$  Spurdifferenzwinkel *Ackermann angle*,  $R_s$  Spurkreisradius *turning circle radius*,  $l$  Radstand *wheelbase*,  $V$  Schwerpunkt des Fahrzeugs *vehicle centre of gravity*

führt zur so genannten Ackermann-Bedingung. Diese idealen Lenkwinkel am kurveninneren und -äußeren Rad nach Ackermann folgen gemäß Abb. J.3 der Beziehung:

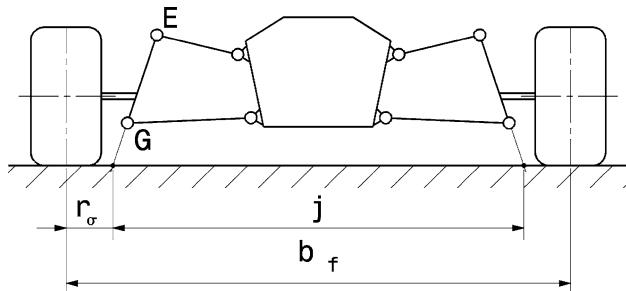
$$\cot \delta_{A,o} = \cot \delta_i + \frac{j}{l} \quad (\text{J.1})$$

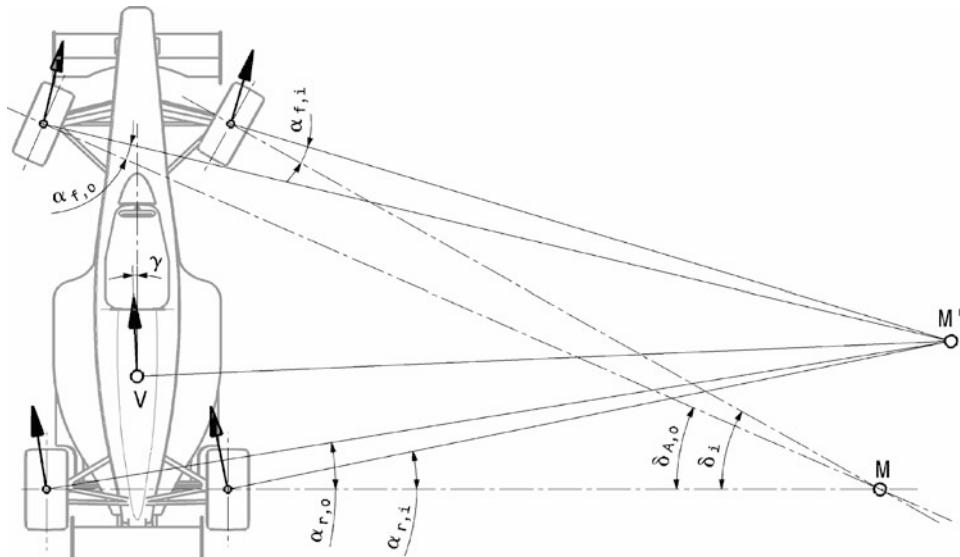
$\delta_i, \delta_{A,o}$  Lenkwinkel nach Ackermann, °. Siehe Abb. J.3

$l$  Radstand, mm

$j = b_f - 2r_\sigma$  Spreizungsachsenabstand, mm. Siehe Abb. J.4, Bei negativem Lenkradius wird das Vorzeichen positiv.

**Abb. J.4** Streckenbezeichnungen zu Abb. J.3. EG Spreizungsachse (Lenkachse) *steering axis*,  $j$  Spreizungsachsenabstand auf der Fahrbahn,  $b_f$  Spurweite vorne *front track*,  $r_\sigma$  Lenkradius, in der Darstellung positiv *scrub radius*





**Abb. J.5** Kurvenfahrt bei Querbeschleunigung.  $\alpha_{f,r}$  Schräglauwinkel vorne bzw. hinten, kurveninnen bzw. -außen *slip angle*,  $\gamma$  Schwimmwinkel *attitude angle*,  $M$  Pol nach Ackermann *instantaneous centre acc. to Ackermann*,  $M'$  tatsächlicher Pol

Die Differenz der Lenkwinkel zwischen innen (i) und außen (o) ist der Spurdifferenzwinkel (Lenkdifferenzwinkel):  $\Delta\delta_A = \delta_i - \delta_{A,o}$ .

Der Spurkreisdurchmesser  $D_S$  folgt zu:

$$D_S = 2R_S = 2 \left( \frac{l}{\sin \delta_{A,o,\max}} + r_\sigma \right) \quad (\text{J.2})$$

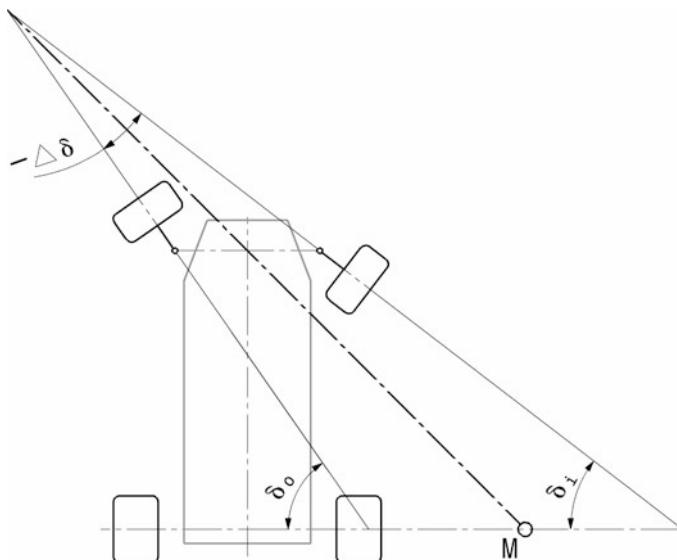
$D_S$  Spurkreisdurchmesser, mm

$\delta_{A,o,\max}$  größter Einschlagwinkel des kurvenäußeren Rads, mm

Man erkennt, dass für wendige Fahrzeuge der Radstand klein und der Einschlagwinkel groß sein müssen. Die Einschlagwinkel sind begrenzt, durch die Gestaltung der Querlenker (Kap. [H Fahrwerk](#) [7.1 Doppelquerlenkerachse](#)), durch den Platzbedarf für Ein/Ausfedern bei umschlossenen Rädern und durch den Beugewinkel der Antriebswellen bei angetriebenen Achsen. Ein kurzer Radstand hat fahrdynamische Nachteile und ist kaum eine Lösung.

Fährt ein Fahrzeug eine Kurve, tritt tatsächlich eine Querbeschleunigung auf und die Reifen müssen einen Schräglauwinkel aufbauen, damit sie Seitenkräfte übertragen können. Der Pol, um den sich das Fahrzeug dreht, wandert dabei im Vergleich zum idealen Pol nach Ackermann nach vorne, Abb. [J.5](#).

Bei starker Motorisierung wird ein Teil fehlenden Einschlags mit dem Fahrpedal, also durch große Schräglauwinkel an der Hinterachse (Leistungsübersteuern) wettgemacht. Ein gewisser Einschlagwinkel wird jedoch für Fahrzeuge gebraucht, bei denen ausbrechende Wagen durch Gegenlenken abgefangen werden müssen, etwa bei Rallye- und Raifahrzeugen. In dem Fall machen sich auch variable Lenkübersetzungen bezahlt, wodurch der Fahrer rascher (also ohne Umgreifen zu müssen) den erforderlichen großen Radeinschlag erzielen kann.



**Abb. J.6** Erhöhung der Seitenführungskraft vorne in weiten Kurven, also bei geringen Lenkwinkeln. Das kurvenäußere Rad wird stärker eingeschlagen als das kurveninnere. Der Lenkdifferenzwinkel  $\Delta\delta$  ist also negativ

Weitere Überlegungen zum Maximaleinschlag ergeben sich durch das tatsächliche Verhalten der Reifen beim Kurvenfahren. In schnellen Kurven führt eine Ackermannauslegung dazu, dass die kurvenäußersten Schräglauftwinkel kleiner sind als die inneren. Es wird also das Seitenkraftpotential nicht voll ausgenutzt, weil gerade die höheren Radlasten Kurvenaußen mehr Seitenkraft zuließen. Wenn das kurvenäußere Rad einen stärkeren Lenkeinschlag erhält als das innere (Abb. J.6), spricht die Lenkung schneller an und zwingt dem stärker belasteten kurvenäußeren Rad einen größeren Schräglauftwinkel auf. Die Seitenführung der Vorderachse kann auf diese Weise erhöht werden, vgl. Kap. H Fahrwerk 2.2 Entwicklungsziele. Der Vorteil wirkt sich jedoch nur in schnell befahrenen Kurven aus; in engen besteht kaum die Möglichkeit, die Seitenführungskraft der Reifen voll auszunutzen. Dieser Effekt dürfte deshalb einen Einfluss lediglich bis zu Kurvenhalbmessern von  $\rho = 20$  m haben [6], was je nach Fahrzeug einem Lenkwinkel von 5–10° entspricht. Bei größeren Einschlägen sollte die Istkurve der Spurdifferenzwinkel sich der Sollkurve (Ackermannwinkel) wieder annähern, damit der Reifenverschleiß und der Rollwiderstand in engen Kurven reduziert werden. Abbildung J.7 zeigt einen solchen Verlauf des Lenkdifferenzwinkels.

Der Lenkwinkel kann also bei geringen Lenkwinkeln an Innen- und Außenrädern gleich groß sein (Paralleleinschlag, d. h. Spurdifferenzwinkel ist Null). So kann der zur Verfügung stehende Platz besser genutzt werden.

Die Abweichung vom idealen Ackermannwinkel wird Lenkfehler genannt:

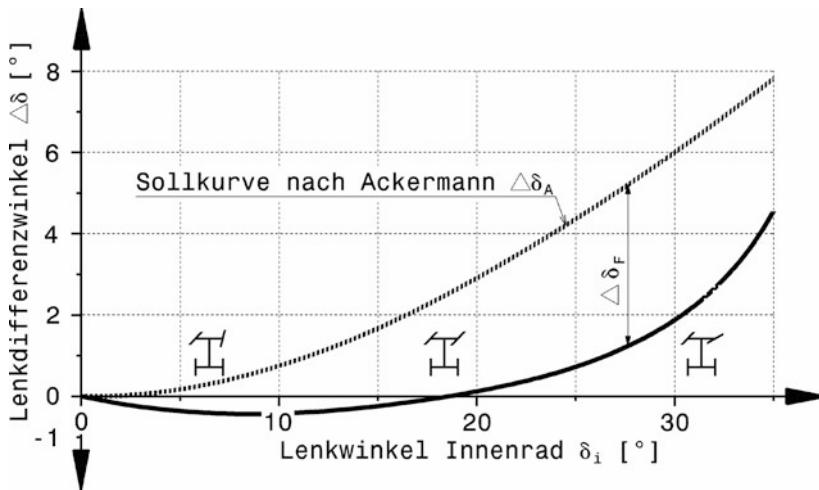
$$\Delta\delta_F = \delta_o - \delta_{A,o} = \Delta\delta_A - \Delta\delta \quad (J.3)$$

$\Delta\delta_F$  Lenkfehler, besser: gewollte Lenkabweichung, °

$\delta_i$  bzw.  $\delta_o$  Lenkwinkel innen bzw. außen

$\Delta\delta_A$  Lenkdifferenzwinkel nach Ackermann, °.  $\Delta\delta_A = \delta_i - \delta_{A,o}$ .

$\Delta\delta$  gewollter Lenkdifferenzwinkel, °.  $\Delta\delta = \delta_i - \delta_o$ .



**Abb. J.7** Verlauf eines idealen Spurdifferenzwinkels  $\Delta\delta$ . Das Diagramm zeigt den Verlauf des Spurdifferenzwinkels aufgetragen über dem Lenkwinkel des kurveninneren Rads  $\delta_i$ . Zusätzlich ist der Verlauf des Spurdifferenzwinkels  $\Delta\delta_A$  nach Ackermann eingetragen. Die resultierende Lenkabweichung  $\Delta\delta_F$  ist für einen Lenkwinkel eingezeichnet. Bei geringen Lenkwinkeln schlägt das kurvenäußere Rad mehr ein als das innere. Dazwischen gibt es einen Übergangsbereich, in dem die Räder parallel stehen und bei großen Einschlägen nähert sich der Verlauf bis etwa zur Hälfte der Ackermann-Kurve

Die Lenkung soll somit einen Verlauf der Lenkwinkeldifferenz erzeugen wie er in Abb. J.7 dargestellt ist.

Manchmal wird die Abweichung von der Ackermannauslegung auch in Prozent ausgedrückt:

$$\text{Prozent Ackermann} = \frac{\Delta\delta}{\Delta\delta_A} \cdot 100 \% \quad (\text{J.4})$$

0 % Ackermann: Paralleleinschlag.

100 % Ackermann: Der gewollte Lenkdifferenzwinkel entspricht genau dem Differenzwinkel nach Ackermann.

Ein Nebeneffekt einer Abweichung von der Ackermannauslegung ist ein kleinerer Spurkreisdurchmesser bei sonst gleicher Fahrzeuggeometrie [6]:

$$D_S = 2 \left( \frac{l}{\sin(\delta_{A,o,\max})} + r_\sigma \right) - 0,1 \cdot \Delta\delta_F \quad (\text{J.5})$$

$\Delta\delta_F$  gewollte Lenkabweichung,  ${}^\circ$

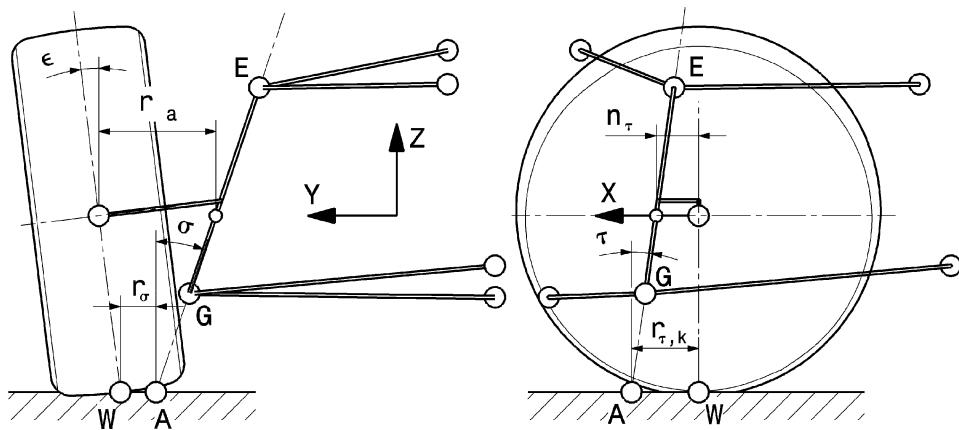
$D_S$  Spurkreisdurchmesser, m

$r_\sigma$  Lenkradrollradius, m

$l$  Radstand, m

Man erkennt, dass je  $1 {}^\circ$  Lenkabweichung der Spurkreisdurchmesser um 0,1 m kleiner wird.

Die maximalen Einschlagwinkel bei Pkw liegen im Bereich von 45 bis 50°, bei Formelwagen genügen im Allgemeinen Werte um 20°.



**Abb. J.8** Kenngrößen von Lenkgeometrien, nach [3]. Ansicht von hinten (links, Querebene YZ) und Ansicht von der Seite (rechts, Längsebene XZ).  $\sigma$  Spreizungswinkel *king pin inclination angle*,  $\tau$  Nachlaufwinkel *castor angle*,  $r_\sigma$  Lenkradius *scrub radius*,  $r_a$  Spreizungsversatz *deflection force lever arm*,  $r_{\tau,k}$  Nachlaufstrecke *trail*,  $n_\tau$  Nachlaufversatz *castor trail in wheel centre*

## 2.2 Kenngrößen der Lenkgeometrie Parameters of Steering Geometry

Die Stellung der Vorderräder wird durch verschiedene Kenngrößen beschrieben, wie sie teilweise im Kap. H Fahrwerk 2.1 Fahrwerk betrachtet werden. Dazu kommen noch weitere Größen, die nicht durch einen sichtbaren Konstruktionsparameter dargestellt werden können, sondern die rechnerisch aus mehreren geometrischen Größen hervorgehen. Sie sind für die Beurteilung und Auslegung von Lenkgeometrien hilfreich.

Der Spreizungswinkel  $\sigma$  und der Nachlaufwinkel  $\tau$  beeinflussen wesentlich die Änderung des Radsturzes  $\epsilon$  beim Einschlagen des Rades. Die Lenk- oder Spreizungsachse EG schneidet die Fahrbahn im Punkt A. Der horizontale Abstand des Radaufstandspunkts W von A in der Ansicht von hinten heißt Lenkradius  $r_\sigma$ , obwohl der Radaufstandspunkt W beim Lenken im Allgemeinen nicht mit diesem Radius umläuft, weil der tatsächliche, räumliche Abstand der beiden Punkte größer ist. In der Seitenansicht wird der Nachlauf sichtbar. Die Spreizungsachse ist mit dem Nachlaufwinkel  $\tau$  gegen die Senkrechte geneigt. Die Radmitte muss nicht auf der Projektion der Lenkachse liegen, sondern kann um einen Nachlaufversatz  $n_\tau$  nach vorn (positive X-Richtung) oder nach hinten (negative X-Richtung) verschoben sein. Der Abstand der Punkte W und A in der Seitenansicht wird Nachlaufstrecke  $r_{\tau,k}$  genannt. Wird ein negativer Nachlaufversatz  $n_\tau$  (also in negative X-Richtung) vorgesehen, so verkleinert sich die Nachlaufstrecke  $r_{\tau,k}$  um diesen Betrag und die Sturzänderung beim Lenken wird günstiger.

Entsprechend zum Nachlaufversatz wird ein Spreizungsversatz  $r_a$  bezeichnet. Das ist der horizontale Abstand der Radmitte von der Spreizungsachse in der Ansicht von hinten. Dieser Abstand wird auch als Längs-, Stör- oder Antriebskrafthebelarm bezeichnet, weil sämtliche vom Reifen kommenden Kräfte beim rein rollenden Rad über die Radlager im Radmittelpunkt an den Radträger und somit auch an die Lenkung weitergeleitet werden.

Abbildung J.9 zeigt Zielwerte für einige Kenngrößen aus der Pkw-Entwicklung.

Mit obigen geometrischen Größen, welche die Radstellung beschreiben, können die Wirkungen von Reifenkräften berechnet werden.

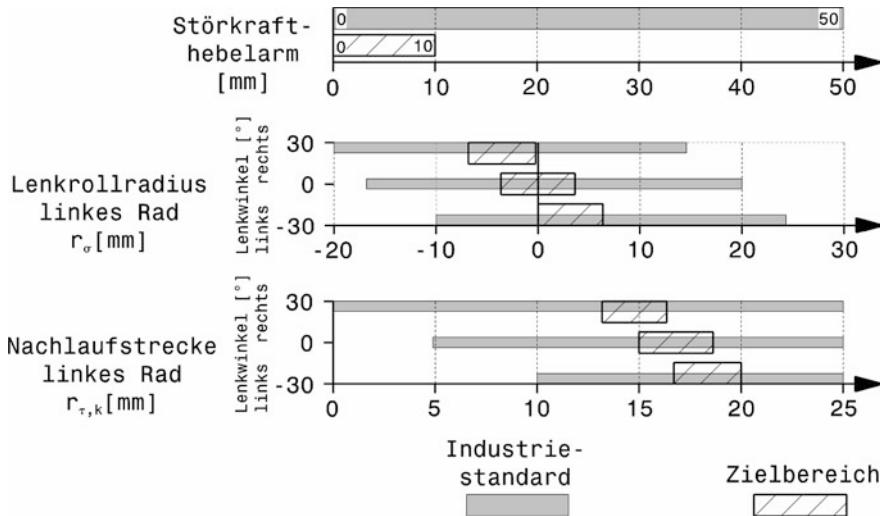


Abb. J.9 Zielbereiche von Kenngrößen von Pkw-Vorderachsen, nach [11]

Greift eine Bremskraft  $F_{W,X,b}$  in  $X$ -Richtung am Reifen an, so liefert diese zusammen mit dem Lenkradius ein räumliches Moment um die  $Z$ -Achse [3]:

$$M_{A,Z,b} = F_{W,X,b} \cdot r_\sigma \quad (\text{J.6})$$

$M_{A,Z,b}$  Moment der Bremskraft um den Schnittpunkt  $A$  der Lenkachse, Nm. Dieses Moment dreht um die  $Z$ -Achse und nicht um die Lenkachse.

$F_{W,X,b}$  Bremskraft eines Reifens, N

$r_\sigma$  Lenkradius, m

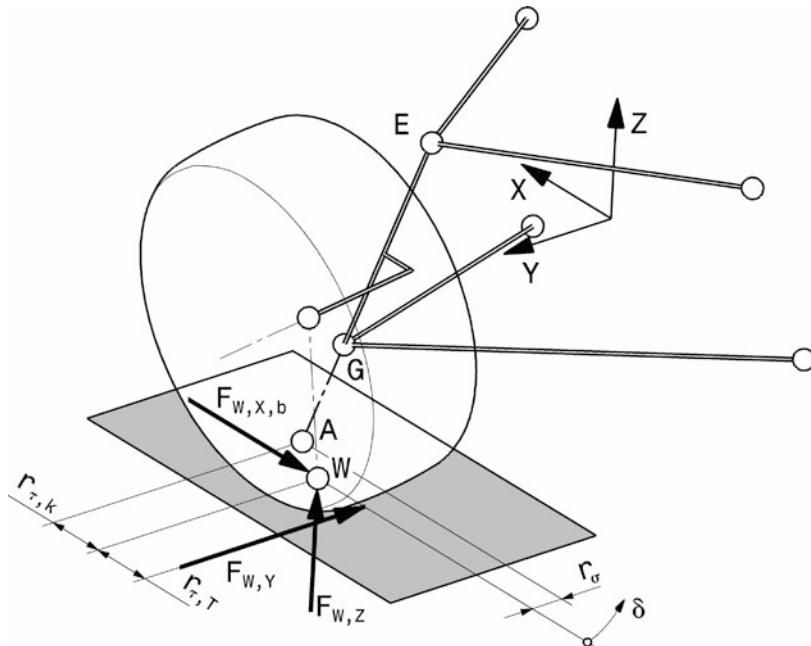
Das Moment um die Spreizungsachse ergibt sich aus der Projektion des Momentenvektors auf diese:

$$M_{A,b} = F_{W,X,b} \cdot r_\sigma \cdot \cos \sigma \cdot \cos \tau \quad (\text{J.7})$$

$M_{A,b}$  Moment der Bremskraft um die Lenkachse, Nm

Man erkennt, dass mit größer werdendem Lenkradius  $r_\sigma$  das Moment der Bremskraft wächst. Aus dem Grund soll der Lenkradius möglichst klein sein. Dann wirken sich unterschiedliche Reibverhältnisse beim Bremsen nicht so stark auf die Lenkung aus. Bei Pkw werden auch negative Lenkradien (d. h.  $r_\sigma$  weist vom Radaufstandspunkt  $W$  nach außen) eingesetzt mit dem Ziel bei ungleichseitig wirkenden Bremsen einen stabilisierenden Gegenlenkeffekt zu erzeugen. Geometrisch bedeutet ein negativer Lenkradhalbmesser, dass die Gelenkpunkte  $E$  und  $G$  des Radträgers weiter zur Radmitte rücken müssen und dadurch die Bremsscheibe weiter nach außen verlegt werden muss. Das kann bei schmäleren Tiefbettfelgen einen Durchmesserverlust der Bremsscheibe von etwa 25 mm zur Folge haben, wenn der Felgendurchmesser gleich bleibt.

Entsprechend der Bremskraft wirkt eine Seitenkraft  $F_{W,Y}$  über den Längsabstand zwischen der Kraft und dem Durchstoßpunkt  $A$  der Lenkachse mit der Fahrbahn. Der Gesamtabstand ergibt sich aus der Summe von kinematischem Nachlauf (Nachlaufstrecke  $r_{\tau,k}$ ) und Reifennachlauf  $r_{\tau,T}$ .



**Abb. J.10** Kräfte am Vorderreifen. Dargestellt ist ein linker Vorderreifen.  $W$  Radaufstandspunkt,  $A$  Schnittpunkt der Spreizungsachse mit der Fahrbahn,  $E, G$  Lenk- oder Spreizungsachse,  $\delta$  Lenkwinkel,  $F_{W,X,b}$  Bremskraft,  $F_{W,Y}$  Seitenkraft,  $F_{W,Z}$  Radlast,  $r_{\tau,k}$  Nachlaufstrecke *castor trail in wheel centre*,  $r_{\tau,T}$  Reifennachlauf *pneumatic trail*

Dadurch dass die Lenkachse nicht senkrecht zur Fahrbahn steht, ändert sich der Abstand der Radmitte zur Fahrbahn zwangsläufig. Dabei hebt oder senkt sich der Vorderwagen beim Lenken. Die Radlast hat also einen Einfluss auf das Lenkmoment, das vom Fahrer aufgebracht werden muss. Rechnerisch wird diese Erscheinung durch den Radlasthebelarm  $q$  erfasst. Der auf die  $Z$ -Achse bezogene Radlasthebelarm ist:

$$q = r_\sigma \cdot \tan \tau + r_{\tau,k} \cdot \tan \sigma \quad (J.8)$$

$q$  Radlasthebelarm, mm, Winkel und Längen: siehe Abb. J.8 und J.10

Eine Radlast übt kein Moment um die Lenkachse aus, wenn diese senkrecht steht oder die Vertikalkraft die Lenkachse schneidet.

Der Radlasthebelarm  $q$  wird positiv definiert, wenn das von der Radlast erzeugte Moment rückstellend wirkt, es also den Betrag des Lenkwinkels  $\delta$  zu verkleinern versucht. Weil die Räder in dem Fall von der Radlast in die Geradeausstellung bewegt werden, spricht man auch von einer Gewichtsrückstellung der Lenkung. Diese Festlegung eines positiven Radlasthebelarms bedeutet, dass die Radlast rückstellend wirkt, sobald  $q$  und  $\delta$  dasselbe Vorzeichen haben.

Der Radlasthebelarm kann auch als Änderung der Höhenlage des Vorderwagens über dem Lenkwinkel angesehen werden:

$$q = -\frac{dz}{d\delta} \quad (J.9)$$

Bei positivem Radlasthebelarm  $q$  führt also eine Lenkbewegung mit positivem Lenkwinkel  $\delta$  (das ist der kurveninnere Radeinschlag) zu einer Anhebung des Wagenkastens.

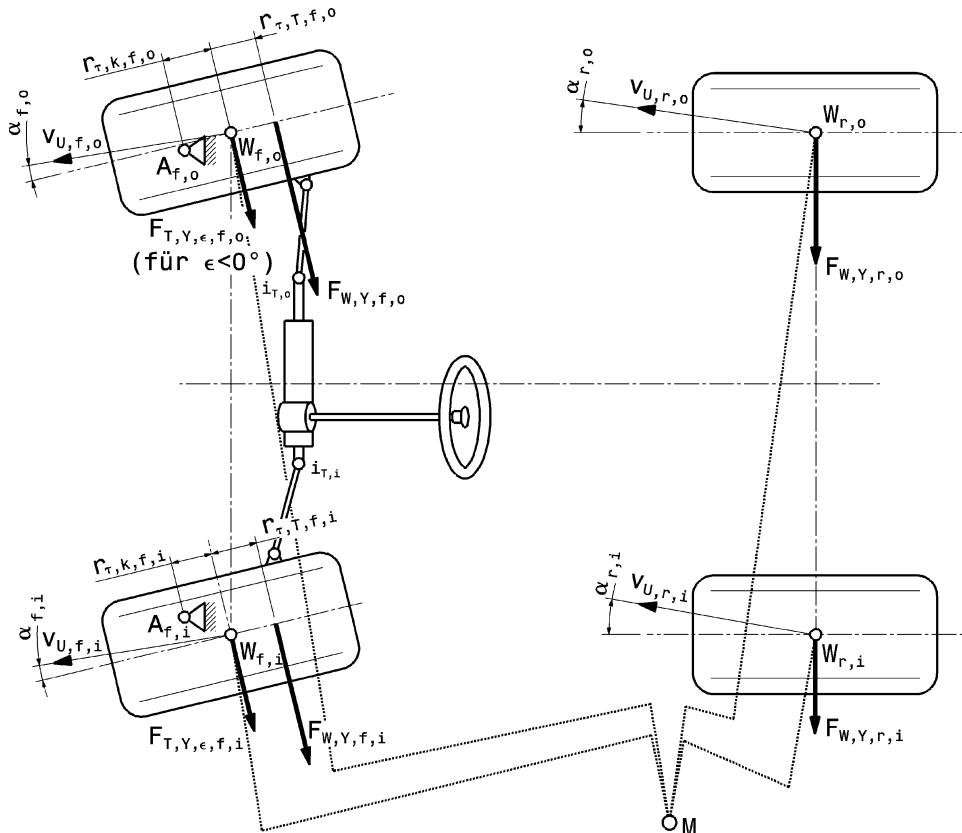


Abb. J.11 Lenkungsrückstellung bei hoher Querbeschleunigung, nach [3]. A Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn *intersection point king pin axis with road*, W Reifenaufstandspunkt *tyre contact point*,  $\alpha$  Schräglauwinkel *slip angle*, M Kurvenmitte *centre of corner*, Indizes: i bzw. o innen bzw. außen, f bzw. r vorne bzw. hinten

Der Radlasthebelarm sollte möglichst klein sein, damit sich Schwankungen der Radlast nicht störend auf die Lenkung auswirken.

Die Gewichtsrückstellung ist allerdings praktisch nur in der Geradeausstellung von Bedeutung. Bei schneller Fahrt und größeren Lenkwinkeln sind die Rückstellmomente der Seitenkräfte wesentlich größer, Abb. J.11.

Im Allgemeinen sind die Lenkwinkel bei hohen Geschwindigkeiten kleiner als in langsamen Kurven. Deshalb ist es in dem Zusammenhang egal, welchen Spurdifferenzwinkel die Vorderräder aufweisen, also z. B. Ackermannauslegung oder Paralleleinschlag. Durch den Schräglauf sämtlicher Räder wandert die Kurvenmitte M nach vorne. Das am Lenkrad spürbare Moment erzeugen in erster Linie die Seitenkräfte  $F_{W,Y,f}$  aus Schräglauf. Die Rückstellwirkung der Radlasten fällt dagegen gering aus. Die Schräglauftypen greifen im Gegensatz zu den Sturzseitenkräften  $F_{T,Y,\epsilon}$  um den Reifennachlauf  $r_{r,T}$  hinter dem Radaufstandspunkt W an und sind kurvenaußen wegen der Radlastverlagerung zu den Außenrädern größer. Wird die Vorderachse angetrieben kommen zu den Kräften im Abb. J.11 noch die Antriebskräfte hinzu, die über den Störkrafthebelarm (*deflection force lever arm*)  $r_a$  um die Lenkachse drehend wirken. Das Rückstellmoment am Lenkgetriebe wird mit sämtlichen

Kräften [3]:

$$M_{Sg} = \frac{F_{W,Y,f,o} \cdot (r_{\tau,k,f,o} + r_{\tau,T,f,o}) - F_{T,Y,\epsilon,f,o} \cdot r_{\tau,k,f,o} - F_{W,Z,f,o} \cdot q_{f,o} - F_{W,X,a,f,o} \cdot r_{a,f,o}}{i_{T,o}}$$

$$+ \frac{F_{W,Y,f,i} \cdot (r_{\tau,k,f,i} + r_{\tau,T,f,i}) + F_{T,Y,\epsilon,f,i} \cdot r_{\tau,k,f,i} + F_{W,Z,f,i} \cdot q_{f,i} + F_{W,X,a,f,i} \cdot r_{a,f,i}}{i_{T,i}} \quad (J.10)$$

$$M_H = \frac{M_{Sg}}{i_{Sg}}$$

$M_{Sg}$	Moment am Lenkgetriebe mit Drehbewegung, Nmm
$r_{\tau,k}$	kinematischer Nachlauf, mm
$r_{\tau,T}$	Reifennachlauf, mm
$F_{W,Y}$	Seitenkräfte durch Reifenschräglauft, N
$F_{T,Y,\epsilon}$	Seitenkräfte durch Reifensturz, N
$F_{W,Z}$	Radlasten, N
$F_{W,X,a}$	Antriebskraft an einem Rad, N
$r_a$	Antriebskrafthebelarm, mm. Siehe Abb. J.8.
$i_T$	Lenkgestängeübersetzung, -. Siehe Abb. J.45.
$M_H$	Moment am Lenkrad, Nmm
$i_{Sg}$	Lenkgetriebübersetzung, -

Bei den meisten Radaufhängungen nimmt der kinematische Nachlauf  $r_{\tau,k}$  über dem kurveninneren Lenkwinkel  $\delta$  zu und über dem kurvenäußereren ab. Mit zunehmender Querbeschleunigung nimmt der Reifennachlauf  $r_{\tau,T}$  ab. Dadurch wird der Einfluss der kurvenäußereren Seitenkraft  $F_{W,Y,f,o}$  immer kleiner und er kann sogar schließlich umgekehrt wirkend werden, d. h. die Seitenkraft will den Betrag des Lenkwinkels vergrößern. Das wirkt sich aber im Allgemeinen nicht in dem Ausmaß aus, weil die Lenkgestänge-Übersetzung beim kurvenäußereren Radeinschlag im Gegensatz zum kurveninneren wächst. So sinkt der Beitrag am Lenkmoment des kurvenäußereren Reifens gegenüber dem kurveninneren.

Durch die räumliche Neigung der Lenkachse zur Fahrbahn (Nachlauf- und Spreizungswinkel) ändert sich beim Lenken der Sturzwinkel des Rads. Man erkennt die Tendenz bei folgender Betrachtung. Weist die Lenkachse keinen Nachlaufwinkel auf ( $\tau = 0^\circ$ ) und ist der Sturz in Geradeausstellung  $0^\circ$ , so wird bei einem Lenkeinschlag  $\delta$  von  $90^\circ$  der Betrag des Sturzwinkels genau die Spreizung. Bei genauerer Betrachtung der Situation erkennt man folgendes, Abb. J.12. Die Radmitte  $U_f$  bewegt sich beim Lenken um die Lenkachse  $EG$  auf einer Kreisbahn. In der Seitenansicht erscheint diese Bahn als Ellipse. Die Tangente an diese Bahnkurve in der Geradeausstellung ( $\delta = 0^\circ$ ) ist unter dem Nachlaufwinkel  $\tau$  geneigt. Der zugehörige Krümmungsradius  $\rho$  wird durch den Pol P bestimmt. Der Pol selbst ist der Schnittpunkt der Lenkachse mit der Vertikalebene durch  $U_f$ . Aus der Geometrie folgt:

$$\rho = r_\sigma / (\tan \sigma \cdot \cos \tau)$$

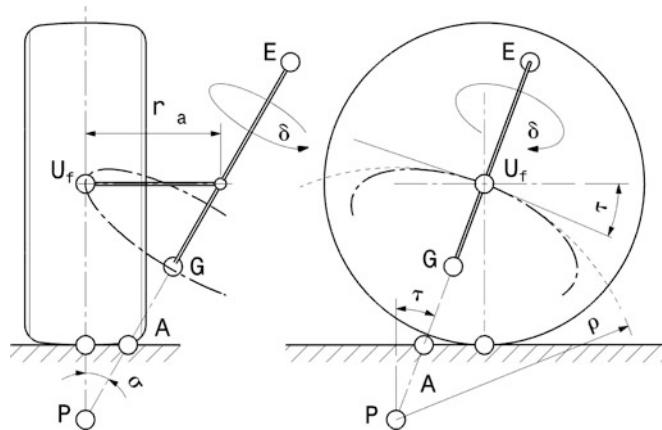
Die Krümmung der Kurve  $\varepsilon(\delta)$  ist also dem Spreizungswinkel  $\sigma$  proportional. Eine positive Spreizung krümmt die Kurve bei Lenkeinschlag zu positiven Sturzwinkeln hin.

Die Änderungsrate des Sturzes über dem Lenkwinkel hängt vom Nachlauf- und Spreizungswinkel ab [3]:

$$\frac{d\varepsilon}{d\delta} = \frac{\tan \tau \cdot \cos \delta + \tan \sigma \cdot \sin \delta}{\tan \varepsilon \cdot (\tan \tau \cdot \sin \delta - \tan \sigma \cdot \cos \delta) + 1}$$

$\varepsilon$  Sturzwinkel, °

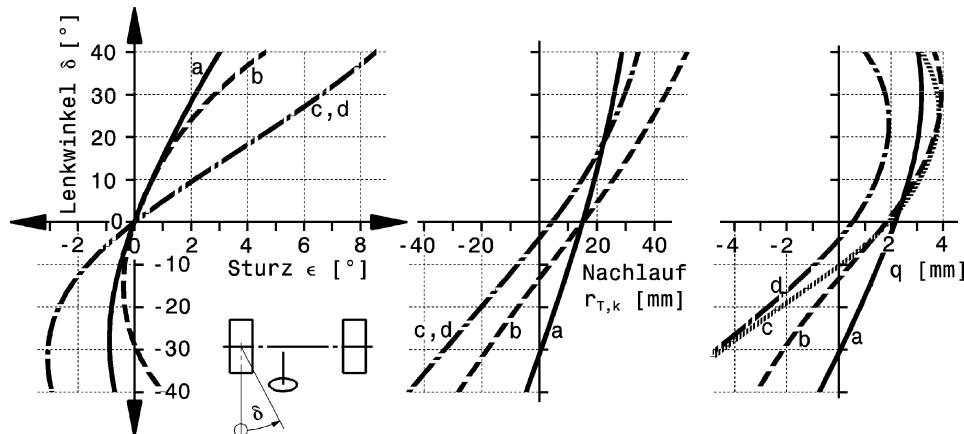
$\delta$  Lenkwinkel, °



**Abb. J.12** Einfluss von Nachlauf und Spreizung auf die Sturzänderung.  $U_f$  Radmitte Vorderrad,  $\delta$  Lenkwinkel,  $P$  Pol der Radmitte  $U_f$ ,  $\rho$  Krümmungsradius der Bahnkurve von  $U_f$

In Abb. J.13 werden die Auswirkungen einiger unterschiedlicher Auslegungen von Lenkgeometrien gegenübergestellt.

Ausführung a weist eine geringe Spreizung und geringen Nachlauf auf und hat daher größere Abstände zum Radaufstandspunkt, also Lenkrollradius  $r_\sigma$  und kinematischer Nachlauf  $r_{\tau,k}$ . Die Varianten c und d haben die größten Winkel bei Spreizung und Nachlauf und unterscheiden sich nur im Lenkrollradius.



**Abb. J.13** Verlauf von Sturz, Nachlauf und Radlasthebelarm  $q$  beim Lenken, nach [3].

$\sigma$	$\tau$	$r_\sigma$	$r_{\tau,k}$
a	5°	3°	50
b	12°	3°	0
c	12°	9°	15
d	12°	9°	0

$$\epsilon(\delta = 0^\circ) = 0^\circ, \text{ Reifenradius } 300 \text{ mm}$$

Die Tangente des Sturzverlaufs bei Lenkwinkel  $\delta = 0^\circ$  der Ausführungen c und d verläuft wesentlich flacher als jene der übrigen Kurven. Die Neigung der Tangente der Kurven a und b ist etwa drei Mal größer, was dem Verhältnis der Nachlaufwinkel  $\tau$  entspricht. Die größere Spreizung der Variante b krümmt die Kurve wesentlich stärker als jene der Variante a. Das führt dazu, dass ab einem Lenkwinkel von  $-30^\circ$  (also kurvenaußen) der Sturz positiv wird. Der Nachlauf wird kurveninnen bei allen Ausführungen größer. Ebenso nimmt der Nachlauf kurvenaußen bis zu negativen Werten ab, erreicht also sozusagen Vorlauf.

Bei sämtlichen Varianten tritt der Effekt der Gewichtsrückstellung in der Geradeausstellung auf, weil der Radlasthebelarm  $q$  beim Lenkwinkel  $\delta = 0^\circ$  positiv ist. Beim kurveninneren Rad ist das auch bei anderen Lenkwinkeln gegeben, bei den kurvenäußeren Rädern erst ab einem gewissen Lenkwinkel. Den größten Einschlag braucht dabei erwartungsgemäß Ausführung a, nämlich  $\delta = -30^\circ$ .

Ist die Nachlaufstrecke  $r_{\tau,k}$  ungleich Null, bewegt sich der Radaufstandspunkt beim Lenken quer zum Fahrzeug. Sind die Nachlaufstrecken beider Räder der Vorderachse gleich, führt das zu einer Querverschiebung des Vorderwagens. In Geradeausstellung ist das jedenfalls bei allen Ausführungen gegeben. Umgekehrt bewirken unterschiedliche Nachlaufstrecken eine Relativbewegung beider Räder zueinander in Querrichtung. Das erhöht die Reifendeformation und somit die Lenkkräfte. Die Varianten b und d haben einen Lenkrollradius von 0 mm, beim Einschlagen bewegen sich deren Radaufstandspunkte aber dennoch, weil ja der Nachlauf von Null verschieden ist. Wollte man realisieren, dass beim Lenken das Rad sich tatsächlich auf der Stelle dreht, müsste die Lenkachse die Fahrbahn im Radaufstandspunkt  $W$  schneiden. Dann wären sowohl der Lenkrollradius als auch der Nachlauf gleich Null.

## 2.3 Lenkübersetzung *Steering Ratio*

Ist der erforderliche maximale Einschlagwinkel festgelegt, muss die notwendige Übersetzung zwischen Lenkrad und den Vorderrädern bestimmt werden. Gesetze bei Straßenfahrzeugen und Reglements bei Rennfahrzeugen fordern (bis heute) eine permanente mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und den gelenkten Rädern. Die Übertragung der Lenkbewegung vom Lenkrad auf die Fahrzeugräder geschieht über das Lenkgestänge (Spurstangen, Lenkschubstangen usw.), welches von einem Lenkgetriebe betätigt wird. Letzteres hat eine innere Übersetzung  $i_s$ , um die Lenkradkräfte zu reduzieren. Auch das Lenkgestänge weist eine im Allgemeinen mit dem Lenkeinschlag veränderliche Übersetzung zwischen dem Lenkgetriebe und den Fahrzeugrädern auf.

Die kinematische Lenkübersetzung  $i_s$  vom Lenkrad zu den Fahrzeugrädern errechnet sich aus dem Lenkradwinkel  $\delta_H$  und den Radeinschlagwinkeln zu, Abb. J.14:

$$i_s = \delta_H / \delta_m \quad (\text{J.11})$$

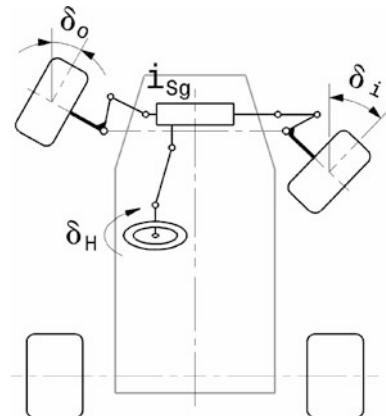
$i_s$  kinematische Lenkübersetzung,  $-$ .

$\delta_H$  Lenkradwinkel,  $^\circ$ .

$\delta_m$  mittlerer Einschlagwinkel der Räder,  $^\circ$ .  $\delta_m = (\delta_o + \delta_i)/2$

Die Übersetzung wird im Allgemeinen nicht über den gesamten Lenkbereich konstant sein. Deshalb gilt obige Gleichung nur für Winkelbereiche von Lenkrad- und Einschlagwinkel. Die Lenkgesamtübersetzung wird nach unten begrenzt von der Direktheit des Lenkungsansprechens bei hohen Fahrgeschwindigkeiten; hier sind Werte unterhalb von 14 für Pkw selten. Die obere Grenze folgt aus der Höhe des zumutbaren Lenkaufwands im Parkierbereich, dies hängt somit unmittelbar mit dem Vorhandensein einer Servounterstützung zusammen und überschreitet eine Übersetzung von 20 kaum. Konstruktiv entspricht die Lenkgesamtübersetzung dem Produkt aus Lenkgestänge- und

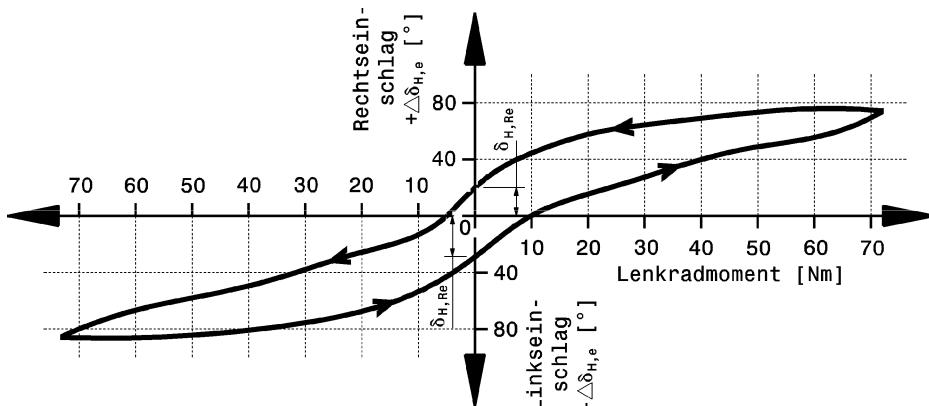
**Abb. J.14** Systemübersicht Achsschenkellenkung. Der Lenkwinkel  $\delta_H$  am Lenkrad wird über das Lenkgetriebe mit der inneren Übersetzung  $i_{Sg}$  und über Gestänge in Lenkwinkel  $\delta_o$  bzw.  $\delta_i$  der Räder außen bzw. innen umgesetzt



Lenkgetriebeübersetzung. Für die Lenkgestängeübersetzung muss dabei der Mittelwert aus kurvenäußerem und kurveninnerem Lenkeinschlagwinkel berücksichtigt werden. Bei bekannten wirksamen Spurhebeln (Projektion der Hebel in eine zur Spreizungsachse normalen Ebene) lässt sie sich aus dem Verhältnis Spurhebel zu Lenkstockhebel bestimmen.

Die kinematische Lenkübersetzung unterscheidet sich von den realen Verhältnissen dadurch, dass sämtliche Übertragungsglieder Elastizitäten und Spiele aufweisen. Dadurch kann das Lenkrad gedreht werden, ohne dass die Räder sich bewegen. Wie groß solche Abweichungen im Stand sein können, veranschaulicht eine Messung an einem Pkw mit Zahnstangenlenkung, Abb. J.15.

Die tatsächlich wirksame Lenkübersetzung, die der Fahrer beim Fahren feststellt, ist die so genannte dynamische Lenkübersetzung und ergibt sich aus der kinematischen Übersetzung durch



**Abb. J.15** Elastizitätsmessung an einer Pkw-Lenkung im Stand, nach [6]. Die Räder wurden bei der Messung festgehalten und ein Moment am Lenkrad aufgebracht. Erwartungsgemäß nimmt die Nachgiebigkeit  $\Delta\delta_{H,e}$  am Lenkrad mit steigendem Moment zu. Allerdings nimmt der Widerstand, also die Steifigkeit der Lenkung zu, die Kurve wird flacher. Das Lenkrad wird nach rechts und links gedreht. Dabei tritt eine Hysterese auf und beim unbelasteten Lenkrad verbleiben Restwinkel  $\Delta\delta_{H,Re}$

**Tab. J.1** Lenkübersetzungen von verschiedenen Fahrzeugen

Tourenwagen 1998 [4]	13 : 1 bis 16 : 1
Formel 1 (max. ca. 20° Lenkwinkel am Rad), abhängig von Strecke und Fahrerwunsch	Ohne Unterstützung 9 bis 12 : 1 [16]. 14 : 1, d. h. 1,5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag [2]. 5,4 : 1 d. h. ca. 0,6 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag [12]
Formel Renault [10] (max. 16° Lenkwinkel am Rad)	ca. 10 : 1 d. h. 0,9 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag
Pkw [7]	14 bis 20 : 1; d. h. 4 bis 5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag
Kurek GT 6, Eigenbau Sportwagen	0,75 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag
Mercedes CLK-C297 Klasse [8]	12 : 1 mit Unterstützung, d. h. 1,5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag
Mercedes C-Klasse (DTM '94) [8]	1,5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag
Ford Focus WRC06	1,5 Umdrehungen von Anschlag zu Anschlag

Überlagerung der Nachgiebigkeit der Übertragungsglieder:

$$i_{\text{dyn}} = i_s + \frac{\Delta\delta_{H,e}}{\Delta\delta_H} \quad (\text{J.12})$$

$i_{\text{dyn}}$  dynamische Lenkübersetzung, –

$\Delta\delta_{H,e}$  elastische Nachgiebigkeit am Lenkrad, °

$\Delta\delta_H$  Lenkwinkelbereich am Lenkrad, bei dem  $\Delta\delta_{H,e}$  auftritt, °

Das, was der Fahrer empfindet, ist also eine Vergrößerung der Lenkübersetzung durch Elastizitäten in der Lenkanlage. Das Lenkrad muss für einen bestimmten Einschlagwinkel der Räder tatsächlich weiter gedreht werden, als es theoretisch notwendig wäre. Mit wachsendem Lenkmoment – z. B. durch aerodynamische Abtriebskräfte oder im Gelände – nimmt der Anteil der Nachgiebigkeit zu.

Durch das Zusammenwirken von mehreren Gelenksketten kommt es bei Pkw-Lenkungen mit Zahnstangengetriebe auch zu ungewollten Änderungen der kinematischen Lenkübersetzung über dem Lenkwinkelbereich. Naturgemäß schneiden hierbei die Fronttriebler mit den durch Motor und Getriebe beengten Platzverhältnissen schlechter ab, als Fahrzeuge mit Standardantrieb. So beträgt der Übersetzungsabfall ausgehend von der Geradeausstellung bis zum vollen Lenkeinschlag einer Seite bei Fronttrieблern zwischen 17 und 30 %, bei Fahrzeugen mit Hinterradantrieb beträgt der Abfall nur 5 bis 15 % [6].

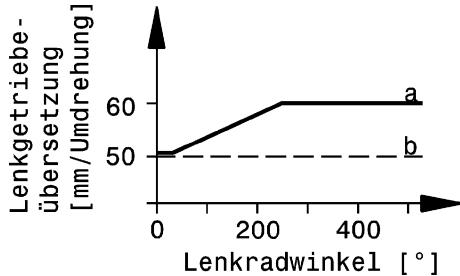
Tabelle J.1 listet typische Lenkübersetzungen auf. Lenkübersetzungen und größte Lenkwinkel von Rennfahrzeugen werden streckenabhängig an extreme Verhältnisse angepasst.

Für den engen Stadtkurs in Monaco weisen Formel-1-Fahrzeuge einen maximalen Lenkwinkel von ca. 22° auf [14].

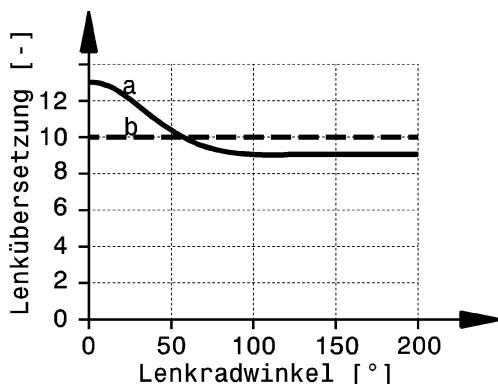
Eine Möglichkeit dem dennoch erforderlichen Kompromiss einer bestimmten Lenkübersetzung zu entgehen bieten Lenkgetriebe mit variabler Übersetzung.

Im Pkw-Bau schon lange Standard gibt es diese im Rennsport erst seit kurzem. Die Entwicklungsziele sind allerdings auch nicht dieselben. Im Rennfahrzeug muss sich die Übersetzung während eines relativ geringen Lenkwinkels ändern und die Übersetzung muss bei kleinen Lenkwinkeln groß sein. In schnell durchfahrenen Kurven, also über 200 km/h, sind die Lenkwinkel klein, die großen aerodynamischen Abtriebskräfte lassen jedoch hohe Querbeschleunigungen zu, die die Lenkkräfte für den

**Abb. J.16** Variable Lenk-übersetzung einer hydraulisch unterstützten Zahnstangenlenkung an einem sportlichen Pkw (Porsche 911 Carrera), nach [19]. **a** Modelljahr 2005. Bei kleinen Lenkradeinschlägen liegt die Übersetzung ähnlich der des Vorgängermodeles bei 17,1 : 1. Bei Lenkradwinkeln von mehr als 30° wird die Lenkübersetzung zunehmend direkter, bis zu 13,8 : 1. **b** Vorgängermodell mit konstanter Übersetzung



**Abb. J.17** Verlauf einer variablen Lenkübersetzung über dem Lenkradwinkel für ein Formel-1-Fahrzeug, nach [18]. **a** variable Lenkübersetzung, **b** konstante Lenkübersetzung



Fahrer bei konstanter Lenkübersetzung entsprechend erhöhen. Umgekehrt sind die Lenkwinkel in langsameren Kurven, also um ca. 100 km/h, wesentlich größer und die Abtriebskräfte kleiner [18].

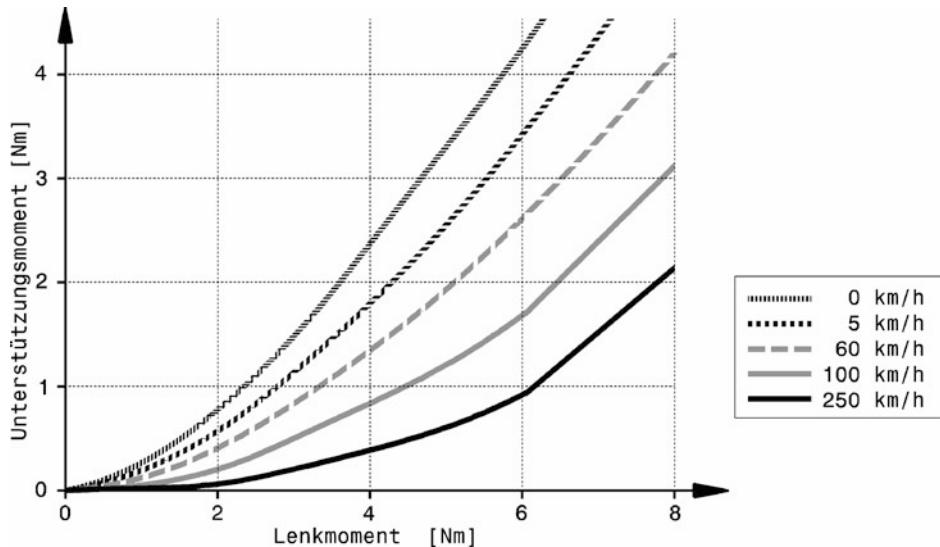
Eine variable Lenkübersetzung bringt dem Fahrer so ergonomische Erleichterung, die sich vor allem bei langen Strecken bemerkbar macht, Abb. J.16 und J.17. Das Verhalten einer solchen Lenkung ist jedoch auch für Fahrer, die auf konstante Lenkübersetzung trainiert sind, gewöhnungsbedürftig. Der Lenkradeinschlag in schnellen Kurven ist nämlich im Vergleich zur konventionellen Lenkung größer und kann vom Fahrer fälschlich als Untersteuern interpretiert werden. Ebenso ist das vom Fahrer aufzubringende Lenkmoment in schnellen Kurven geringer, was von ihm mit dem Fahrzeugverhalten bei geringerer Reifenhaftung verwechselt werden kann.

Die Arme des Fahrers sind bei den üblichen Formelfahrzeugen während des Rennens kaum überkreuzt und der Fahrer muss beim Lenken auf den gängigen Strecken nicht umgreifen, d. h. der maximale, ergonomisch sinnvolle Lenkradeinschlag ergibt sich durch das Berühren der beiden Handgelenke.

## 2.4 Lenkunterstützung *Steering Assistance*

Die max. Handkraft darf aus ergonomischen Gründen 250–400 N nicht übersteigen [1].

Lenkhilfeeinrichtungen sind bei einigen Rennfahrzeugen erlaubt. Allerdings so wie bei Straßenfahrzeugen nur in der Art, dass auch bei Ausfall der Unterstützung die Räder noch von Hand gelenkt werden können.



**Abb. J.18** Unterstützungskennlinien einer elektromechanischen Pkw-Lenkung, nach [13]. Das unterstützende Moment eines Elektromotors ist abhängig vom aufgebrachten Lenkmoment des Fahrers und der Fahrgeschwindigkeit

Bei Formel-1-Fahrzeugen erweisen sich ca. 30 % Hilfskraft einer Servo-Unterstützung als obere Grenze, damit das nötige Fahrbahngefühl für den Fahrer erhalten bleibt [2].

Als Beispiel des technisch Machbaren zeigt Abb. J.18 die Unterstützungskennlinien einer elektromechanischen Lenkung eines Pkw. An der Zahnstange greift neben dem Ritzel von der Lenkwelle ein zweites Ritzel an, das von einem Elektromotor angetrieben wird. Die Unterstützung durch den Elektromotor wird von einem Steuergerät in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und dem aufgebrachten Lenkmoment eingestellt. Zusätzlich erlaubt eine aktive Rücklaufunterstützung in die Mittellage der Zahnstange eine präzise Abstimmung der Lenkung.

Bei Rallye-Fahrzeugen erweisen sich elektrische Hilfskraftlenkungen, die zurzeit die hydraulisch unterstützten Lenkungen verdrängen, als nicht brauchbar. Mittlere Lenkwinkelgeschwindigkeiten von 700°/s und Spitzenwerte von 1500°/s sind durch solche Systeme nicht darstellbar [21].

### 3 Lenkwelle *Steering Shaft*

Die Lenkwelle überträgt die Lenkbewegung des Fahrers zum Lenkgetriebe. Die Wellendurchmesser betragen bei Stahl je nach Lenkraddurchmesser und Wellenlänge etwa 15 bis 22 mm. Es kommen Hohl- und Vollwellen zum Einsatz. Das Auslegungskriterium ist im Allgemeinen nicht das Maximalmoment, das der Fahrer mit seinen Armen schafft, sondern die (Torsions-)Steifigkeit der Lenkanlage.

Nur in den wenigsten Anwendungsfällen ist die Verbindung zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe durch eine einfache und gerade Verbindungswelle (Lenkspindel) zu realisieren. Häufig werden Lenkspindeln mit einem oder zwei Winkelgelenken ausgeführt. Üblich sind Kardangelenke, z. B. Abb. J.19. Gleichlaufgelenke haben sich für diesen Einsatzzweck nicht bewährt. Werden solche Gelenke spielfrei ausgeführt, wird die Reibung unzweckmäßig hoch. Ist umgekehrt das Reibungsverhalten annehmbar,

**Abb. J.19** Kompaktes Wellengelenk *sealed universal joint*. Dieses gekapselte Gelenk aus Stahl wird in die Lenkwelle eingeschweißt oder mit einer Querschraube verbunden. Die Gesamtlänge beträgt bei einer Aufnahmebohrung  $\varnothing 16$  mm ca. 70 mm. Solche Gelenke finden auch in Schaltgestängen Verwendung



**Abb. J.20** Kreuzgelenk *Hooke's universal joint*. Dieses Wellengelenk ist nach seiner Verformung hin dimensioniert, also größer als es das übertragbare Lenkmoment erfordern würde. Bei einem Lenkwellendurchmesser von 18 mm weisen die Gabeln eine größte Breite von 43 mm auf



wird das Spiel zwischen den Kugeln und der Laufbahn zu groß. Wellengelenke sind jedoch nicht nur aus Platzgründen vorhanden, sondern haben zusätzlich den Vorteil, dass bei einem Unfall die Lenkwelle in Längsrichtung nachgeben kann. Mit der Anzahl der Gelenke nimmt allerdings das Lenkspiel zu. Diese Gelenke sollen daher möglichst drehsteif sein. Um die wirksamen Spiele zu reduzieren, zahlt es sich aus, einen größeren Durchmesser für die Gabeln zu wählen als es von den Kräften erforderlich ist, Abb. J.20.

Lenkwellen, die zwischen den Füßen des Fahrers angeordnet sind, müssen bei drei Pedalen seitlich versetzt eingebaut werden (zwischen Kupplungs- und Bremspedal) und benötigen schon deshalb zwei Wellengelenke. Es gibt aber auch Fahrzeuge, die in einem solchen Fall trotzdem nur ein Gelenk haben, dafür jedoch ein seitlich verschwenktes Lenkrad aufweisen [17].

Bei geringen Beugewinkeln  $\beta$  (bis ca.  $5^\circ$ ) lassen sich die Kreuzgelenke durch Gelenkscheiben ersetzen. Lenksäulen mit einem Kreuzgelenk erzeugen bei Beugewinkeln  $> 15^\circ$  einen für den Fahrer spürbaren Ungleichförmigkeitsgrad  $U$ :

$$U = \frac{\omega_{2,\max} - \omega_{2,\min}}{\omega_1} = \tan \beta \cdot \sin \beta \quad (\text{J.13})$$

$U$  Ungleichförmigkeitsgrad, –

$\omega_1$  bzw.  $\omega_2$  Winkelgeschwindigkeit der miteinander verbundenen Wellen 1 und 2, rad/s

$\beta$  Beugewinkel zwischen den Wellen,  $^\circ$

Diese Ungleichförmigkeit tritt zwischen zwei Extremstellungen der Gelenkgabel auf (vgl. auch Abb. J.22) und wird somit erst ab einem Lenkradwinkel von  $180^\circ$  ( $\delta_H = -90^\circ$  bis  $+90^\circ$ ) störend. Will

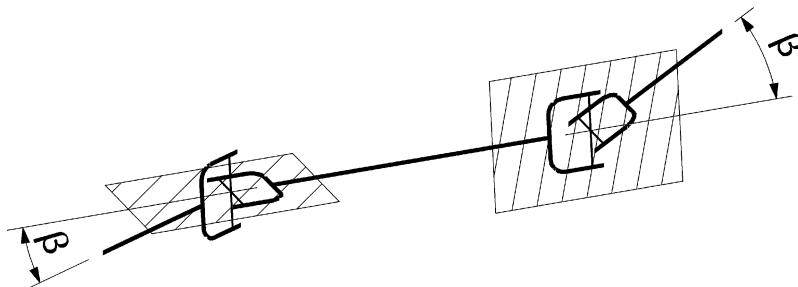


Abb. J.21 Richtige Anordnung von Gelenkwellengabeln bei windschiefen Anschlussachsen

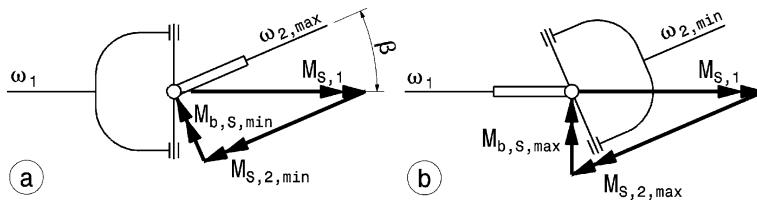


Abb. J.22 Extreme Kreuzgelenkstellungen. Die größten und kleinsten Werte der Winkelgeschwindigkeiten und der Momente ergeben sich bei den Stellungen a und b mit der Gabel der Welle 1 in Bildebene und normal dazu

man diese Ungleichförmigkeit vermeiden, muss man eine Zwischenwelle und ein zweites Kreuzgelenk einführen. Dabei müssen die beiden Beugewinkel gleich groß sein und die beiden Gabeln der Zwischenwelle müssen gleichzeitig in ihren aus An- und Abtriebswellen gebildeten Ebenen liegen (siehe Abb. J.21 und J.23).

Gelenfbeugewinkel über 30° sollten vermieden werden, weil die Lenkwellen durch zusätzliche Lagerkräfte, die von den Kreuzgelenken herrühren, auch auf Biegung beansprucht werden. Die Momente schwanken dabei ähnlich wie die Winkelgeschwindigkeiten zwischen zwei Extremwerten (siehe auch Abb. J.22):

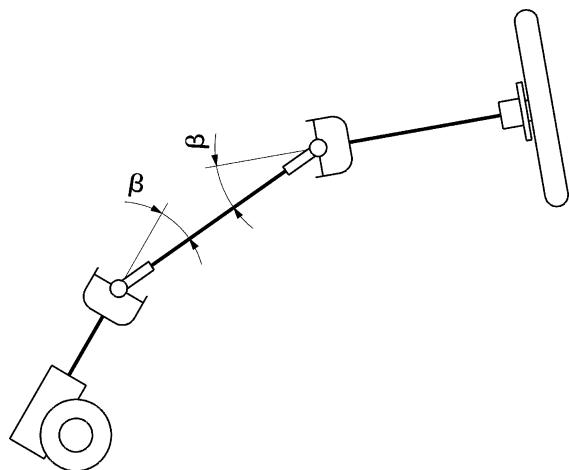
$$\begin{aligned}
 M_{S,2,\min} &= M_{S,1} \cdot \cos(\beta) \\
 M_{S,2,\max} &= M_{S,1} / \cos(\beta) \\
 M_{b,S,\min} &= M_{S,1} \cdot \sin(\beta) \\
 M_{b,S,\max} &= M_{S,1} \cdot \tan(\beta)
 \end{aligned} \tag{J.14}$$

$M_{S,1}$  bzw.  $M_{S,2}$  Torsionsmoment an der Lenkwelle 1 bzw. 2, Nm  
 $M_{b,S}$  Biegemoment in der Lenkwelle durch Kreuzgelenk, Nm

Beugegelenke in der Lenkwelle erhöhen die Sicherheit für den Fahrer im Fall eines Frontalaufpralls, weil die Lenkwelle keine Längskräfte übertragen kann und abknickt, Abb. J.24.

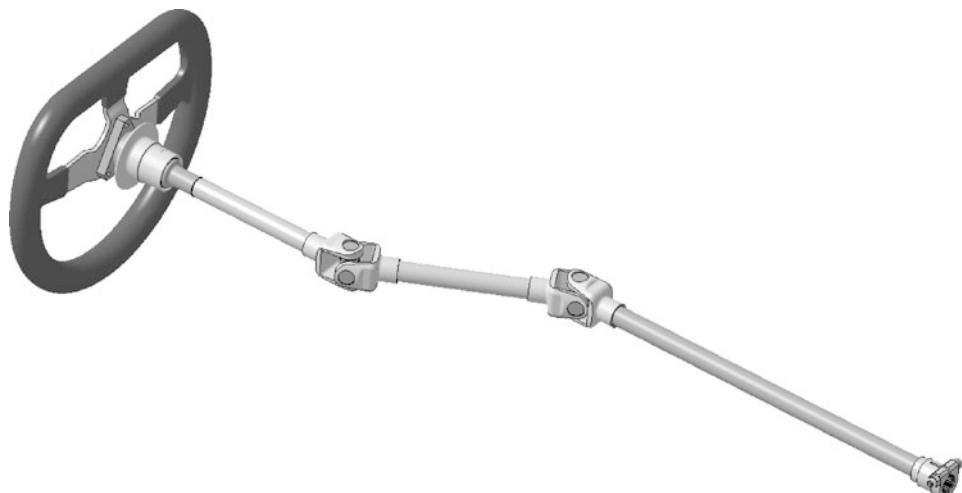
**Lenkradnabe Steering Wheel Hub.** Das Lenkrad wird an einer Nabe angeschraubt. Bei Formel-Lenkräder genügen drei M6-Schrauben, bei Fahrzeugen mit größeren Lenkraddurchmessern werden sechs Schrauben eingesetzt. Die Lenkradnabe ist mit der Lenkwelle meist (reglementbedingt) über einen Schnellverschluss (*quick release*) verbunden. Der Schnellverschluss wird über einen axialen Flanschring, der gelb sein muss, betätigt, Abb. J.25.

**Abb. J.23** Ausgleich eines Beugewinkels der Lenkwelle  $> 15^\circ$ . Um spürbare Ungleichförmigen der Lenkbewegung für den Fahrer zu vermeiden sind zwei Beugegelenke in W-Anordnung eingebaut und die drei Wellenachsen befinden sich in einer Ebene

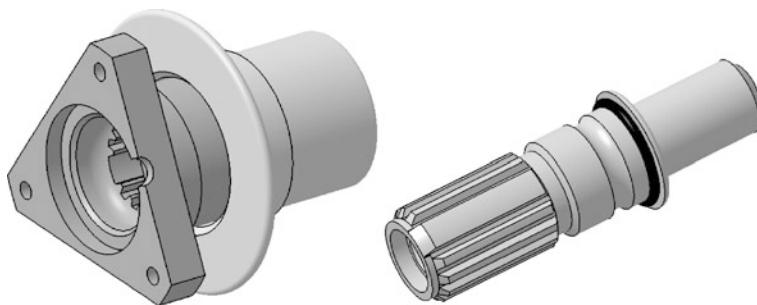


Für Lenkräder mit elektronischen Zusatzfunktionen (Schalter, Display) werden Steckerkontakte erforderlich. Damit die Kontakte beim Aufsetzen des Lenkrads fluchten, muss die Welle-Nabe-Verbindung asymmetrisch gestaltet sein, siehe Abb. J.25 und J.26.

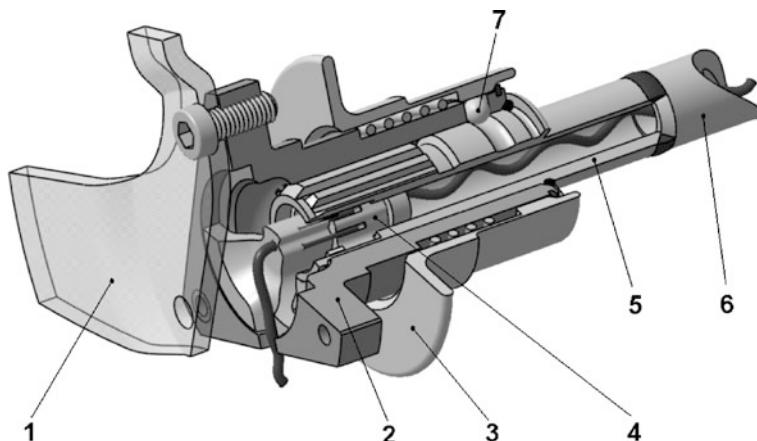
Wenn die Lage des Lenkrades in Achsrichtung zur Anpassung an die Fahrervorlieben verstellbar sein soll, befindet sich z. B. ein Teleskopstück zwischen Lenkradnabe und Lenkwellenende, dass ein gestuftes Verlängern bzw. Verkürzen der Welle ermöglicht. Es werden auch Zwischenstücke mit fester Länge verwendet. Diese Zwischenstücke können daneben korbförmig und hohl gestaltet sein, damit sie zum Schutz des Fahrers Aufprallenergie durch Deformation aufnehmen können.



**Abb. J.24** Lenkwelle eines Formel-Renault-Fahrzeugs. Die Welle weist zwei Beugegelenke in Z-Anordnung auf. Dies ermöglicht das axiale Ausweichen des Lenkrades beim Aufpralltest nach FIA F.3 2000 (siehe auch Kap. C Sicherheit)



**Abb. J.25** Lenkradnabe mit Anschweißende für Lenkwellen *steering wheel hub with weld-on splined section*. Das Wellenende ist ein Kaufteil und wird an die individuelle Lenkwelle angeschweißt. Es weist eine asymmetrische Keilverzahnung auf, die nur in einer Position in die Lenkradnabe passt. Dies ist erforderlich, wenn Steckkontakte zwischen Nabe und Welle vorhanden sind

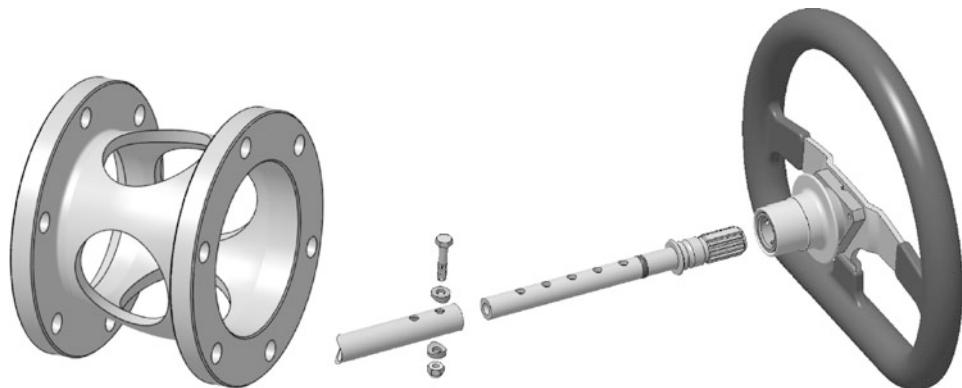


**Abb. J.26** Aufgesteckte Lenkradnabe mit Schnellverschluss (teilweise aufgeschnitten). Das Lenkrad (1) wird mit drei Schrauben auf den Nabenzapfen (2) aufgeschraubt. Die Nabe selbst überträgt mittels Steckverzahnung das Lenkmoment auf das Wellenende (5) und somit auf die angeschweißte Lenkwelle (6). Die axiale Sicherung erfolgt durch Sperrkugeln (7), die in die Nut am Wellenende greifen. Zum Lösen des Lenkrades wird der gelbe Flanschring (3) zum Lenkrad gedrückt und die Kugeln dadurch freigegeben. Zusätzlich weist diese Ausführung elektrische Steckkontakte (4) auf

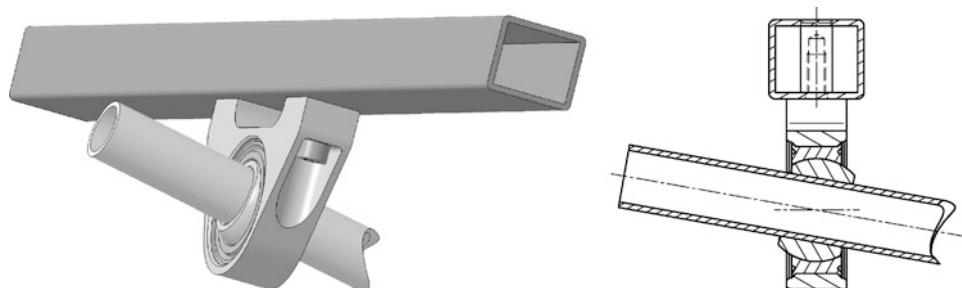
**Lager Bearing.** Die Lenkwelle bzw. die Lenkwellenteile müssen zum Rahmen drehbar gelagert werden (s. auch Abb. C.20). Die Aufgaben solcher Lenklager sind dabei:

- die Lenkspindel spielfrei abstützen,
- wirksam Schwingungen und Geräusche dämpfen,
- eine hohe Steifigkeit aufweisen,
- möglichst reibungssarm sein.

Eingesetzt werden Gelenklager (Abb. J.28), Kunststoffgleitlager aber auch Wälzlager. Kommen Gelenklager zum Einsatz sollen Ausführungen ohne Zwischengleitschicht (siehe Kap. H Fahrwerk 7.2



**Abb. J.27** Zwischenstücke für Lenkrad. *Links:* Feste Länge. Für Sechs-Loch-Verschraubung. *Rechts:* Teleskopstück das gestuft verschraubt werden kann. Man beachte die beiden Sattelscheiben (*saddle washer*), die für eine ausreichende Pressungsverteilung auf dem rohrförmigen Wellenteil unter den Sechskantköpfen sorgen



**Abb. J.28** Gelenkküller als Lenkwellenlager. Das Gelenkküller stellt sich vorteilhaft auf den erforderlichen Winkel der Lenkwelle ein ohne zusätzliche Reibung hervorzurufen

**Abb. J.29** Lenkwellenlager eines Produktionsportwagens. Das Lenklager wird von einem Aluminium-Gehäuse aufgenommen, das mit zwei Schrauben an Laschen zum Rahmen befestigt wird. Mehrere Bohrungen in diesen Laschen ermöglichen die Höhe des Lenkrades an den Fahrer anzupassen. Die Längsverstellung erlaubt die Muffe in der Lenkwelle (vgl. Abb. J.27)



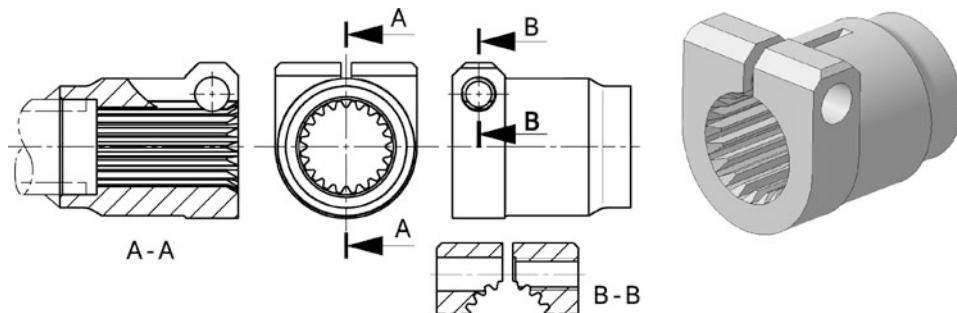


Abb. J.30 Anschlussstück an das Lenkgetriebe. Das Teil wird an die Lenkwelle angeschweißt (im Schnitt A-A strichiert zu sehen)



Abb. J.31 Lenkwelle in einem Produktionssportwagen (Osella PA 205). Die Lenkwelle verläuft gestreckt vom Lenkrad (das im Bild abgenommen ist) bis zum Lenkgetriebeanschluss (*ganz links* im Bild). Trotzdem ist ein gekapseltes Beugegelenk in der Welle eingesetzt. Das zweiteilige Radiallager neben diesem Gelenk ist vollständig aus Polyamid gefertigt

Gelenklager) verwendet werden. Diese zeigen weniger Neigung zu Stick-Slip-Effekten, was gerade an der Lenkung bei Lagern mit großen Durchmessern störend werden kann.

Als einfacher aber aussagekräftiger Test der Reibungsverhältnisse kann folgende Prüfung an der vollständig montierten Lenkung durchgeführt werden: Man betätigt das Lenkrad mit dem letzten Glied des kleinen Fingers bei aufgebockten Vorderrädern. Die Drehung muss leicht von Anschlag zu Anschlag durchführbar sein, andernfalls ist die Lenkung zu schwergängig [10].

Die Lenklager können auch so angebracht sein, dass eine Höhenverstellung des Lenkrades möglich ist, Abb. J.29.

Bei Pkw kommen spezielle Nadellager mit Gummitoleranzring zum Einsatz, die Toleranzen der Mantelrohre der Lenksäule ausgleichen. Es gibt auch vollkugelige oder käfiggeführte Schräkgugellager, die in der üblichen Anordnung mit zwei Lagern die Lenkwelle aufnehmen. Bei längsverstellbaren Lenksäulen werden auch Vierpunktluftkugellager verbaut.

Der Anschluss der Lenkwelle an das Lenkgetriebe erfolgt über eine Welle-Nabe-Verbindung, die vom Lenkgetriebe vorgegeben wird. Üblich sind Vierkantwellen (*square section*) und Kerbverzahnungen (*splined section*). Abbildung J.30 zeigt ein Anschlussstück für Kerbverzahnung, das an die Lenkwelle angeschweißt wird. Zur spielfreien Übertragung der Lenkbewegung weist der Anschluss eine Klemmschraube auf. Diese ist so angeordnet, dass sie gleichzeitig eine formschlüssige Sicherung gegen das Abziehen vom Wellenstummel darstellt.

Ein Beispiel einer vollständigen Lenkwelle ist in Abb. J.31 zu sehen.

Zur Auslegung der Teile eines Lenksystems wird man zum einen von den zu erwartenden Lenkmomenten ausgehen, die von den Reifen, ihrem Reibwert und der Radlast diktiert werden (siehe (J.15)), und zum anderen von den Maximalwerten, die ein menschlicher Fahrer überhaupt im Stande ist aufzubringen. Das maximale Lenkmoment kann für leichte Formelfahrzeuge zwischen 100 und 135 Nm und für Tourenwagen zwischen 175 und 240 Nm angenommen werden. Des Weiteren sollen Lenkrad und Lenkwelle radiale Kräfte von 700 N ohne spürbare oder gar bleibende Deformation aufnehmen können.

Für das Schwenkmoment eines Reifens im Stand kann folgende empirische Gleichung herangezogen werden [22]:

$$M_{W,S} \approx \mu_W \frac{F_{W,z}^{1,5}}{\sqrt{p_T}} \quad (J.15)$$

$M_{W,S}$  Schwenkmoment eines Reifens, Nm

$\mu_W$  Reibbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn, -

$F_{W,z}$  Reifenaufstandskraft, N

$p_T$  Reifenfülldruck, Pa = N/m<sup>2</sup>

## 4 Lenkgetriebe Steering Gear



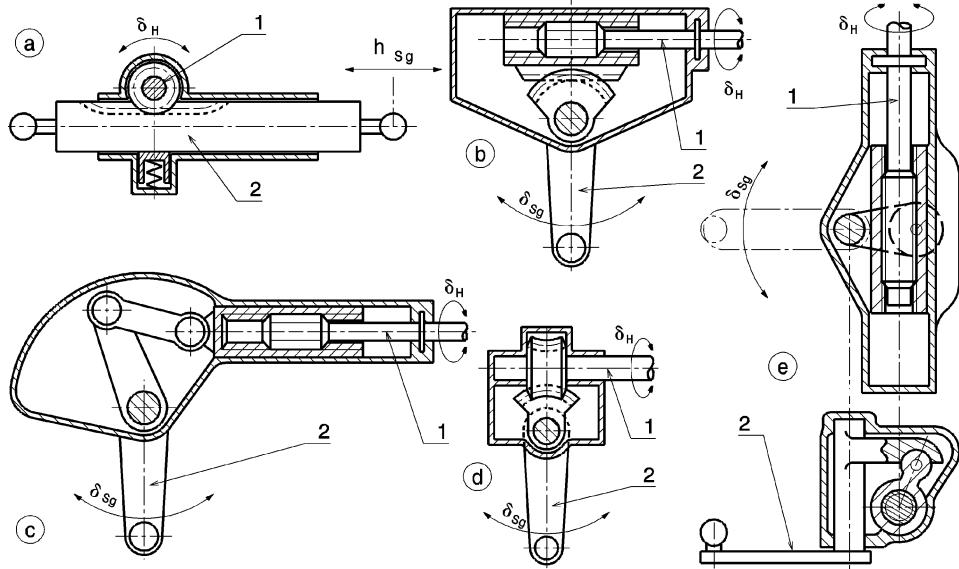
Das Lenkgetriebe setzt den vom Fahrer am Lenkrad erzeugten Lenkwinkel  $\delta_H$  in eine Verstellung des Lenkgestänges um, z. B. in den Drehwinkel  $\delta_{Sg}$  eines Lenkstockhebels, der auf der Lenkstockhebelwelle – das ist die Ausgangswelle eines Lenkgetriebes – sitzt, Abb. J.32b–e. Die Lenkgetriebeübersetzung ist dann:

$$i_{Sg} = \frac{d\delta_H}{d\delta_{Sg}} \quad (J.16)$$

$i_{Sg}$  Lenkgetriebeübersetzung, -

$\delta_H$  Lenkwinkel am Lenkrad, °

$\delta_{Sg}$  Drehwinkel des Lenkstockhebels, °



**Abb. J.32** Bauarten von Lenkgetrieben, nach [3]. **a** Zahnstangenlenkung: 1 Lenkwelle mit Ritzel, 2 Zahnstange, **b** Lenkmutterlenkung: 1 Lenkspindel mit Gewinde, 2 Lenkstockhebel mit Zahnradssegment, **c** Kurbeltriebelenkung: 1 Lenkspindel mit Gewinde, 2 Lenkstockhebel, **d** Globoidschneckenlenkung (Gemmer-Lenkung): 1 Lenkwelle mit Globoidschnecke, 2 Lenkstockhebel mit Schneckenradsegment, **e** Lenkmutterlenkung: 1 Lenkspindel mit Gewinde, 2 Lenkstockhebel mit Kugelpfanne

Die einfachste Art, einen Lagerpunkt am Lenkgestänge zu verschieben, ist die Zahnstangenlenkung, Abb. J.32a. Hier kann die Lenkgetriebeübersetzung nur als Verhältnis des Winkels  $\delta_H$  und des Zahnstangenhubes  $h_{Sg}$  definiert werden, sie ist also dimensionsbehaftet:

$$i_{Sg,Rack} = \frac{d\delta_H}{dh_{Sg}} \quad (\text{J.17})$$

$i_{Sg,Rack}$  Lenkgetriebeübersetzung der Zahnstange, °/mm

$\delta_H$  Lenkwinkel am Lenkrad, °

$h_{Sg}$  Hub der Zahnstange, mm

Bei konstanter Verzahnungsübersetzung der Zahnstange können die Gesamtwege ins Verhältnis gesetzt werden und es gilt:

$$i_{Sg,Rack} = \delta_H / h_{Sg,t} = 2\pi \cdot j_H / h_{Sg,t} \quad (\text{J.18})$$

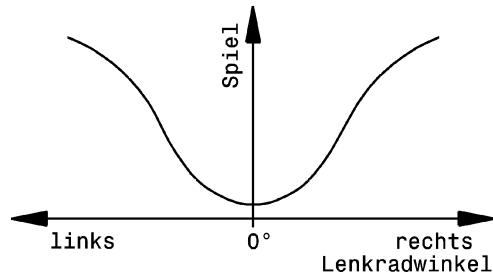
$i_{Sg,Rack}$  Lenkgetriebeübersetzung der Zahnstange, rad/mm

$h_{Sg,t}$  Gesamthub der Zahnstange, mm

$j_H$  Anzahl der Lenkradumdrehungen beim Gesamthub  $h_{Sg,t}$ , –

Durch Eingriffe in die Verzahnungsgeometrie sind auch bei Zahnstangenlenkungen veränderliche Getriebeübersetzungen erzielbar, siehe Abb. J.39. Der Hauptvorteil der Zahnstangenlenkung ist ihre einfache Bauweise und der geringe Platzbedarf, nicht unbedingt aber die relativ steife unmittelbare Umsetzung der Lenkraddrehung in eine Spurstangenverschiebung ohne Einschaltung von Zwischen-

**Abb. J.33** Zulässiger Verlauf des Lenkungsspiels über dem Lenkradeinschlag (schematisch). In der Geradeausstellung fällt ein Spiel am stärksten auf, weil die Räder – abgesehen von Vorspur, Nachlauf usw. – nicht geführt werden und daher instabil laufen. Bei Kurvenfahrt treten Seitenkräfte auf und drücken die Räder an einen Anschlag



hebeln. Die geradlinige Bewegungsform schränkt zudem die konstruktiven Möglichkeiten bei der Auslegung der im Allgemeinen dreidimensional wirksamen Lenkgeometrie ein.

Bei Pkw ebenso gebräuchlich ist eine Lenkung mit „Lenkmutter“, die durch ein Gewinde (heute zur Reibungsverminderung ein Kugelumlaufgewinde) mit der Lenkspindel verbunden ist, Abb. J.32b. In der Darstellung trägt die Lenkmutter ein Zahnstangensegment, das mit einem Zahnradssegment auf der Lenkstockhebelwelle kämmt. An die Stelle der Verzahnung kann auch ein Kurbeltrieb treten, Abb. J.32c, wobei die Lenkmutter die Rolle des Kolbens übernimmt. Bei dieser Bauart ist die Lenkgetriebeübersetzung veränderlich.

Abbildung J.32d zeigt ein Lenkgetriebe mit einer Globoidschnecke und einem Schneckenrad, wobei der Lenkradwinkel  $\delta_H$  mit konstanter Übersetzung  $i_{sg}$  in einen Drehwinkel  $\delta_{sg}$  des Lenkstockhebels verwandelt wird. Neuere Ausführungen dieser Bauart besitzen auf der Lenkstockhebelwelle eine Lagergabel, in welcher sich zur Verminderung der Reibung eine Profilrolle befindet, die zwei Zähne des Schneckenrades vertritt („Schneckenrollenlenkung“). Die Schneckenlenkung ist stoßempfindlich, kann spielfrei und mit progressiver Übersetzung ausgeführt werden.

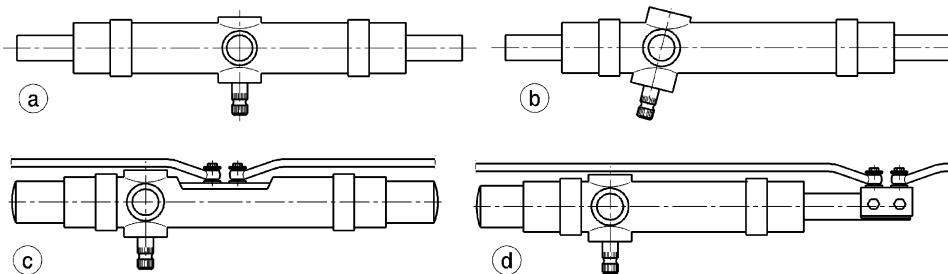
Die Bauarten nach Abb. J.32b und c eignen sich, ebenso wie die Zahnstangenlenkung a, wegen der geradlinigen Hubbewegung ihres Abtriebselementes besonders gut für die Überlagerung einer hydraulischen Servounterstützung (Kolben und Zylinder).

Eine Variante der Lenkgetriebe mit Lenkmutter zeigt Abb. J.32e. Die Lenkbewegung verschiebt über ein Gewinde eine Lenkmutter. Diese führt mit einem Aufsatz eine Kugelkalotte auf der Lenkstockhebelwelle. Während die Mutter axial verschoben wird, dreht sich die Lenkstockhebelwelle und kippt dabei gleichzeitig die Mutter um ihre Achse, weil die Kugelpfanne sich entlang eines von der Lenkstockhebelwelle vorgegebenen Kreisbogens bewegt. Diese Schwenkbewegung der Mutter ist stets zur Lenkstockhebelwelle gerichtet, wodurch sich mit wachsendem Lenkeinschlag der wirksame Hebelarm um die Lenkstockwelle verringert, d. h. die Getriebeübersetzung  $i_{sg}$  nimmt ab (durch weitere Eingriffe in die Kinematik lässt sich dies auch umkehren). Die Lenkmutter schwenkt damit einmal im Drehsinn der Lenkspindel, das andere Mal gegensinnig, so dass sich einmal der Relativdrehwinkel und damit der Vorschub verringert, das andere Mal vergrößert. Dies ergibt eine Unsymmetrie im Übersetzungsverlauf und eine geringfügig ungleiche Zahl der Lenkradumdrehungen nach links und rechts.

Alle Ausführungen mit einfacher Lenkmutter weisen eine hohe Gleitreibung auf, was der Fahrer als schwergängig empfindet, und sind nicht nachstellbar (Gewindespiegel).

Das Spiel zwischen Lenkrad- und Radschwenkbewegung soll um die Geradeausstellung („Druckpunkt“) am kleinsten sein. Der Verschleiß tritt vornehmend in der Geradeausstellung auf und moderates Spiel bei großen Lenkwinkeln ist für den Fahrbetrieb bedeutungslos, Abb. J.33.

**Lage des Lenkgetriebes Position of Steering Gear.** Zuerst werden die Gelenkpunkte des Fahrwerks nach Gesichtspunkten der Fahrleistung festgelegt (vgl. Kap. H Fahrwerk) und erst dann sucht man eine passende Lage für das Lenkgetriebe und die Anlenkung der Spurstangen.



**Abb. J.34** Ausführungsformen von Zahnstangenlenkgetrieben. **a** Lenkwelle in der Mitte, Seitenabtrieb, **b** Lenkwelle seitlich, Anschluss verschwenkt, **c** Mittenabtrieb, **d** einseitiger Abtrieb

Die Lage des Lenkgetriebes oder genauer der Spurstangenanbindung im Verhältnis zu den Gelenken der Radaufhängung ist entscheidend, ob ein (unerwünschtes) Eigenlenkverhalten beim Einfedern des Rades auftritt. Wie die Lage der Übertragungselemente bestimmt wird, ist in Abschn. J.5 beschrieben. Das Lenkgetriebe wird bei bekannter Lage der Spurstange an dieser ausgerichtet. Das Lenkgetriebe kann grundsätzlich vor oder hinter der Achse angebracht sein. In der letztgenannten Position fällt die Länge der Lenkwelle kürzer aus, das Lenkgetriebe kann aber den Bereich für die Fahrerfüße bzw. Unterschenkel einengen, wenn es auf Höhe der oberen Querlenker liegt. Eine kürzere Lenkwelle muss auch nicht zwangsläufig leichter sein. Sobald ein Wellengelenk zwischen Lenkradachse und Lenkgetrieberitzel erforderlich wird, kommt die Masse des Gelenks mitsamt des notwendigen Zwischenlagers mit seiner Befestigungen hinzu.

**Zahnstangenlenkgetriebe Rack-And-Pinion Gear.** An Rennfahrzeugen finden sich fast durchwegs Zahnstangenlenkgetriebe. Die Lenkgetriebeübersetzung  $i_{\text{Sg,Rack}}$  (siehe Abb. J.32a) wird grob im Bereich  $6,5^\circ/\text{mm}$  ( $360^\circ/55 \text{ mm}$ ) bis  $9^\circ/\text{mm}$  ( $360^\circ/40 \text{ mm}$ ) gewählt. Die gesamte Lenkübersetzung  $i_s$  liegt damit bei etwa  $7 : 1$  bis  $8 : 1$  [17]. Grundsätzlich gibt es mehrere Orte, wo das Ritzel auf oder unter der Zahnstange platziert werden kann. Der Abtrieb zu den Spurstangen muss auch nicht seitlich erfolgen, Abb. J.34 zeigt prinzipielle Gestaltungsmöglichkeiten.

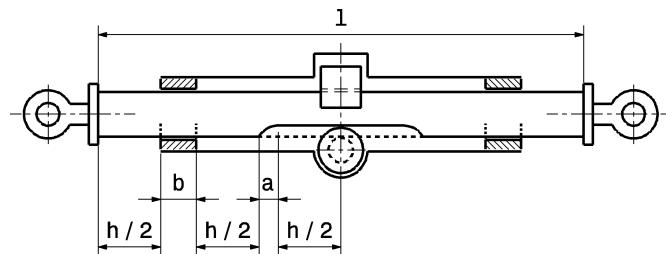
Wenn die Zähne der Zahnstange in Einbaulage nach oben zeigen, ist eine beidseitige Abdichtung der Zahnstangendurchtritte erforderlich. So wird vermieden, dass Ablagerungen (Späne, Steinchen, ...) zwischen den Zahnrädern liegen bleiben und die Lenkung blockieren.

Soll Eigenlenkverhalten beim Federn der Räder vermieden werden, muss die Länge des Lenkgetriebes kleiner sein als der Abstand der Querlenkerachsen auf deren Höhe das Lenkgetriebe angebracht wird. So können über eingeschraubte Stangenköpfe die Spurstangengelenkpunkte verschoben werden, bis diese auf den Querlenkerachsen liegen. Die Mindestlänge der Zahnstange ergibt sich aus dem gewünschten Hub, Abb. J.35:

$$l = 2 \left( 3 \frac{h}{2} + a + b \right) = 3h + 2(a + b).$$

Dazu kommen noch die axialen Bauräume von Dichtungen.

Beim größtmöglichen Einschlag der Lenkung dürfen weder Reifen noch Räder mit Fahrwerksteilen kollidieren. Außerdem darf das Lenkgestänge nicht durchschlagen oder instabil werden. Deshalb ist ein definierter, mechanischer Lenkanschlag erforderlich. Dieser wird meist über Scheiben realisiert, die an den Enden der Zahnstange mitverschraubt werden und gegen das Führungsgehäuse laufen.



**Abb. J.35** Mindestlänge  $l$  einer Zahnstange bei seitlich angebrachten Spurstangen.  $h$  Zahnstangenhub,  $a$  Verzahnungsauslauf,  $b$  Führungslänge

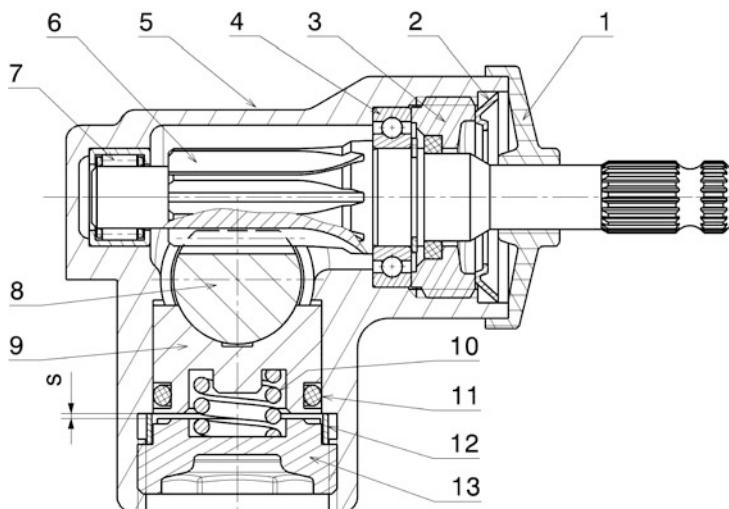
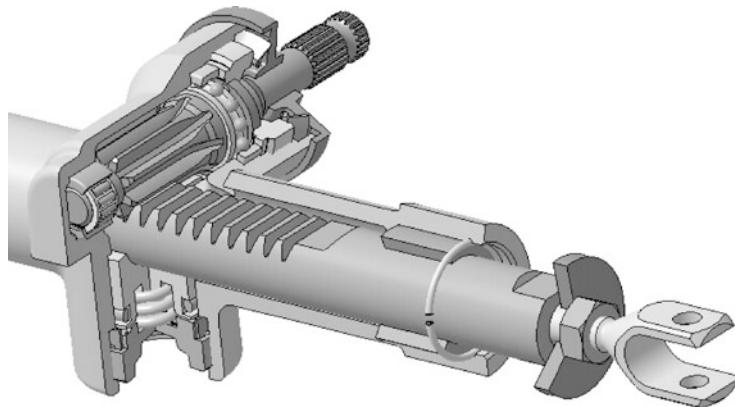
Der Zahnstangendurchmesser ergibt sich durch die größte axiale Kraft. Diese tritt beim größten Lenkradmoment auf. Bei Serienfahrzeugen wird der so genannte Bordsteinabdrücktest durchgeführt. Hierbei dürfen bei blockiertem Vorderrad mit zulässiger Vorderachslast und bei voller Servounterstützung mit einem Lenkradmoment von 80 Nm keine bleibenden Verformungen an der Zahnstange auftreten. Aus den gleichen Überlegungen folgt die Auslegung der Spurstangen auf entsprechende Knicksteifigkeit.

Als Anhaltswerte für auftretende Kräfte können die Größen nach Tab. J.2 dienen.

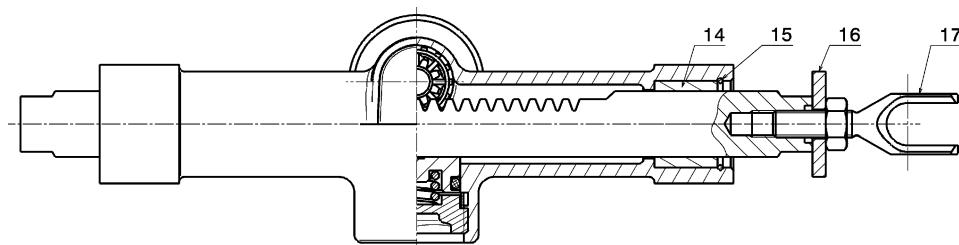
Eine vollständige Zahnstangenlenkung eines Pkw ist in Abb. J.36 zu sehen.



**Abb. J.36** Zahnstangenlenkung eines Pkw. Die Lenkung weist eine hydraulische Unterstützung auf, die auf die Zahnstange wirkt. Das Lenkgetriebe ist mit dem linken Bügel (neben dem Lenkwellenanschluss) fest mit dem Achsschemel verschraubt und am rechten Ende wird ein Elastomerring von einem Blechbügel als Loslager gehalten. Die beiden Spurstangen sind seitlich an der Zahnstange angebracht und die Kugelgelenke und der Zahnstangenaustritt werden von Faltenbälgen geschützt



**Abb. J.37** Zahnstangenlenkgetriebe, Schnitt durch Ritzel, nach [6]. 1 Abdeckkappe, 2 Sicherungsblech, 3 Verschraubung mit Dichtring, 4 Rillenkugellager, 5 Lenkgetriebegehäuse, 6 Ritzel, 7 Nadellager, 8 Zahnstange, 9 Druckstück, 10 Feder, 11 O-Ring, 12 Einstellring, 13 Verschlusschraube,  $s$  max. 0,12 mm



**Abb. J.38** Zahnstangenlenkgetriebe mit Seitenabtrieb, Längsschnitt von Abb. J.37, 14 Führungsbuchse, 15 Sprengring, 16 Scheibe, 17 Gabel

**Tab. J.2** Zahnstangenkräfte bei Serienfahrzeugen, nach [20]

Achslast der Vorderachse kg	max. Zahnstangenkräfte N
550	6500
650	8000
850	8000
950	9000

Den Aufbau eines Zahnstangenlenkgetriebes zeigen die Abb. J.37 und J.38. Der Anschluss der Lenkwelle erfolgt direkt an das Ende der Ritzelwelle (6). Gängige Größen der Kerbverzahnung (*spline*) für den Anschluss der Lenkwelle liegen im Bereich  $12 \times 14$  bis  $17 \times 20$  (DIN 5481). Die Lenkbewegung wird über das Ritzel auf die Zahnstange (8) übertragen. Das Ritzel wird durch zwei Wälzlager (4 und 7) gehalten, wobei das Rillenkugellager (4) als Festlager fungiert. Auf der Loslagerseite sitzt eine Nadelhülse. Die gewählte Ausführung ermöglicht eine bauraumsparende Konstruktion der Lagerung mit niedrigen Reibwerten. Die beiden Lager sind durch die Umgebungskonstruktion geschützt. Die Lager werden bei ihrer Montage befettet und sind damit wartungsfrei auf Gebrauchs dauer.

Das federbelastete Druckstück (9) sorgt für ein spielfreies Andrücken der Zahnstange an das Ritzel. Damit bei Überlast die Zahnstange jedoch nicht durch die Zahnkraft so weit weggedrückt werden kann, dass der Zahneingriff unzulässig abnimmt oder gar das Ritzel überspringt, ist der maximale Weg des Druckstücks durch den Einstellring auf den Wert  $s$  begrenzt. Das Spiel  $s$  wird mit dem Distanzring (12) eingestellt. Die Verschlussschraube (13) wird gegen den Ring (12) gezogen. Der O-Ring (11) im Druckstück wirkt als Dämpfer und vermeidet Klappergeräusche. Die Schraubenfeder (10) hat je nach Lenkungsgröße eine Vorspannkraft von 0,6 bis 1,0 kN. Die Oberfläche beider kämmender Partner soll mindestens eine Rockwellhärte von 55 HRC aufweisen. Die Reibkräfte zwischen Druckstück und Zahnstangenrücken sollen für gutes Ansprech- und Rückmeldeverhalten der Lenkung möglichst gering sein.

Die dargestellte Verzahnung ist eine Geradverzahnung. Bei großen Übersetzungen kommen auch Schrägverzahnungen zum Einsatz. Durch die Sprungüberdeckung wird der Zahneingriff weicher.

Die Zahnstange muss nicht mit konstanter Teilung versehen sein, sondern kann eine variable Teilung aufweisen, Abb. J.39. Damit ist eine variable Übersetzung im Lenkgetriebe selbst darstellbar.

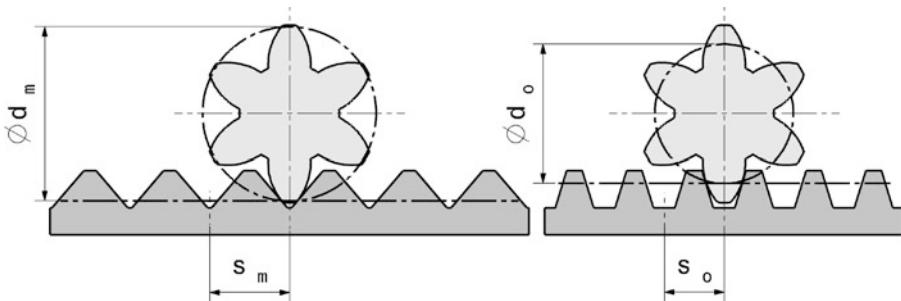
### Werkstoffe.

Zahnstange: induktionshärtbare Vergütungsstähle, z. B. Cf 53, 41 Cr4 (DIN EN 10 083); Titanlegierung PVD-beschichtet

Ritzel: Einsatzstähle, z. B. 20 MnCr5, 20 MoCr4 (DIN EN 10 008); Titanlegierung PVD-beschichtet

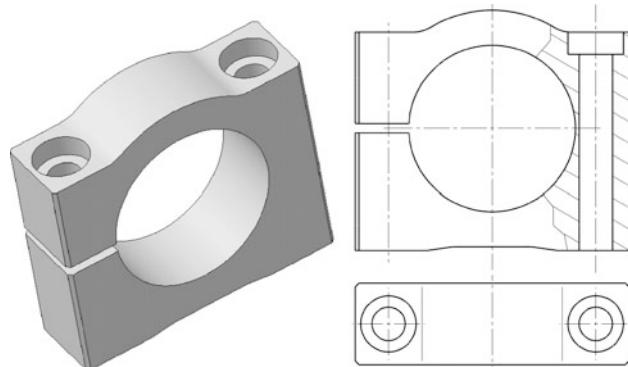
**Lagerbock Mount.** Zahnstangenlenkgetriebe werden mit angegossenen Konsolen oder mit separaten Lagerböcken (Abb. J.40) fest mit dem Rahmen verschraubt. Bei Serienfahrzeugen werden aus Komfortgründen Gummilager eingesetzt.

**Beispiele.** Die Abb. J.41–J.43 zeigen Beispiele von ausgeführten Zahnstangenlenkgetrieben und geben eine anschauliche Systemübersicht.

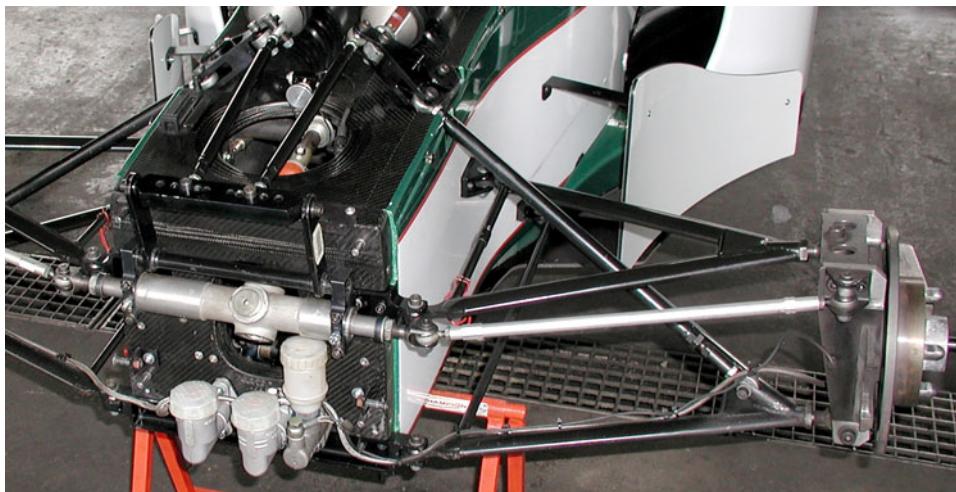


**Abb. J.39** Zahnstange mit variabler Teilung. In der Mitte der Zahnstange berührt das Ritzel die Zahnflanke an einem größeren Wälzkreisdurchmesser  $d_m$ , als außen, wo der Durchmesser  $d_o$  wirksam ist. Der Verschiebeweg der Zahnstange verkleinert sich so bei zunehmendem Lenkeinschlag von  $s_m$  auf  $s_o$

**Abb. J.40** Lagerbock für Zahnstangenlenkgetriebe. Das Lenkgetriebegehäuse wird an beiden Enden mit einem solchen Lagerbock verschraubt. Der Trennschlitz auf einer Seite ermöglicht eine gezielte Klemmung des rohrförmigen Gehäuses. Das Gehäuse kann innerhalb seiner Lagerungsbreite axial verschoben werden, z. B. um Fertigungstoleranzen von Rahmen und Fahrwerk auszugleichen



**Abb. J.41** Zahnstangenlenkgetriebe eines Formelwagens (Formel König). Das Lenkgetriebe ist am Ende des Rahmens mit zwei Lagerböcken montiert. (Davor wird die Nase mit dem Frontflügel und dem Crashelement montiert.) Die Lenkwelle mündet etwas nach links versetzt, damit Fahr- und Bremspedal mit dem rechten Fuß betätigt werden können. Das Kupplungspedal wird auf der anderen Seite der Lenkwelle mit dem linken Fuß getreten. Die Spurstangen liegen in der Ebene des oberen Querlenkers. Die Lenkanschläge werden über Scheiben an den beiden Enden der Zahnstange realisiert



**Abb. J.42** Zahnstangenlenkgetriebe eines Formelwagens (Formel BMW). Das Lenkgetriebe weist einen symmetrischen Aufbau mit seitlichem Abtrieb auf. Die Spurstangen liegen in den Ebenen der oberen Querlenker

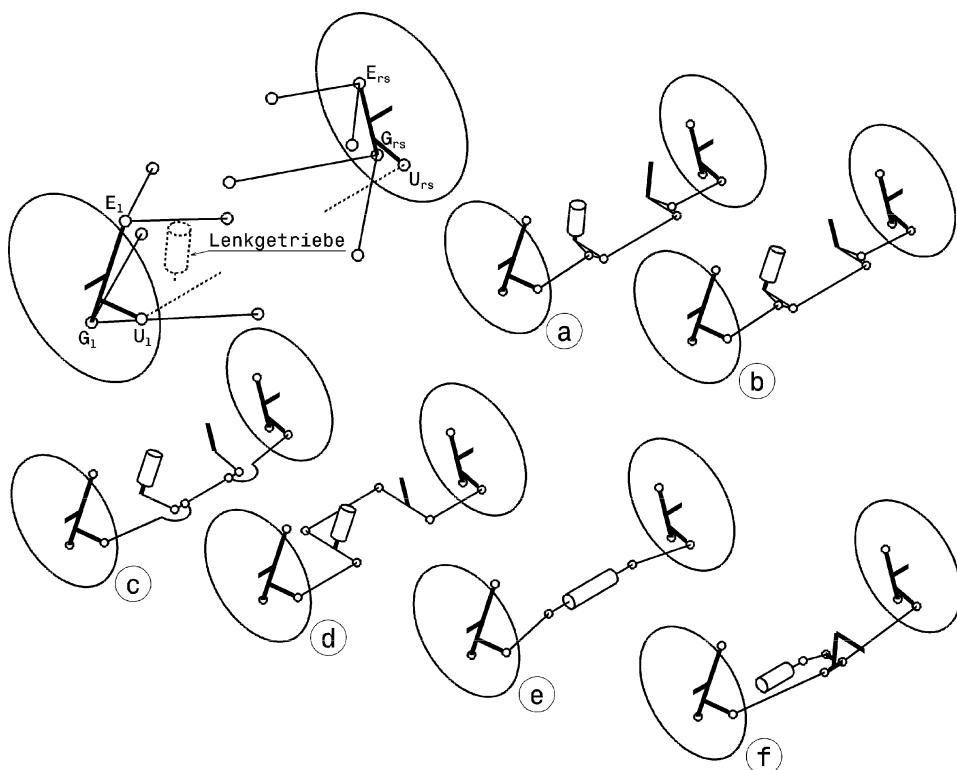


**Abb. J.43** Zahnstangenlenkgetriebe eines Formel-1-Wagens (Ferrari). Das Lenkgetriebe ist genau für einen bestimmten Wagen konstruiert und weist eine hydraulische Unterstützung auf. Es wird direkt mittels der vier integrierten Schraubbutzen an die vorderste Schottwand des Monocoques geschraubt. Ein Zwischengetriebe bewirkt einen Höhenversatz zwischen dem Lenkwellenanschluss und den Spurstangengeschäften. Das große Zwischenzahnrad ist exzentrisch gelagert. Durch Verdrehen seines Lagers wird das Zahnflankenspiel an beiden Eingriffsstellen justiert

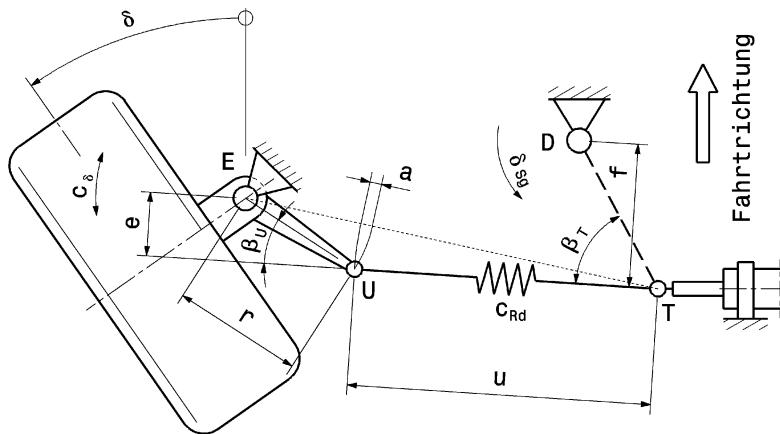
## 5 Übertragungseinrichtung und Achslager

### Transmitting Devices And Axle Bearing

Unabhängig davon, ob eine Zahnstangenlenkung oder ein anderes Lenkgetriebe zum Einsatz kommt, muss die Bewegung vom rahmenfesten Lenkgetriebe auf die radträgerseitigen Spurhebel übertragen werden. Dies geschieht bei Einzelradaufhängung am besten über Gelenkgetriebe (beweglich gekoppelte Gestänge), die ja neben der Lenkbewegung auch noch die unterschiedlichen Radhubbewegungen beim Federn mitmachen müssen. Abbildung J.44 zeigt einige denkbare Anordnungen von Gestängen. Bei Ausführung a liegen die Drehachsen vom Lenkgetriebe und des gegenüberliegenden Führungshebels parallel. Der Lenkstockhebel bildet mit dem Führungshebel und dem Mittelteil der dreiteiligen Spurstange ein ebenes Gelenkviereck (genauer Parallelogramm). Die beiden Hebel betätigen die außen liegenden Spurstangenteile. Nachteilig bei dieser Ausführung ist die Reibung. Alle sechs Gelenke des Gestänges machen beim Lenken nahezu den vollen Lenkwinkel mit. Dazu kommt noch der unerwünschte Einfluss der Spiele in den Gelenken, die sich noch addieren. Ausführung b entspricht weitgehend der Ausführung a, nur sind hier die Achsen des Lenkgetriebes und des



**Abb. J.44** Lenkgestänge für Einzelradaufhängung. Ausgangssituation links oben: Die beiden Gelenke  $U_1$  und  $U_{rs}$  der Spurhebel links und rechts müssen geeignet mit dem Lenkgetriebe verbunden werden. **a** Lenkgetriebe senkrecht, **b** Lenkgetriebe parallel zu Lenkachse  $EG$ , **c** mittlere Spurstange mit Kugelgelenken, **d** Kipphebel als Zwischenhebel, **e** Zahnstange als Spurstange, **f** Zahnstange mit Zwischenhebel



**Abb. J.45** Übertragungswinkel bei Lenkgestängen, nach [3]. Für ein linkes Vorderrad ist das Lenkgestänge mit Zahnstangengetriebe und alternativ mit einem Lenkhebel (strichliert) im Punkt D dargestellt.  $\beta_U$ ,  $\beta_T$  Übertragungswinkel,  $u$  Spurstangenlänge,  $a$  Längen-Überdeckung von Spurhebel und Spurstange,  $r$  Spurhebellänge,  $c_{Rd}$  Steifigkeit der Spurstange,  $c_\delta$  Verdrehsteifigkeit eines Rads um die Lenkachse,  $e$  wirksamer Hebelarm der Spurstange,  $f$  wirksamer Hebelarm des Lenkstockhebels

Führungshebels an die Neigung der Lenkachse EG angepasst. Das wird vor allem bei großen Spreizungswinkeln erforderlich, weil sonst beim Federn der Räder das Eigenlenkenverhalten zu groß wird. Bei Ausführung c ist der Mittelteil der Spurstange in Kugelgelenken gelagert. Dadurch erhält diese Stange einen weiteren Freiheitsgrad, nämlich die Drehung um ihre Stabachse. Deshalb müssen die Gelenkmitten der beiden äußeren Spurstangen auf dieser Achse der mittleren Spurstange liegen, damit sie keine unerwünschte Drehung ausführen können. Bei der Variante d erfolgt die Übertragung der Lenkbewegung vom Lenkgetriebe über zwei Umlenkhebel auf die Spurstangen. Dadurch ergibt sich zwar konstruktiver Freiraum in der Mitte des Fahrzeugs (etwa für den Motor), nachteilig sind allerdings hohe Reaktionskräfte mit den dadurch entsprechend großen elastischen Verformungen. Ausführung e ist eine Zahnstangenlenkung. Die Einfachheit und die geringe Anzahl der Teile werden offensichtlich. Bei Variante f betätigt die Zahnstange die Spurhebel nicht direkt, sondern es wird ein Hebel zwischengeschaltet. Die Nachteile ergeben sich durch einen Vergleich mit obigen Betrachtungen. Gegenüber der einfachen Zahnstange sind mehr Teile verbaut, die neben der Masse Spiele und Elastizitäten vergrößern.

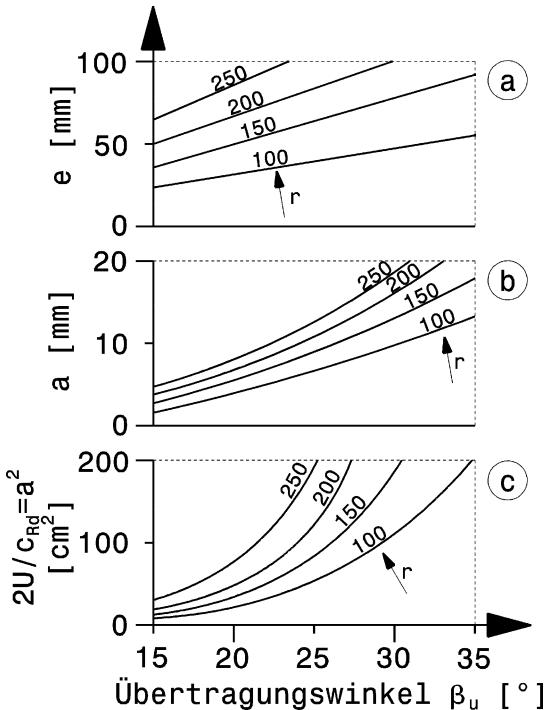
Bei der grundsätzlichen Anordnung von Hebeln und Schubstangen (in dem Fall Spurstangen (*tie rod*) genannt) müssen die Übertragungswinkel beachtet werden. Diese sind für die Betriebssicherheit der Lenkung maßgebend, Abb. J.45.

Die Lenkgestänge-Übersetzung ergibt sich zu:

$$i_T = \frac{d\delta_{sg}}{d\delta} = \frac{e}{f} \quad (\text{J.19})$$

- $i_T$  Lenkgestänge-Übersetzung, –
- $\delta_{sg}$  Drehwinkel des Lenkstockhebels, °
- $\delta$  Einschlagwinkel des Rads, °
- $e, f$  wirksame Hebelarme, mm. Siehe Abb. J.45

**Abb. J.46** Einfluss des Übertragungswinkels auf die Betriebssicherheit der Lenkung, nach [3]. Siehe auch Abb. J.45,  $u = 300 \text{ mm}$ . **a** Der wirksame Hebelarm  $e$  des Spurhebels um die Lenkachse  $E$  wächst mit dem Übertragungswinkel und der Spurhebellänge  $r$ . **b** Die Längenüberdeckung  $a$  zwischen Spurhebel und Spurstange ist ein Maß für die Entfernung vom Durchschlagspunkt. Je kleiner  $a$  wird, desto größer die Gefahr des Durchschlagens. Große Spurhebellängen und große Übertragungswinkel sind auch aus dieser Sicht wünschenswert. **c** Die Spurstange sei das einzige elastische Glied in der Übertragungskette mit der Steifigkeit  $c_{Rd}$ . Dann ist die wirksame Verdrehsteifigkeit eines Rads um die Lenkachse  $c_\delta = c_{Rd} e^2$ . Damit wird die Energieaufnahme bis zum Überdrücken des Gestänges  $U = c_{Rd} a^2 / 2$

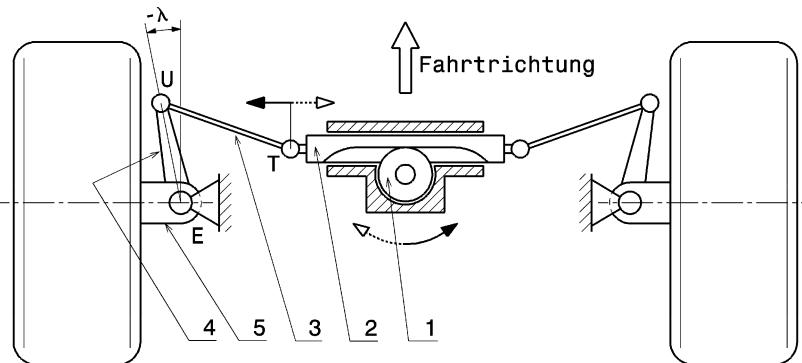


Werden die Übertragungswinkel  $\beta_u$  oder  $\beta_t = 0^\circ$ , ist das Gestänge instabil. Bei Zahnstangenlenkungen entfällt zwar der Lenkhebel und der Drehpunkt  $D$  ist ein Fernpunkt, es bleibt jedoch der Spurhebel (*steering arm*). Insbesondere der Winkel  $\beta_u$  des angetriebenen Spurhebels darf einen Mindestwert nicht unterschreiten, damit es nicht zum Durchschlagen des Lenkgestänges kommen kann. Ein Mindestwinkel ist deshalb erforderlich, weil ja auch Spiele und Elastizitäten berücksichtigt werden müssen. Der Übertragungswinkel sollte den Wert  $25^\circ$  nicht unterschreiten. Bei der Beurteilung von Sicherheitsreserven der Lenkung kommt auch die Spurhebellänge  $r$  ins Spiel. Abbildung J.46 zeigt den Verlauf wichtiger Größen über den Übertragungswinkel  $\beta_u$  für ein Zahlenbeispiel mit der Spurstangenlänge  $u = 300 \text{ mm}$ .

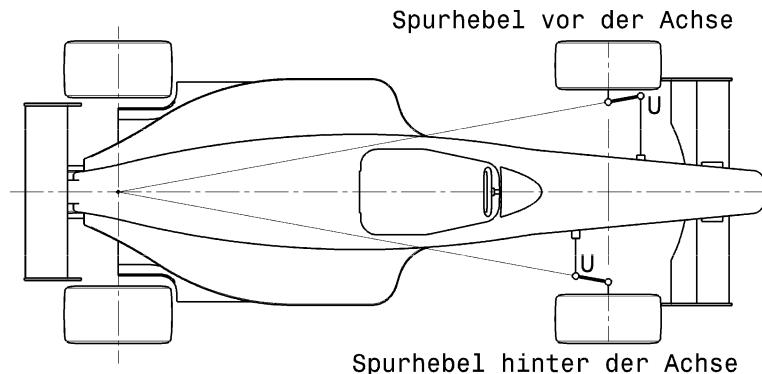
Aus dem Diagramm c, das die entscheidende Energieaufnahme bis zum Durchschlagen des Gestänges darstellt, erkennt man, dass bei kurzen Spurhebeln größere Übertragungswinkel erforderlich sind, will man eine Mindestenergieaufnahme nicht unterschreiten. Tatsächlich liegen die minimalen Übertragungswinkel bei Pkw zwischen  $20^\circ$  bei langen und  $30^\circ$  bei kurzen Spurhebeln [3].

**Zahnstangenlenkung.** Die Lage des Lenkgetriebes (vor oder hinter der Achse) legt die Anordnung des Ritzels zur Zahnstange und die Ausrichtung der Spurhebel fest. Die Übertragungskette muss ja so sein, dass beim Drehen des Lenkrads nach rechts auch die Räder nach rechts eingeschlagen werden, Abb. J.47. Die Lenkbewegung des Fahrers wird ja über die Lenkwelle auf das Ritzel und damit auf die Zahnstange übertragen.

Die Spurhebel können unabhängig von der Lage des Lenkgetriebes nach vorne oder nach hinten weisen. Zur Erzielung einer reinen Ackermannlenkung müssen die Hebel dabei allerdings zur Fahrzeuglängsebene geneigt werden, Abb. J.48. Die Übertragungsglieder (Spurstangen und Hebel) und



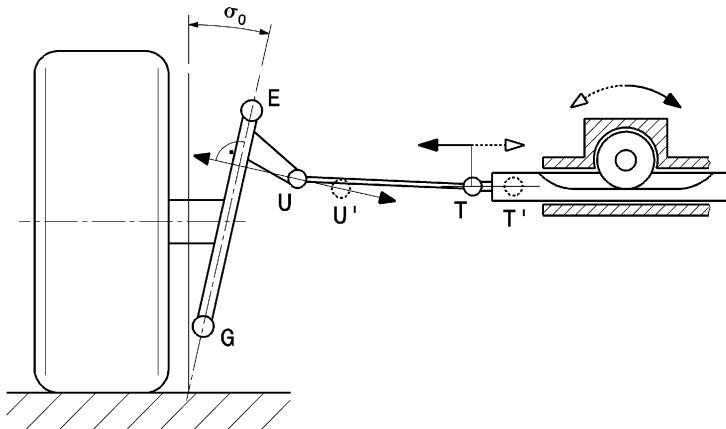
**Abb. J.47** Lenkgetriebe vor der Achse. Die Lenkradbewegung wird über das Zahnrad (1), das auf der Lenkwelle sitzt, auf die Zahnstange (2) übertragen. Diese wiederum ist an ihren Enden über die Spurstangen (3) mit den Spurhebeln (4) gelenkig verbunden. Wird die Zahnstange verschoben, dreht sich der Radträger (5) um den Punkt  $E$ . Damit die Lenkbewegung gleichsinnig vom Lenkrad übertragen wird, muss das Ritzel (1) unter der Zahnstange sitzen. Zur Erfüllung der Ackermannbedingung weisen die Spurhebel nach außen (Winkel  $\lambda$  negativ)



**Abb. J.48** Anordnung der Spurhebel für eine Ackermann-Lenkung. Liegt der Spurstangenanschluss  $U$  vor der Achse, muss der Spurhebel nach außen zeigen. Im anderen Fall mit dahinter liegendem Gelenk  $U$  zeigt der Hebel zum Wagen. Für ideale Ackermann-Winkel trifft die Hebelverlängerung nach hinten den Schnittpunkt der Hinterachse mit der Fahrzeugmitte

die Vorderachse beschreiben in der Draufsicht in jedem Fall ein Trapez und kein Parallelogramm. Deshalb spricht man bei dieser Anordnung auch von einem Lenktrapez (*steering trapeze*). Weisen die Spurhebel nach außen, werden die Spurstangen bei gleichem Lenkgetriebe länger. Beim Federn der Räder kommt es dann im Allgemeinen zu geringeren Relativbewegungen der Spurstangen und damit zu weniger Eigenlenkverhalten.

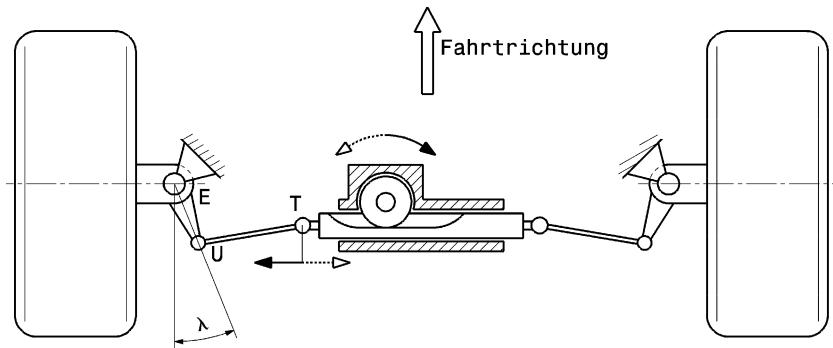
Mit der prinzipiellen Ausrichtung der Spurhebel ist allerdings noch nicht gewährleistet, dass der gewünschte Verlauf des Spurdifferenzwinkels (siehe Abb. J.7) erreicht wird. Die Bewegungen der Gelenkpunkte  $T$  und  $U$  der Spurstange sind ja beim Lenken grundsätzlich andere, Abb. J.49. Das Zahnstangengelenk  $T$  bewegt sich auf einer geradlinigen Bahn quer zur Fahrtrichtung und der Anschluss  $U$  am Spurhebel rotiert um die Lenkachse  $EG$ , beschreibt also eine Kreisbahn im Raum.



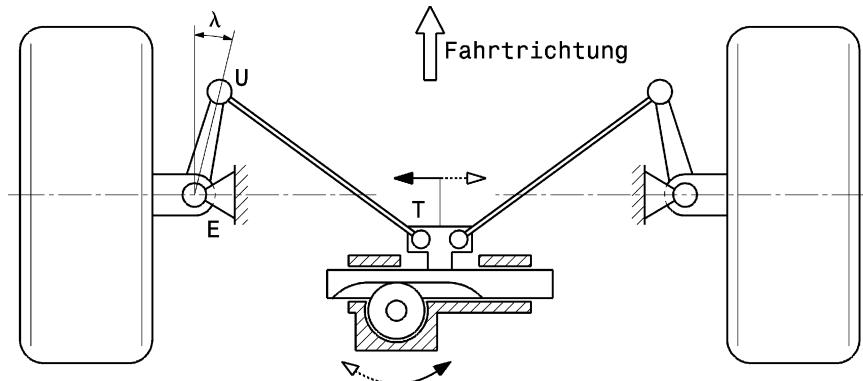
**Abb. J.49** Bewegung der Spurstange beim Lenken. Beim Lenken bewegt sich der Punkt  $T$  mit der Zahnstange parallel zur Fahrbahn und wird  $T'$ . Der zweite Anschluss  $U$  der Spurstange dreht sich um die Lenkachse  $EG$  und wird  $U'$ . Bei diesem Beispiel ist kein Nachlaufwinkel vorhanden, daher ist in der Ansicht von hinten die Kreisbahn eine Normale auf die Lenkachse

Bei der Konstruktion der Lenkung müssen also die mittels untenstehender Methoden festgelegten Gelenkspunkte noch fein justiert werden, damit sich die beim Lenken ergebende Istkurve des Lenkwinkels der Wunschkurve (Sollkurve) bestmöglich annähert.

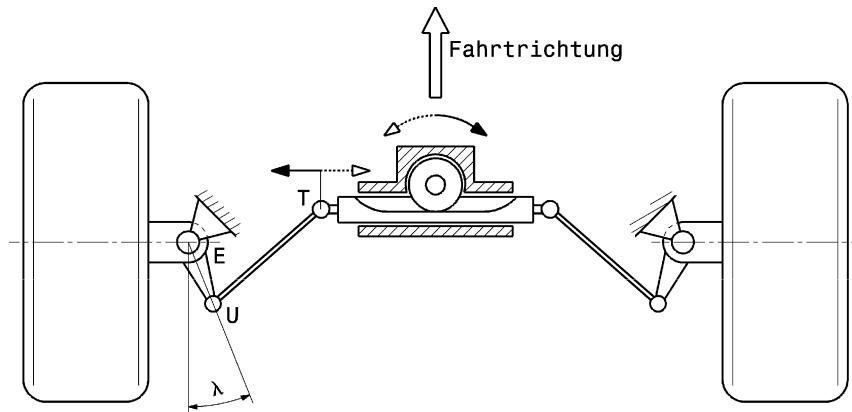
Grundsätzlich bieten sich einige Möglichkeiten an Lenkgetriebe und Lenkgestänge gegenüber der Vorderachse anzurufen. Das Lenkgetriebe kann vor oder hinter der Achse sitzen und unabhängig davon können die Spurhebel nach vorne oder hinten weisen. Das Ritzel, befindet sich über oder unter der Zahnstange. Die Abb. J.50 bis J.52 zeigen prinzipielle Anordnungen mit annähernd gleicher Lenkgeometrie. Die Spurstangen stellen die gelenkige Verbindung zwischen der Zahnstange und den Spurhebeln her und übertragen dabei Zug/Druckkräfte.



**Abb. J.50** Lenkung hinter der Achse. Befindet sich das Lenkgetriebe hinter der Vorderachse, so weisen die Spurhebel nach innen. Das Lenkgetriebe ist asymmetrisch aufgebaut, wie es für zweisitzige Fahrzeuge üblich ist (Linkslenker). Das Ritzel sitzt über der Zahnstange. An den Enden der Zahnstange sind die Spurstangen befestigt



**Abb. J.51** Lenkung hinter der Achse. Das Lenkgetriebe befindet sich hinter und oberhalb der Mittellinie der Vorderachse. Die Spurhebel weisen nach vorn. Damit die Spurstangen trotzdem lange ausgeführt werden können, was aus kinematischen Gründen angestrebt wird, erfolgt die Anbindung an die Zahnstange in der Mitte („Mittenabgriff“). Sind die Spurstangen zu kurz, kommt es zum unerwünschten Eigenlenkverhalten beim Ein- und Ausfedern. Das Ritzel sitzt unter der Zahnstange



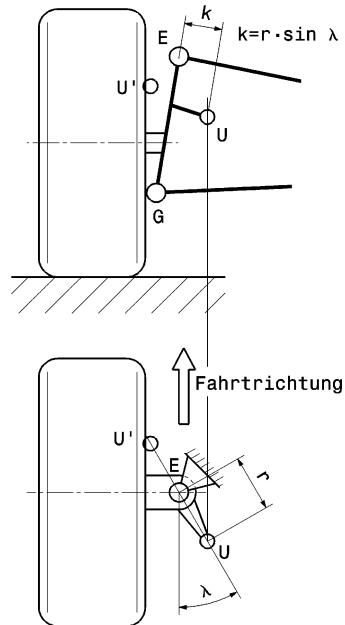
**Abb. J.52** Lenkung vor der Achse. Bei dieser Anordnung liegt das Lenkgetriebe vor der Achse und die Spurhebel weisen nach hinten und innen. Das Ritzel sitzt über der Zahnstange

Beim Ein- und Ausfedern der Räder soll idealerweise keine Vorspuränderung der Räder, also keine Lenkbewegung auftreten. In dem Zusammenhang kommt es auf die Lage der Spurstangen-Gelenkpunkte  $T$  und  $U$  in Bezug zu Rahmen und Fahrwerk an. Erfolgt nämlich beim Federn eine Relativbewegung zwischen den Gelenkpunkten, ist eine Lenkbewegung der Räder die unausweichliche Folge (*bump steering*).

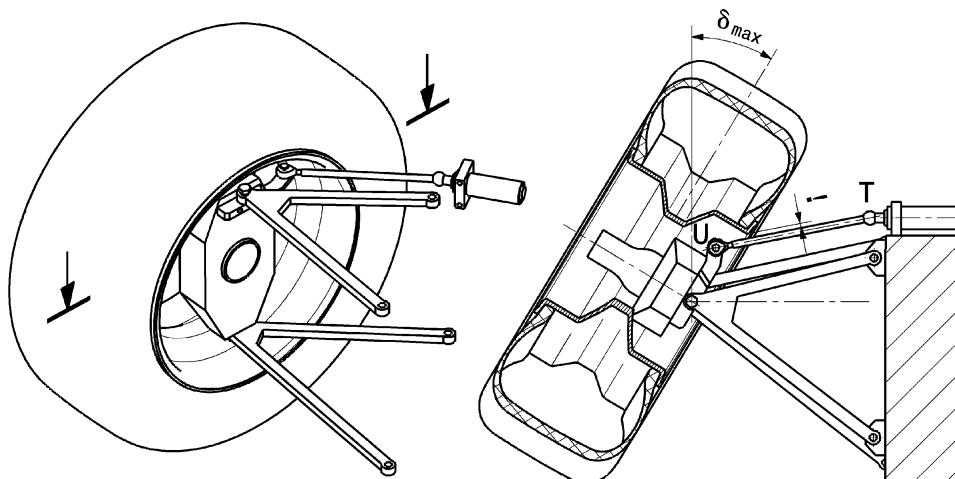
Bevor kinematische Untersuchungen durchgeführt werden, muss der Spurhebel festgelegt werden, Abb. J.53. Übliche Spurhebellängen  $r$  liegen grob im Bereich um 100 mm.

Eine weitere Überlegung zur Lage des Spurhebels und der Spurstange ergibt sich – bei vorne liegenden Spurhebeln – aus dem zur Verfügung stehenden Bauraum innerhalb der Felge. Beim größten Einschlagwinkel der Räder darf es ja zu keiner Kollision zwischen Spurstange und Felge kommen.

**Abb. J.53** Ermittlung des Spurhebelgelenkpunkts  $U$ . Bevor die Lage von Lenkgetriebe und Spurstange festgelegt werden kann, wird die Anbindung an den Spurhebel gebraucht. Der Spurhebel weist nach außen ( $U'$ ) oder innen ( $U$ ), vgl. Abb. J.48, liegt also in der Ansicht von hinten links oder rechts von der Lenkachse  $EG$ . Der Abstand  $k$  kann aus den festgelegten Werten des Winkels  $\lambda$  und der Spurhebellänge  $r$  ermittelt werden



Im Gegenteil – man wird sogar einen Sicherheitsabstand lassen, damit auch trotz Elastizitäten in der Lenkung immer ein Abstand zwischen den Teilen verbleibt, Abb. J.54. Wird ein großer Einschlagwinkel gebraucht, kann es erforderlich sein, den Spurhebel in vertikaler Richtung zur Radmitte hin zu verschieben, wo die Felge den größten Raum frei gibt.



**Abb. J.54** Erforderlicher Freigang des Lenkgestänges. Dargestellt ist das linke Vorderrad. Auch beim größten Einschlagwinkel  $\delta_{\max}$  muss die Spurstange UT einen Abstand zur Felge aufweisen. Der zur Verfügung stehende Platz wird dadurch eingeschränkt. Man erkennt auch, dass der Platz für den Spurhebel umso kleiner wird, je höher er innerhalb der Felge liegt

**Tab. J.3** Abhilfemaßnahmen bei Eigenlenkverhalten, nach [10]

Lenkbewegung beim		Abhilfemaßnahme	
Einfedern	Ausfedern	Verschiebung des Lenkgetriebes	Länge der Zahnstange
Vorspur	Nachspur	Vor der Achse: anheben Hinter der Achse: absenken	-
Nachspur	Vorspur	Vor der Achse: absenken Hinter der Achse: absenken	-
Nachspur	Nachspur	-	Vor der Achse: verlängern Hinter der Achse: kürzen
Vorspur	Vorspur	-	Vor der Achse: kürzen Hinter der Achse: verlängern

Wenn der Spurheelpunkt  $U$  festliegt, muss der zweite Anschluss der Spurstange  $T$  gefunden werden. Dies ist unter anderem mithilfe von Polen möglich, Abb. J.55 bis J.60. Liegt der Anbindungspunkt  $T$  fest, ist auch die Lage des Lenkgetriebes gegeben, denn die gleichnamigen Punkte der anderen Fahrzeugseite ergeben sich ja durch Spiegelung an der Fahrzeugmittenebene. Eine nahe liegende Möglichkeit, das Lenkgetriebe anzutunnen ist die, die Spurstangen mit den Ebenen der oberen oder unteren Dreiecksquerlenker zusammenfallen zu lassen. Liegen dann noch die Anbindungspunkte  $T$  der Zahnstange auf den Drehachsen, kommt es bei Geradeausfahrt zu keiner Lenkbewegung beim Federn, Abb. J.55.

Muss das Lenkgetriebe hoch angeordnet werden, so kann auch die Spurstange über dem oberen Querlenker zu liegen kommen, Abb. J.57.

Liegen die Querlenker in Konstruktionslage parallel, liegt auch die Spurstange parallel dazu, Abb. J.58.

Die Lage der Spurstange kann über die Betrachtung der Pole auch für andere Radaufhängungen herangezogen werden. Die Abb. J.59 und J.60 zeigen die Umsetzung für die radführende Federbeinachse (McPherson). Man erkennt, dass je höher der Anbindungspunkt  $U$  der Spurstange an den Spurhebel liegt, desto weiter wandert der Anlenkpunkt  $T$  an die Zahnstange zur Wagenmitte. Das wiederum kann zu Problemen führen, wenn die Spurweite klein und das Lenkgetriebe lang ist. Im Extremfall bleibt nur noch die Lösung, die Spurstangen nicht an den Enden der Zahnstange, sondern in deren Mitte zu befestigen, vgl. Abb. J.34c.

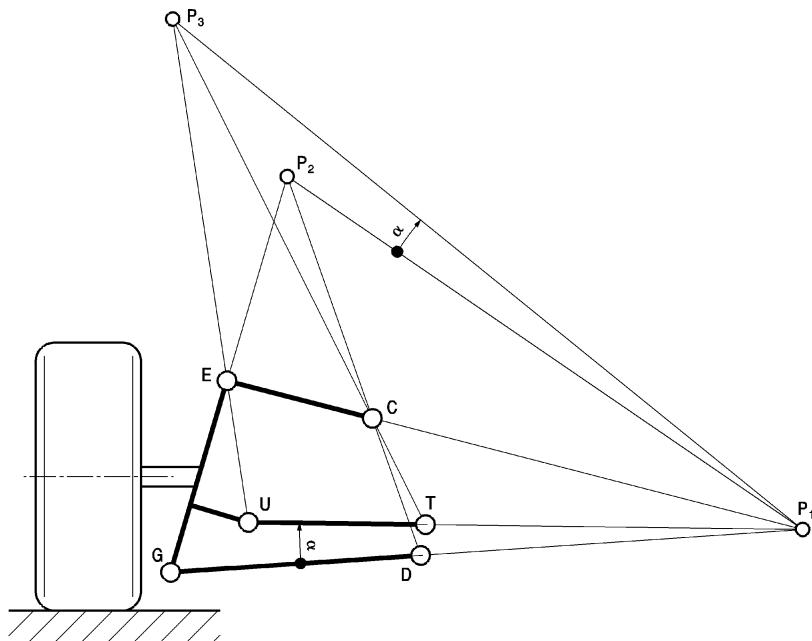
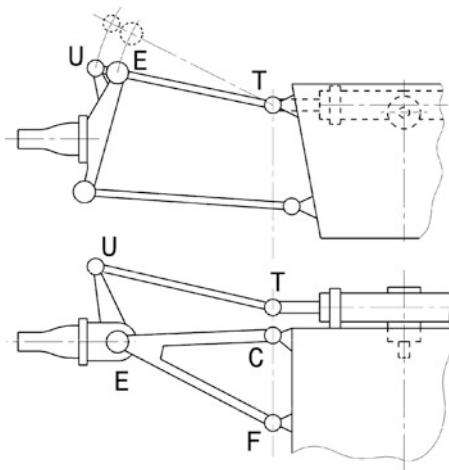
Oben beschriebene Methoden gehen von einem ebenen Modell aus, was bei realen Fahrzeugen kaum vorkommt. Die solchermaßen bestimmten Punkte des Lenkgestänges können somit nur als Anhaltspunkte herangezogen werden. Die genaue Festlegung des Lenkgestänges nimmt der Konstrukteur durch „Probieren“ an Zeichnungen oder am Rechner vor. Damit kommt er schneller ans Ziel als mit aufwändigen Hilfskonstruktionen, die den räumlichen Charakter der Lenkung und des Fahrwerks berücksichtigen [3].

Treten am gebauten Fahrzeug Lenkbewegungen beim Federn auf, so kann das Verhalten durch Verschieben des Lenkgetriebes bzw. durch Längenänderung der Spurstangen verbessert werden, Tab. J.3.

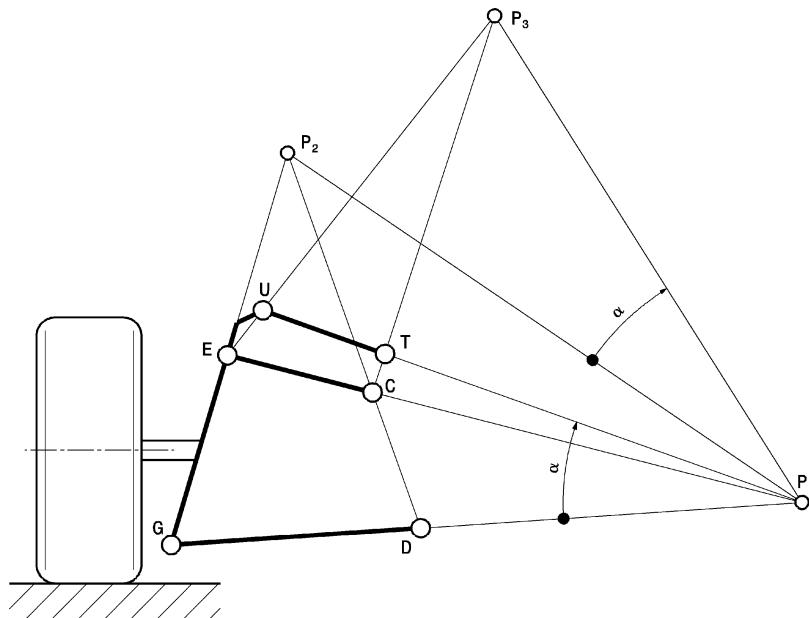
Spurstangen müssen in ihrer Länge feineinstellbar sein, damit Vor/Nachspur und Eigenlenkverhalten (*bump steer*) justiert werden können. Ähnlich wie bei den Druckstäben der Federung ist es auch hier vorteilhaft, wenn dies ohne Zerlegungsarbeit möglich ist. Dazu kann die Spurstange mehrteilig aufgebaut sein und dazwischen ein Verstellgewinde aufweisen, das noch eine entsprechende Sicherung braucht. Die Ausführung für eine typische Pkw-Lenkung zeigt Abb. J.61.

Die Verbindung zu den Spurhebeln wird mit Gelenken mit Kugelzapfen realisiert, wie sie in Kap. H *Fahrwerk 3.3* vorgestellt sind. Der Anschluss an die Zahnstange erfolgt mit an- bzw. einschraubbba-

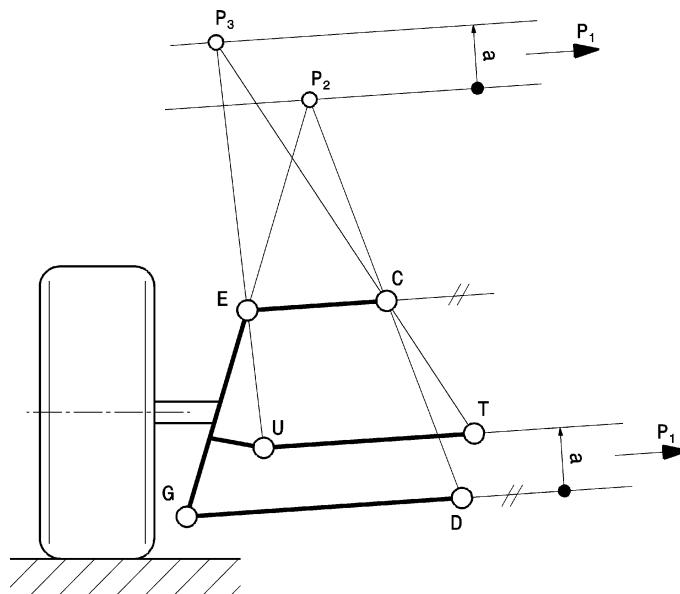
**Abb. J.55** Lage der Spurstangen ohne Eigenlenkerverhalten. Draufsicht (unten) und Ansicht von hinten (oben). Die Spurstange mit den Gelenken  $T$  und  $U$  liegt in der Geradeausstellung in der Ebene des oberen Dreiecksquerlenkers mit den Anbindungspunkten  $E$ ,  $C$  und  $F$ . Das Zahnstangengelenk  $T$  liegt auf der Drehachse  $CF$  des Querlenkers. Auch die Verbindung  $U$  zwischen Spurstange und Spurhebel liegt in der Ebene des Querlenkers



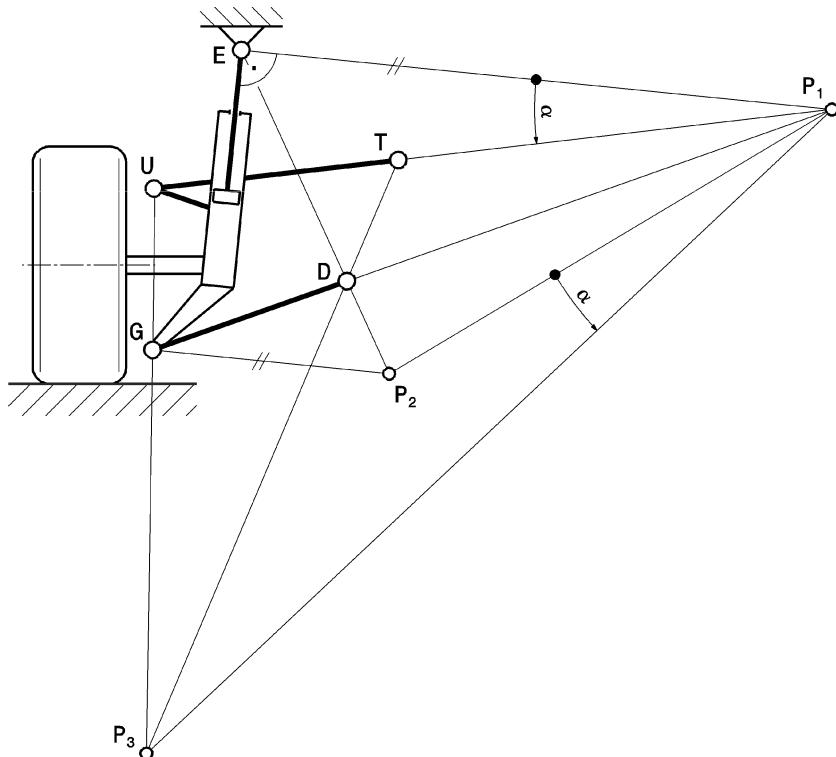
**Abb. J.56** Ermittlung der Spurstangenlage. Bekannt sind die Gelenkpunkte der Querlenker, nämlich  $E$  und  $C$  bzw.  $G$  und  $D$ , sowie der Spurhebelanschluss  $U$ . Damit lässt sich der Pol  $P_1$  ermitteln. Der Pol  $P_2$  ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Geraden  $GE$  und  $DC$ . Anschließend wird der Winkel  $\alpha$  ermittelt, den die Gerade  $UP_1$  mit dem unteren Querlenker  $GD$  einschließt. Die Orientierung des Winkels ausgehend vom Querlenker ist wichtig, denn im selben Sinne muss der Winkel von der Verbindung der Pole  $P_1P_2$  aufgetragen werden. D. h. läge  $U$  unter dem Querlenker, so müsste  $\alpha$  in die andere Richtung von der Strecke  $P_1P_2$  aufgetragen werden. Der Spurstangenpol  $P_3$  folgt aus dem Schnittpunkt der Geraden  $UE$  mit dem zuletzt gezeichneten Winkelschenkel. Nun lässt sich der gesuchte Anschluss  $T$  der Spurstange festlegen. Er ergibt sich aus dem Schnitt von  $P_3C$  mit  $P_1U$



**Abb. J.57** Ermittlung der Spurstangenlage. Die Vorgehensweise in dem Bild ist jene aus Abb. J.56. Der einzige Unterschied liegt in der Anordnung des Spurhebels  $UE$ . Er ist oberhalb des oberen Querlenkers  $EC$  angebracht und weist nach hinten innen. Damit ergibt sich auch die Anbindung  $T$  an die Zahnstange oberhalb des Querlenkers



**Abb. J.58** Ermittlung der Spurstangenlage. Die Vorgehensweise in dem Bild entspricht weitgehend jener aus Abb. J.56. Die Gelenkspunkte  $E$ ,  $C$  und  $G$ ,  $D$  sind also ebenso bekannt wie der Spurhebelanschluss  $U$ . Nur ist im vorliegenden Fall der Pol  $P_1$  bei parallelen Querlenkern ein Fernpunkt. Zur Bestimmung von  $P_3$  wird nun die Gerade  $UE$  mit einer Parallelen im Abstand  $a$  (Orientierung, also nach oben oder unten, wieder wichtig wie im Abb. J.56) von  $P_2$  geschnitten. Mit dem Spurstangenpol  $P_3$  folgt der Zahnstangenanlenkpunkt  $T$  direkt aus dem Schnitt der Geraden  $P_3C$  mit der Spurstange

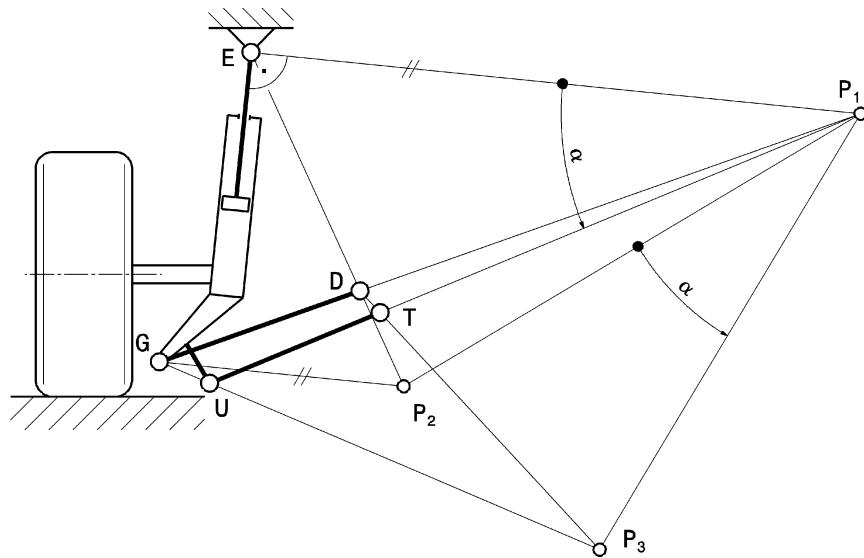


**Abb. J.59** Ermittlung der Spurstangenlage an McPhersonachse. Bei dieser McPhersonachse liegt der Spurhebel mit seinem Anschluss  $U$  oberhalb und vor der Vorderachse. Neben dem Schwenklager mit den Gelenken  $E$  und  $G$  ist auch der Querlenker  $GD$  gegeben. Mit dem karosseriefesten Lager  $E$  und dem Querlenker wird der Querpunkt  $P_1$  konstruiert.  $P_1$  ist der Schnittpunkt der Normalen auf die Bewegungsrichtung des Dämpferbeins mit dem verlängerten Querlenker. Der Pol  $P_2$  ergibt sich nun aus dem Schnitt einer Parallelen zum Polstrahl  $P_1E$  durch  $G$  und der Geraden  $ED$ . Der Winkel  $\alpha$  wird von der Geraden  $P_1P_2$  im gleichen Sinne wie der gemessene Winkel zwischen  $P_1E$  und  $P_1U$  aufgetragen. Mit der Geraden  $UG$  lässt sich dann der Pol  $P_3$  konstruieren. Mit dem Spurstangenpol  $P_3$  folgt direkt der zweite Spurstangenpunkt  $T$ , weil er auf der Geraden  $P_3D$  liegt

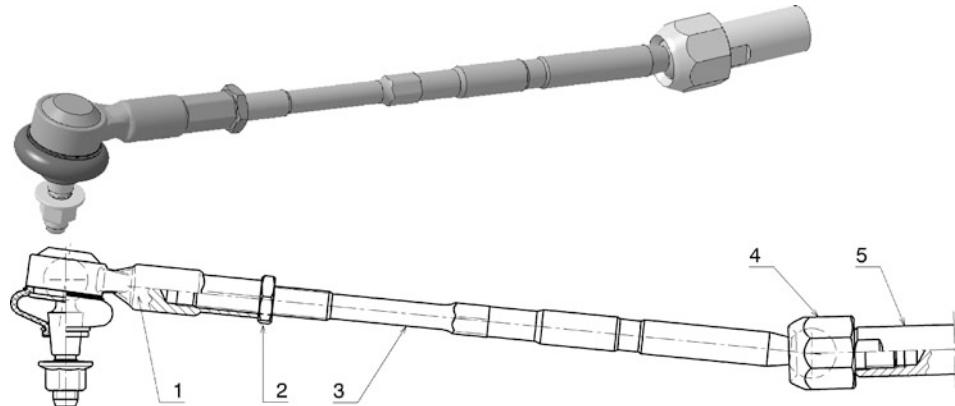
ren Kugelgelenken, die die räumliche Bewegung zwischen Lenkgetriebe und Spurhebel zulassen und trotzdem in Längsrichtung steif genug sind für eine hohe Lenkpräzision. Abbildung J.62 zeigt mögliche Ausführungsformen.

Bei Rennfahrzeugen bieten sich Spurstangenanbindungen über Gelenkköpfe an. Die Spurstange selbst kann als gerades Rohr ausgeführt werden mit einer Gabel oder einem Einschraubgewinde am Ende für ein Gelenklager. Das Zahnstangenende weist dann zur Gelenksverbindung jeweils das Gegenstück auf. Die Längenverstellung erfolgt über Links-Rechtsgewindefunktionen so wie bei den Druckstäben des Fahrwerks (siehe Kap. H Fahrwerk 7.2 Bauteile von Doppelquerlenkerachsen), Abb. J.63.

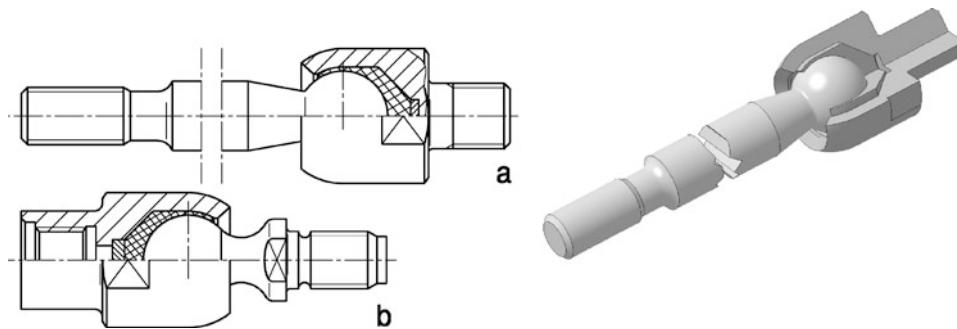
Das Achslager (*axle bearing*), das auch die Radlasten überträgt, muss ausreichend dimensioniert sein und entsprechend viele Freiheitsgrade aufweisen. Es muss den maximalen Radlenkwinkel ermöglichen und gleichzeitig die Hubbewegung des Rads zulassen. An dieser Stelle bieten sich Gelenklager an, die sich durch einen besonders großen Schwenkwinkel auszeichnen, Abb. J.64. Eine ausgeführte Lenkung eines Formelfahrzeugs ist in den Abb. J.65 und J.66 zu sehen.



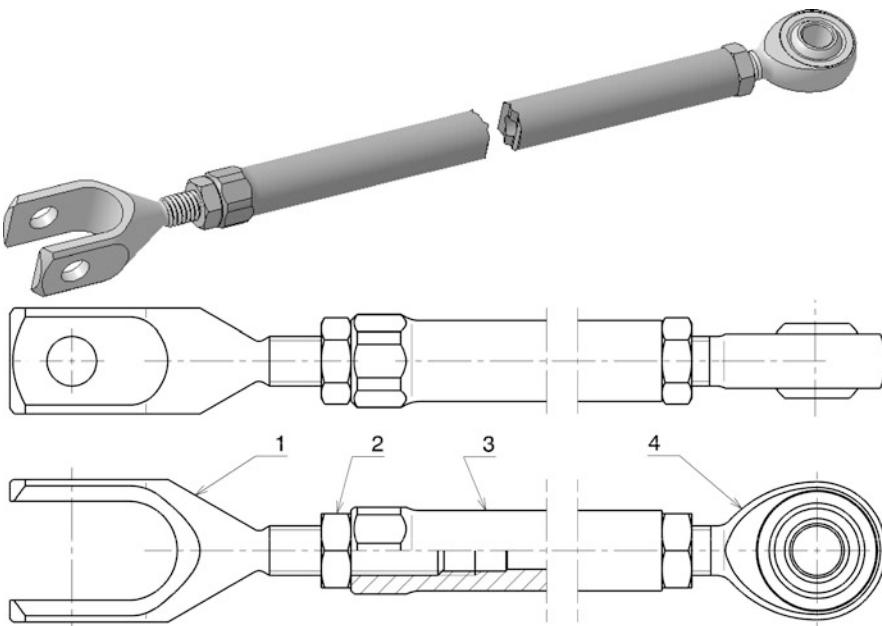
**Abb. J.60** Ermittlung der Spurstangenlage an McPhersonachse. Die Vorgehensweise zur Bestimmung des zweiten Spurstangenpunkts  $T$  ist gleich wie im vorhergehenden Bild. Nur die Anordnung des Spurhebels ist anders gewählt. In vorliegender Anordnung weist er nämlich nach innen und dabei kann sein Anlenkpunkt  $U$  zur Spurstange auch unter dem Querlenkeranschluss  $G$  liegen



**Abb. J.61** Spurstange eines Pkw. Abgebildet ist eine Spurstange, die ein Zahnstangenende mit dem Spurhebel verbindet. 1 Kugelgelenk zum Spurhebel *ball joint*, 2 Kontermutter *lock nut*, 3 Spurstange *tie rod*, 4 Einschraubanschluss an Zahnstange *screw-in joint to rack*, 5 Zahnstange *rack*



**Abb. J.62** Kugelgelenkanschlüsse für Zahnstangen. Diese Anschlüsse sind für Zahnstangengetriebe mit Seitenantrieb. **a** Gehäuse wird in die Zahnstange eingeschraubt, **b** Kugelzapfen wird in die Zahnstange eingeschraubt



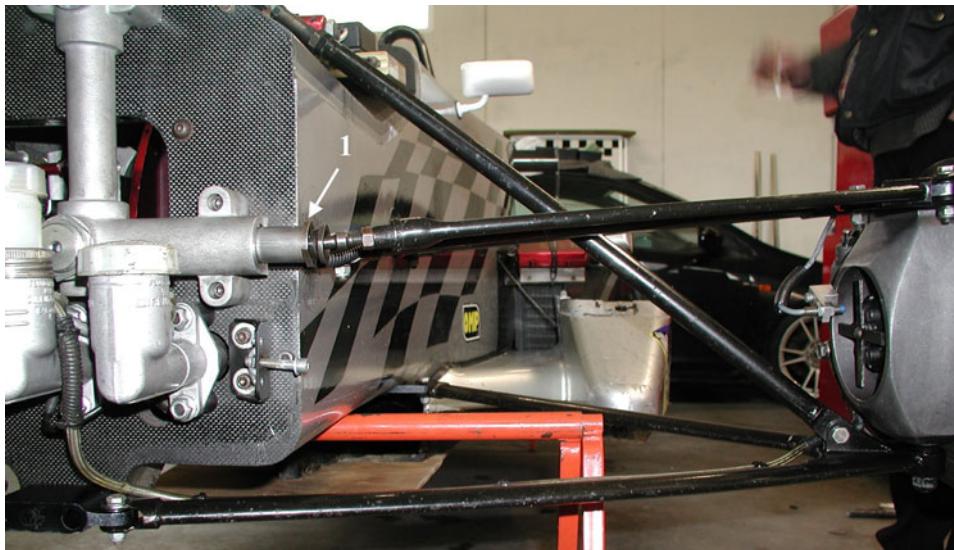
**Abb. J.63** Spurstange eines Rennfahrzeugs. Die Spurstange ist mehrteilig aufgebaut und besteht aus einer Gabel (1), einem Rohrstück (3) und einem Gelenkkopf (4). Die beiden Gewinde an der Gabel und dem Gelenkkopf sind je ein Links- und ein Rechtsgewinde. So lässt sich die Vorspur durch drehen des Rohrstocks (3) stufenlos einstellen. Die Verbindung wird mit Kontermuttern (2) gesichert. Die Gabel kann natürlich auch in das Zahnstangenende eingeschraubt werden. Die Spurstange trägt in dem Fall beidseits einen Gelenkskopf. 1 Gabel clevis, 2 Kontermutter lock nut, 3 Rohrstück tube, 4 Gelenkkopf rod end



**Abb. J.64** Achslager an einem Querlenker mit Druckstabanbindung (Reynard D94 F3000). Dargestellt ist das rechte Vorderrad. Als Traglager *supporting joint* (hier unteres Lager) ist ein Gelenkkolger mit erweitertem Schwenkbereich, d. h. zylindrische Ansätze am Innenring, verbaut. Das Lager ist aufrecht angeordnet, damit es die Radlasten vorteilhaft als Radialkräfte zur Druckstreu überträgt



**Abb. J.65** Vorderradaufhängung eines Rennfahrzeugs (Formel Renault 2000), linke Fahrzeugseite. Die Spurstange (1) liegt am Anschlag des Lenkgetriebes an (nicht zu sehen im Bild), d. h. der maximale Lenkwinkel nach rechts (ca. 16°) ist zu sehen. Der Anlenkpunkt des Lenkhebels für die Spurstange realisiert mit dem Gelenkspunkt des oberen Querlenkers ein Lenktrapez



**Abb. J.66** Ansicht des Fahrzeugs aus dem obigen Bild von vorne (linke Fahrzeugseite). Die Spurstange liegt in der Ebene des oberen Querlenkers. Der Bund (1) an der Zahnstange stellt den Anschlag der Lenkbewegung dar

## 6 Lenkungsschwingungen Shimmy (*Vibrations of the Steering System*)

Das Lenksystem besteht aus mehreren Massen, die beweglich miteinander gekoppelt sind und zum restlichen Fahrzeug zumindest einen Freiheitsgrad aufweisen. Dieses System ist also schwingungsfähig. Tatsächlich machen sich vornehmlich zwei Arten von Schwingungen bemerkbar. Einmal die Lenkunruhe als Schwingung im Bereich der Eigenfrequenzen der ungefederten Massen, also bei 10 bis 15 Hz. Zum anderen das Schlingern im Bereich der Wankfrequenz des Fahrzeugs. Diese liegt etwa bei 2 Hz [3].

**Lenkunruhe Niggle.** Die Anregung erfolgt durch die rotierenden Räder, also durch Unwuchten von Rad und Reifen sowie durch ungleiche Reifensteifigkeiten. Die Reifensteifigkeit wirkt auf die Lenkung wie die Radlast über den Radlasthebelarm  $q$ . Je kleiner also der Hebelarm  $q$  ausfällt, desto geringer ist der Einfluss von Radlastschwankungen auf die Lenkung. Unwuchten wirken in der gesamten Radebene und auch als Deviationsmomente. Sie greifen also über den Radlasthebelarm und über den Spreizungsversatz an der Lenkachse an.

**Schlingern Roll.** Das Schlingern ist im Grunde eine Drehschwingung des Lenkrads um seine Drehachse. Das polare Massenträgheitsmoment eines Lenkrads an sich ist zwar klein, im schwingfähigen Lenksystem wirkt es aber über die Lenkübersetzung. Bei der reduzierenden Energiebetrachtung ( $E = 0,5 \cdot J_H \omega_H^2$ ) des Lenksystems auf eine Bezugswinkelgeschwindigkeit geht dabei die Übersetzung zum Quadrat ein ( $E_{\text{red}} = 0,5 \cdot J_H i_S^2 \omega_{\text{Bezug}}^2$ ). Je nach Lenkübersetzung können so einflussreiche Werte in der Größenordnung des Trägheitsmoments des Fahrzeugs um die Gierachse wirksam werden. Es liegt demnach nahe, ein Lenkrad mit möglichst kleinem Massenträgheitsmoment vorzusehen. Das

hebt die Eigenfrequenz, bei der Schlingern auftritt, an. Ein Nachteil dabei ist, dass ein solches Lenkrad auch die Lenkunruhe weniger „filtert“, also für den Fahrer spürbarer weitergeht.

**Lenkungsdämpfer steering damper.** Wie bei jedem schwingungsfähigen System können auch in der Lenkung Dämpfer zwischen- oder dazu geschaltet werden. Bei Pkw gab es Lösungen mit elastischen Elementen zwischen den Spurstangen und den Spurhebeln, aber die Lenkpräzision leidet merklich unter solchen Einbauten [9] und diese Systeme vergrößern auch die beteiligten Massen.

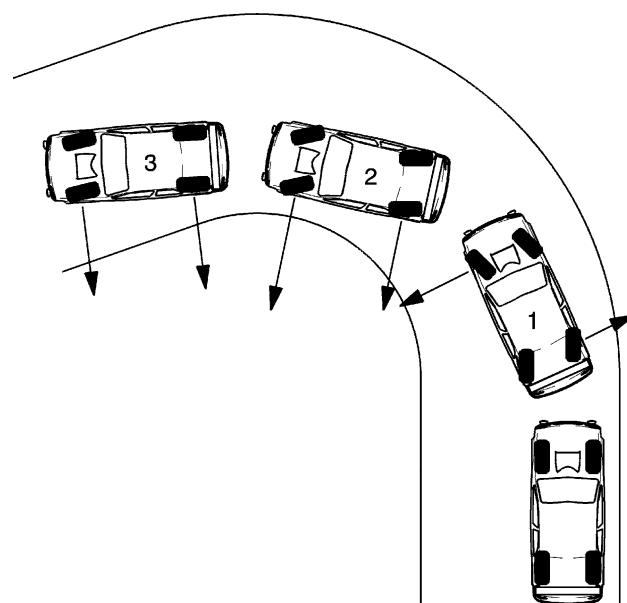
Parallelgeschaltete Lenkungsdämpfer helfen das Schlingern zu hemmen. Die Wirkfrequenz der Lenkunruhe liegt im Allgemeinen zu hoch für übliche Lenkungsdämpfer. Für diesen Anwendungsfall sprechen sie viel zu träge an.

Als Lenkungsdämpfer kommen drucklose Einrohrdämpfer (vgl. Kap. H.5.2 Fahrwerk) zum Einsatz. Der Einbau erfolgt in aller Regel liegend und Lenkungsdämpfer dürfen ja keine Kolbenstangen-Ausfahrkraft aufweisen, wie sie bei Gasdruckdämpfern prinzipbedingt vorliegen. Sonst würde die Lenkung durch den Dämpfer zur Druckseite hin einschlagen.

## 7 Allradlenkung Four Wheel Steering

Elastokinematische Hinterradaufhängungen bei Pkw zielen meist darauf ab, untersteuerndes Fahrverhalten sicherzustellen, z. B. beim Bremsen in der Kurve. Solche gewollten Vorspuränderungen eines Rads sind natürlich reifenkraftabhängig, arbeiten nur in kleinsten Winkelbereichen und helfen nur bei hohen Geschwindigkeiten. Der Gedanke liegt da nahe, die Hinterräder gezielt zu Lenken und bei hohen sowie niedrigen Tempo einen Nutzen zu erzielen. Der Aufwand ist dabei allerdings enorm: So muss der Lenkwinkel unter anderem von der Fahrgeschwindigkeit abhängig geregelt werden. Zusätzliche Eingangsgrößen sind der Lenkradwinkel und die Giergeschwindigkeit des Wagens. Aus Sicherheitsgründen müssen die Werte mehrfach am besten mit unterschiedlichen Methoden er-

**Abb. J.67** Verlauf der Radeinschläge mit Zusatzlenkung, nach Nissan [5]. Die Stellung der Hinterräder ist nicht direkt an den Einschlag der Vorderräder gekoppelt, sondern richtet sich nach dem Fahrzustand. 1 Einlenken: Durch gegensinnigen Einschlag der Hinterräder wird die für eine stabile Kurvenfahrt nötige Giergeschwindigkeit rascher erreicht. 2 Kurvenfahrt: Stabile Kurvenfahrt mit den größeren Seitenkräften an den Vorderrädern. 3 Auslenken: Die Seitenkräfte an der Vorderachse werden reduziert



fasst werden. Ein elektronisches Steuergerät ermittelt aus diesen Eingangsgrößen den Fahrzustand und berechnet den optimalen Hinterradlenkwinkel. Dieser wird von einem Aktuator eingestellt und von einem Wegsensor kontrolliert und an das Steuergerät zurück gemeldet.

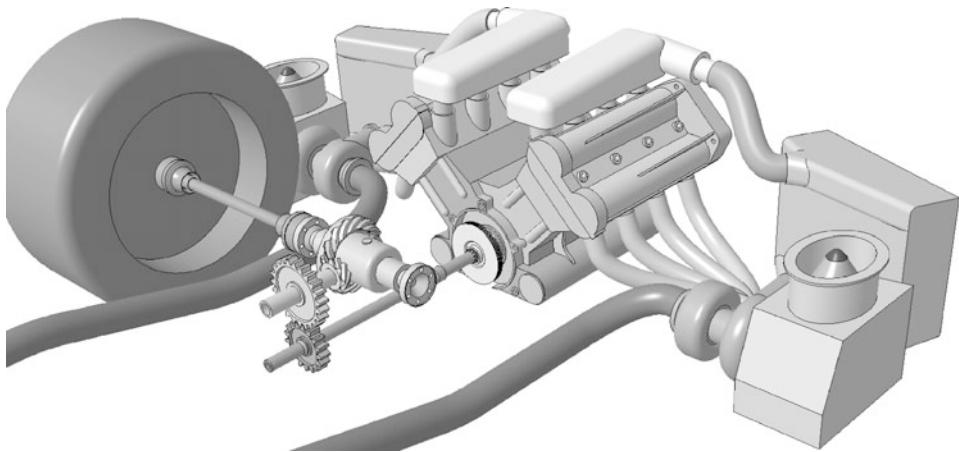
Der Aufwand scheint zu lohnen, weil einige Pkw-Hersteller schon solche Systeme in Serie gebracht haben (Honda, Nissan, Mazda, Toyota Ende der 1980 Jahre und jüngst Nissan 2009). Solche Systeme werden allgemein als Zusatzlenkanlage (*auxiliary steering equipment*) bezeichnet. Beim Pkw stabilisiert die Hinterachse beim schnellen Spurwechsel mit gleichsinnigem Lenken zu den Vorderrädern und hilft beim Einparken den Lenkaufwand zu verringern, indem die Hinterräder gegensinnig zu den vorderen einschlagen. Mit einer Zusatzlenkung kann auch die Seitenkraftaufteilung bei Kurvenfahrt verbessert werden, Abb. J.67.

Auch bei Rennfahrzeugen kann eine Allradlenkung lohnen. Sie kann etwa das Problem des Leistungsuntersteuerns beheben, das bei stark motorisierten Fahrzeugen mit enormen Reifengrip der Hinterräder auftritt. Die angetriebenen Hinterräder übernehmen so die Hauptwirkung beim Lenken für die überforderten Vorderräder [10]. Die Zusatzlenkung hilft auch den Zielkonflikt bei der Festlegung des Radstands zu lösen. Bei langen Radständen wird die Wendigkeit in engen, langsamen Kurven durch das Mitlenken der Hinterräder erhöht, ohne dass der Vorteil eines langen Radstands auf schnellen Geraden verloren geht indem die Hinterräder nicht mehr gelenkt werden.

---

## Literatur References

1. Hamm, Burk: Tabellenbuch Fahrzeugtechnik, 19. Aufl. Holland + Josenhans, Stuttgart (1997)
2. Tremayne, D.: Formel 1, Technik unter der Lupe. Motorbuch, Stuttgart (2001)
3. Matschinsky, W.: Radführungen der Straßenfahrzeuge, 2. Aufl. Springer, Berlin (1998)
4. Voigt, T.: Tourenwagen Story '98. Sportverlag, Hamburg (1998)
5. Henker, E.: Fahrwerktechnik. Vieweg, Wiesbaden (1993)
6. Betzler, J.: Fahrwerktechnik Grundlagen. In: Reimpel, J., Betzler, J. (Hrsg.) Fahrwerktechnik: Grundlagen. 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
7. Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 19. Aufl. VDI, Düsseldorf (1984)
8. Ludvigsen, K.: Mercedes Benz Renn- und Sportwagen, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1999)
9. Milliken, W.F.: Chassis design: principles and analysis, "Based on previously unpublished technical notes by Maurice Olley". Society of Automotive Engineers, Warrendale (2002)
10. Staniforth, A.: Competition Car Suspension, 3. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
11. Heißing, B.: Moderne Fahrwerksauslegung. Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe, Graz, 12. Mai 2004
12. BMW Williams, 2001. Ausstellungsfahrzeug Motorfestival, Graz, April 2003.
13. N. N.: Der neue Audi A3. Sonderausgabe ATZ/MTZ. April (2003)
14. Piola, G.: Formel 1. Copress, München (2001)
15. Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
16. Arrows A20 Formel 1, Baujahr 2000. Daten ermittelt bei Fa. Leitgeb Motorsport. Wels, November 2003
17. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
18. Heathershaw, A.: Variable Ratio Steering Development for Formula. AutoTechnology 1, 38 (2005). GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden
19. Achleitner, A.: Der neue Porsche 911 Carrera, Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe. Wien, April 2005
20. N. N.: ZF-Servolectric, Informationsschrift der ZF Lenksysteme GmbH. Schwäbisch-Gmünd (2003)
21. Scoltock, J.: World Rally Championship, Racing on a budget. Automotive Engineer 6, 14–16 (2011)
22. Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Aufl. Springer, Berlin (2004)



Ein starker Motor ist für ein Rennfahrzeug ebenso wichtig wie ein zuverlässiger Antriebstrang. Noch wichtiger ist allerdings, dass die Leistung des Motors auch effizient auf die Fahrbahn gebracht wird, damit das Fahrzeug die gewünscht hohen Fahrleistungen zeigen kann. Dafür ist das abgestimmte Zusammenspielen von Motor und Antriebstrang entscheidend. Der Motor arbeitet nur einem bestimmten – bei hochgezüchteten Triebwerken meist äußerst schmalen – Drehzahlband. Die Antriebsräder müssen aber in einem großen Drehzahlbereich für den Vortrieb sorgen. Das Getriebe ist die Baugruppe, die zwischen Motor und Fahrbahn vermittelt. Damit es das möglichst wirkungsvoll schafft, müssen die zu überwindenden Fahrwiderstände und die zur Verfügung stehende Motorleistung aufeinander abgestimmt werden.

## 1 Leistungsbedarf *Power Demand*

**Kraftschluss, Reifenkräfte  $F_W$  *Grip, Tyre Forces*.** Die maximale Kraft  $F_{rsl}$ , die ein Reifen übertragen kann, hängt vereinfacht dargestellt von der Radlast  $F_{W,z}^1$  und von den Reibungsverhältnissen zwischen Reifen und Fahrbahn ab.

$$F_{rsl} = \mu_w \cdot F_{W,z} \quad (\text{K.1})$$

$F_{rsl}$  resultierende Reifenkraft, N

$\mu_w$  resultierende Haftreibungszahl, –. Werte siehe Tab. K.1

$F_{W,z}$  Radlast, N

Man erkennt in Tab. K.1, dass auf trockener Fahrbahn die abgenutzten Reifen durchwegs höhere Haftreibung aufweisen als neue. Noch besser sind profillose Reifen (Slicks), die im warmen Zustand Werte um 1,5 bis 2,2 erreichen. Genaueres siehe Abschn. G.2.3 *Einfluss auf das Fahrverhalten*.

<sup>1</sup> Zum verwendeten Koordinatensystem siehe Anhang

**Tab. K.1** Haftreibungszahlen  $\mu_W$  von Reifen auf Straßendecken, nach [2]

Fahrge- schwin- digkeit $v_V$ km/h	Reifen- zustand	Straßenzustand			
		trocken	nass, Wasser- höhe ca. 0,2 mm	starker Regen, Wasser- höhe ca. 1 mm	Pfützen, Wasser- höhe ca. 2 mm
50	neu abgenutzt <sup>1)</sup>	0,85 1	0,65 0,5	0,55 0,4	0,5 0,25
90	neu abgenutzt <sup>1)</sup>	0,8 0,95	0,6 0,2	0,3 0,1	0,05 0,05
130	neu abgenutzt <sup>1)</sup>	0,75 0,9	0,55 0,2	0,2 0,1	0 0

<sup>1)</sup> abgenutzt auf  $\geq 1,6$  mm Profilhöhe (Mindestwert nach § 36.2 StVZO)

Die maximale Umfangskraft  $F_{W,X}$  und Seitenkraft  $F_{W,Y}$  ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} F_{W,X,\max} &= \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z} \\ F_{W,Y,\max} &= \mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z} \end{aligned} \quad (\text{K.2})$$

$F_{W,X,\max}$  maximale Umfangskraft, N

$F_{W,Y,\max}$  maximale Seitenkraft, N

$\mu_{W,X}$  Haftreibungszahl in Längsrichtung, –

$\mu_{W,Y}$  Haftreibungszahl in Querrichtung, –

Treten Umfangs- und Seitenkräfte gleichzeitig an einem Rad auf, so kann die resultierende Kraft die maximal mögliche Kraft  $F_{rsl}$  nicht überschreiten:

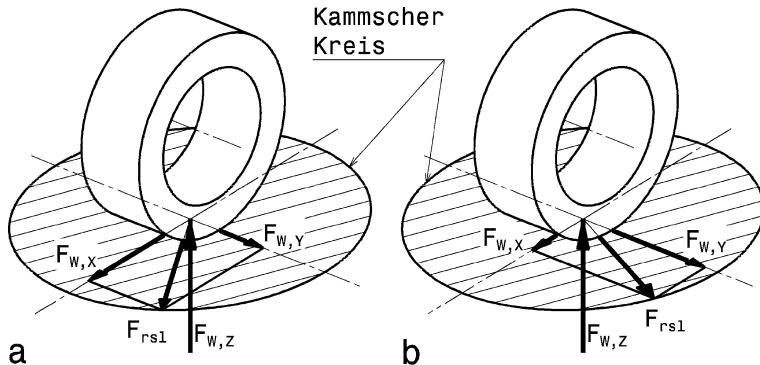
$$F_{rsl} \geq \sqrt{F_{W,X}^2 + F_{W,Y}^2} \quad (\text{K.3})$$

$F_{rsl}$  Gesamtkraft am Reifen auf der Fahrbahn, N

Durch diese Tatsache wird der Vorteil eines Allradantriebs offensichtlich, Abb. K.1. Die erforderliche Antriebskraft für ein Fahrzeug teilt sich bei Einachsantrieb auf zwei und bei Allradantrieb auf vier Räder auf. Die erforderliche Umfangskraft eines Reifens ist daher bei Allradantrieb genau die Hälfte der Umfangskraft bei Einachsantrieb. Bei gleicher Gesamtantriebskraft kann das Allradfahrzeug somit größere Seitenkräfte aufbauen.

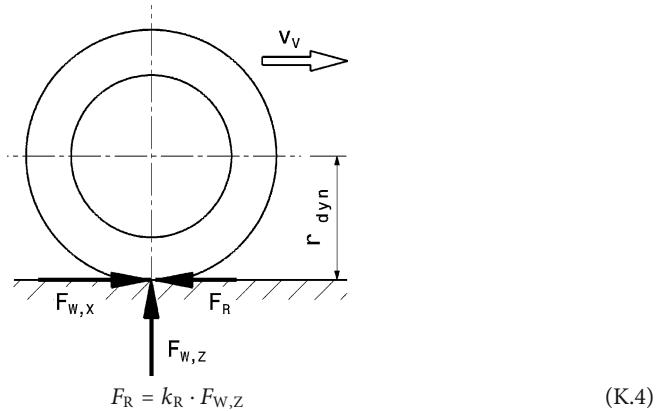
Der Motor treibt die Räder an und diese müssen mit den übertragbaren Kräften die Fahrwiderstände überwinden, damit das Fahrzeug fahren und beschleunigen kann. Die Widerstände setzen sich zusammen aus:

- Rollwiderstand
- Schräglaufriderstand
- Luftwiderstand
- Steigungswiderstand
- Beschleunigungswiderstand.



**Abb. K.1** Kräfte am Reifen an der Haftgrenze. **a** Einachsanhänger *single-axle drive*, **b** Allradantrieb *all-wheel-drive*. Die X-Richtung weist in Fahrtrichtung. Der Kamm'sche Kreis stellt die maximal übertragbare Kraft  $F_{rs1}$  in sämtlichen Richtungen dar, d. h. die Vektorsumme aus Umfangskraft  $F_{W,X}$  und Seitenkraft  $F_{W,Y}$  kann den Kreis nicht überragen. Dadurch ist die Größe beider Kräfte voneinander abhängig.

**Rollwiderstand  $F_R$  Rolling Resistance.** Durch die Deformation des Reifens beim Abrollen und die ungleichmäßige Druckverteilung im Latsch entsteht eine Kraft, die der Bewegungsrichtung des Fahrzeugs entgegenwirkt (genaueres siehe Abschn. G.2.3). Diese Kraft hängt in erster Linie von der Radlast ab:



$F_R$  Rollwiderstand, N

$k_R$  Rollwiderstandsbeiwert, –

Werte siehe Tab. K.2 und Abb. K.2

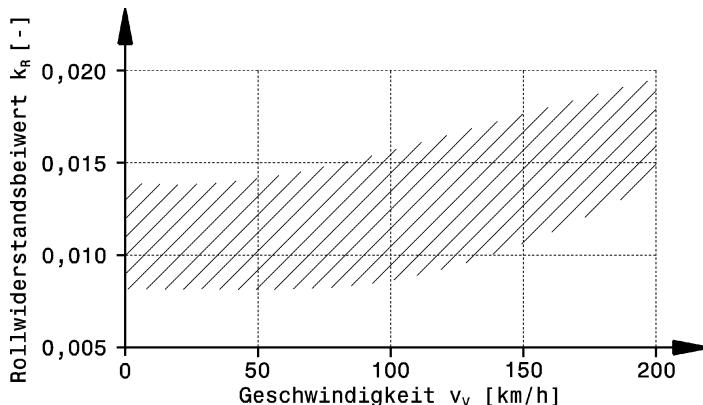
Mit steigender Fahrgeschwindigkeit nimmt der Rollwiderstand zu, bis etwa 60 km/h kann er als konstant angenommen werden.

Bei Rennfahrzeugen mit hohem aerodynamischen Abtrieb bewirkt die geschwindigkeitsabhängige Luftkraft  $F_{L,Z}$  (siehe Kap. E, insbesondere (E.3)) auch eine Erhöhung des Rollwiderstands, weil diese zur Radlast  $F_{W,Z}$  hinzukommt.

Der Rollwiderstand kann auch in gewissen Grenzen mit dem Setup beeinflusst werden. Die einfachste Möglichkeit bietet der Reifenfülldruck. Aber auch die Radstellung ist bedeutend. Durch

**Tab. K.2** Richtwerte für Rollwiderstandsbeiwerte, nach [1]

Fahrbahn	Rollwiderstandsbeiwert $k_R$
starr	
Asphalt	0,010
Beton, glatt	0,011
Beton, rau	0,014
verformbar	
Erdweg, gut	0,045
Erdweg, schlecht	0,160
loser Sand	0,150 bis 0,300



**Abb. K.2** Rollwiderstand als Funktion der Fahrgeschwindigkeit. Der *obere Bereich* des Wertebands gehört zu HR, VR und WR Radial-Reifen, der *untere Bereich* entspricht Radial-ECO-Reifen

Vorspurstellung der Räder nimmt der Rollwiderstand zu und zwar um etwa 1 % je  $10'$  Vorspurwinkel  $\delta_{V,0}$  eines Rads [5]. Eine Nachspurstellung verringert den Rollwiderstand hervorgerufen durch negativen Sturz, Näheres siehe Kap. H *Fahrwerk*.

**Schräglaufwiderstand  $F_\alpha$  Resistance Due to Tyre Slip.** Ein rollender Reifen, der eine Seitenkraft überträgt, wird von den Reibungskräften deformiert. Dadurch fallen die Bewegungsrichtung des Reifens und seine Mittelebene nicht mehr zusammen, wie es beim Geradeauslauf der Fall ist. Bewegungsrichtung und Mittelebene schließen den so genannten Schräglauftwinkel ein (genauereres siehe Kap. G *Reifen und Räder*). Der Bewegungsrichtung wirkt dann eine Kraftkomponente der Seitenkraft entgegen, der Schräglauftwiderstand.

$$F_\alpha = k_\alpha \cdot F_{W,Z} \quad (\text{K.5})$$

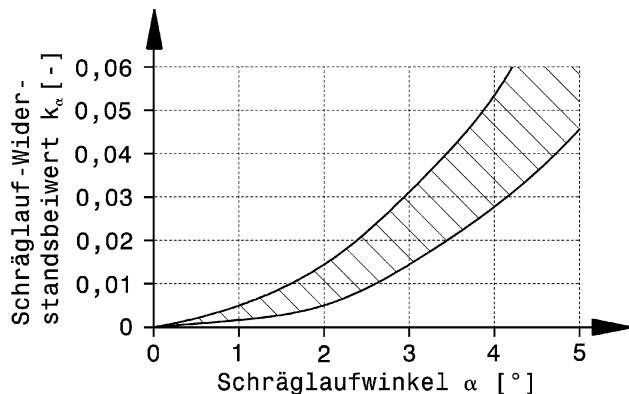
$F_\alpha$  Schräglauftwiderstand, N

$k_\alpha$  Schräglauftwiderstandsbeiwert, -. Werte: Abb. K.3

$F_{W,Z}$  Radlast, N

Der Schräglauftwiderstand wird auch bewusst zum Bremsen eingesetzt. Auf den Ovalkursen der nordamerikanischen NASCAR und Indy-Serie ist in den (überhöhten) Kurven der Geschwindigkeitsabfall so gering, dass viele Fahrer ohne den Fuß vom Gas zu nehmen die Kurve durchfahren. Statt

**Abb. K.3** Schräglaufwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel [8]. Man erkennt, dass ab etwa  $2^\circ$  Schräglaufwinkel ähnliche große Widerstände vorliegen wie durch den Rollwiderstand bei Geradeausfahrt



eines Bremsmanövers provozieren sie mit entsprechendem Lenkwinkel einen erhöhten Schräglaufwiderstand.

**Luftwiderstand  $F_L$  Drag.** Der Luftwiderstand hängt hauptsächlich vom Staudruck, den das Fahrzeug in der Luft hervorruft, und von der Spantfläche ab:

$$F_L = \frac{1}{2} \rho_L \cdot c_w \cdot A_V \cdot v_L^2 \quad (\text{K.6})$$

$F_L$  Luftwiderstand, N

$\rho_L$  Dichte der Luft, kg/m<sup>3</sup>.  $\rho_L = 1,199 \text{ kg/m}^3$  bei einer Temperatur von  $20^\circ\text{C}$ , einem Luftdruck von 1,013 bar und einer rel. Luftfeuchte von 60 %

$c_w$  Luftwiderstandsbeiwert, –

$A_V$  Querspanfläche, m<sup>2</sup>

$v_L$  Anströmgeschwindigkeit, m/s. Bei Windstille gilt  $v_L = v_V$ . Mit  $v_V$  Fahrgeschwindigkeit.

Die Anströmgeschwindigkeit  $v_L$  ist auf das fahrende Fahrzeug übertragen die geometrische Summe aus der Windgeschwindigkeit und der entgegen der Fahrtrichtung wirkenden Fahrgeschwindigkeit  $v_V$ .

Die Luftdichte für andere Temperaturen und Drücke kann näherungsweise mit der idealen Gasgleichung ermittelt werden:

$$\rho_L = \frac{p_0}{R_L \cdot T_L}$$

$p_0$  Luftdruck, bar

$R_L$  Gaskonstante der Luft, J/(kg K).  $R_L \approx 287 \text{ J/(kg K)}$

$T_L$  (absolute) Temperatur der Luft, K

Genauere Werte für die Luftdichte liefert der Zusammenhang über die Luftfeuchte:

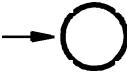
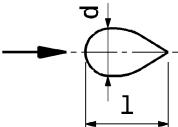
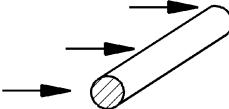
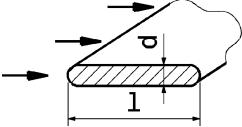
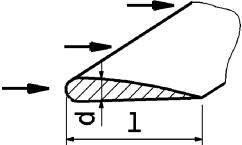
$$\rho_L = \frac{349 \cdot p_0 - 131 \cdot p_e}{T_L}$$

$p_e$  Teildruck des in der Luft enthaltenen Wasserdampfes, bar.  $p_e = p_{e,\max} \cdot U/100$

$p_{e,\max}$  maximaler Dampfdruck bei  $T$ , bar

$U$  relative Luftfeuchte, %

**Tab. K.3** Luftwiderstandszahlen [2]

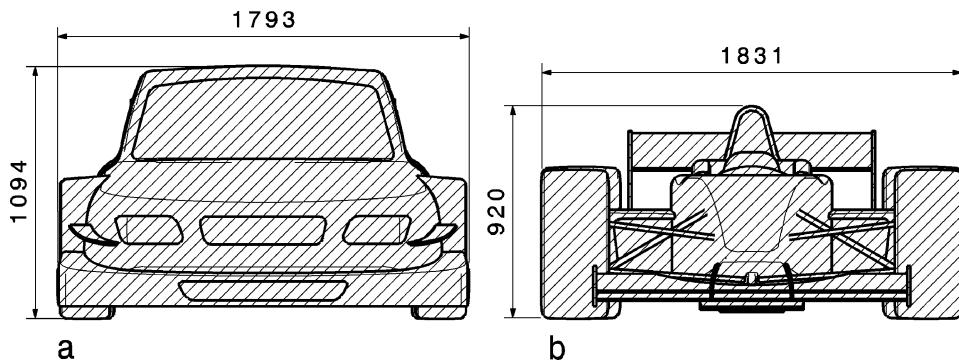
Geometrische Körper Körperform		$c_w$
	Scheibe Platte	1,1
	offene Schale Fallschirm	1,4
	Kugel $Re^{1)} < 200.000$ $Re > 250.000$	0,45 0,20
	schlanker Rotationskörper $l/d = 6$	0,05
	langer Zylinder $Re < 200.000$ $Re > 450.000$	1,0 0,35
	lange Platte $l/d = 30$ $Re 500.000$ $Re \approx 200.000$	0,78 0,66
	langer Tragflügel $l/d = 18$ $l/d = 8 Re \approx 10^6$ $l/d = 5$ $l/d = 2 Re \approx 2 \cdot 10^5$	0,2 0,1 0,08 0,2

<sup>1)</sup> Reynoldszahl (siehe Anhang)

Der Luftwiderstandsbeiwert (*drag coefficient*) wird in erster Linie von der Form des Körpers bestimmt. Tabelle K.3 gibt einen Überblick über einige geometrische Körper und über typische Fahrzeugsformen. Einen weiteren Einfluss zeigt die Anströmrichtung. Beispielsweise ergibt sich durch Seitenwind bei Fahrzeugen eine schräge Anströmung. Übliche Werte von Widerstandszahlen sind auf eine Anströmrichtung in Fahrzeuglängsrichtung bezogen. Den Einfluss schräger Anströmung auf den Luftwiderstand zeigt Abb. K.5.

**Tab. K.3** Fortsetzung

Fahrzeuge	$c_w$
Fahrzeugform	
Offenes Cabriolet	0,5–0,7
Kastenaufbau	0,5–0,6
Pontonform	0,4–0,55
Keilform: Scheinwerfer u. Stoßfänger im Rumpf integriert, Räder abgedeckt, Unterbodenverkleidung, optimierte Kühlluftdurchströmung	0,3–0,4
Günstige windschnittige Form (Tropfenform)	0,15–0,2
Lastwagen, Lastzug	0,8–1,5
Omnibus	0,6–0,7
Omnibus mit Stromlinienform	0,3–0,4
Motorrad	0,6–0,7
Rennfahrzeug F1 (je nach Auslegung des Antriebs) [3]	0,6–0,75
Rennfahrzeug Tourenwagen (je nach Auslegung des Antriebs)	0,5
Opel Calibra ITC 96 [4]	0,4–0,43

**Abb. K.4** Querspanntflächen von Fahrzeugen. **a** Tourenwagen,  $A = 1,59 \text{ m}^2$ . **b** Formelwagen,  $A = 1,24 \text{ m}^2$ 

Die Querspanntfläche eines Motorrads mit Fahrer liegt im Bereich von 0,7 bis 0,9  $\text{m}^2$ , die eines Pkw beträgt ca. 2  $\text{m}^2$ , die eines Formelwagens etwa 1,3  $\text{m}^2$ , Abb. K.4.

**Steigungswiderstand  $F_q$  Climbing Resistance.** Der Steigungswiderstand entsteht bei Fahrten auf einer geneigten Fahrbahn durch den Hangabtrieb, d. h. durch die fahrbahnpoolale Gewichtskomponente, Abb. K.6. Diese wirkt bei Bergauffahrt dem Vortrieb entgegen.

Die Neigung einer Fahrbahn wird im Allgemeinen in Prozent angegeben:

$$q = \frac{h_z}{s_x} \cdot 100 \%$$

$q$  Steigung der Fahrbahn, %

$h_z, s_x$  Strecken, m. Auf der horizontalen Strecke  $s_x$  wird durch die Neigung  $q$  die Höhe  $h_z$  erreicht.

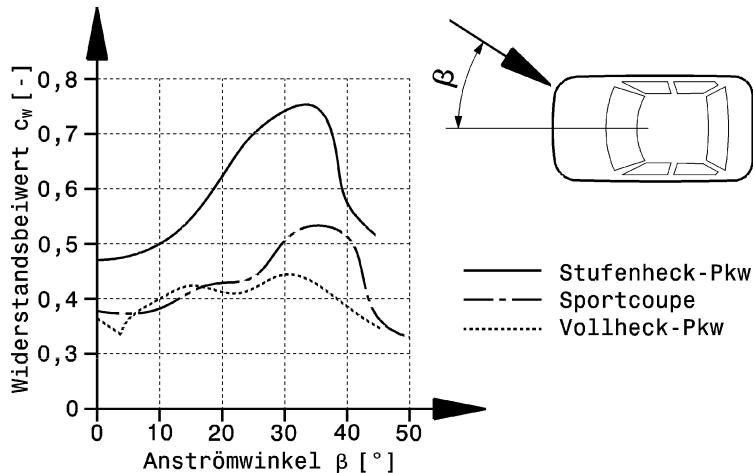


Abb. K.5 Luftwiderstandsbeiwert bei Schräganströmung [8]. Bei schräger Anströmung weicht der Luftwiderstand in Abhängigkeit von der Fahrzeugform teilweise erheblich von dem Wert bei Geradanströmung ab

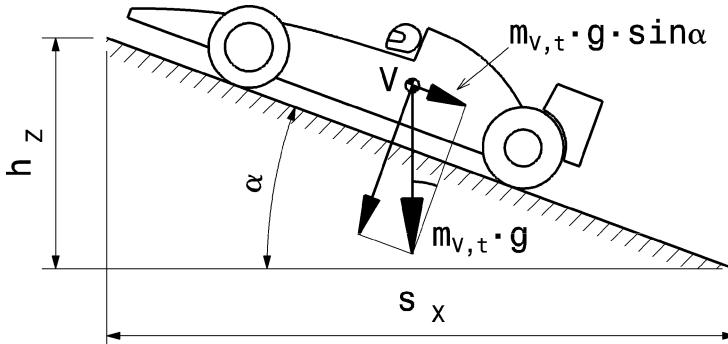


Abb. K.6 Steigungswiderstand. Der Steigungswiderstand ist die Gewichtskomponente des Fahrzeugs, die gegen die Fahrtrichtung weist

Der Neigungswinkel der Fahrbahn folgt daraus unmittelbar zu:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{h_Z}{s_X}\right) = \arctan\left(\frac{q}{100}\right)$$

$\alpha$  Neigungswinkel,  $^{\circ}$

Mit dem Winkel kann der Hangabtrieb aus dem Fahrzeuggewicht errechnet werden:

$$F_q = m_{V,t} \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (K.7)$$

$F_q$  Steigungswiderstand, N

$m_{V,t}$  Gesamtmasse des Fahrzeugs, kg

**Beschleunigungswiderstand  $F_a$  Resistance of Acceleration.** Die bisher betrachteten Widerstände treten bei stationärer Fahrt (d. h.  $v_V = \text{const}$ ) auf. Wird ein Fahrzeug jedoch beschleunigt, muss die Massenträgheit überwunden werden und es kommt noch ein Fahrwiderstand hinzu, der Beschleunigungswiderstand. Dabei ist zu beachten, dass nicht nur die rein translatorisch bewegte Masse zu beschleunigen ist, sondern auch rotierende Massen, wie die Räder, Antriebswellen, Getriebeteile, Kupplung und die Kurbeltriebsteile des Motors selbst. Die rotierenden Teile weisen allerdings nicht alle dieselbe Drehzahl auf, sondern je nach Achsübersetzung und eingelegtem Gang völlig unterschiedliche. Daher wird die gesamte kinetische Energie auf die Fahrzeuggeschwindigkeit und auf die Drehzahl der Antriebsräder bezogen und der Energie einer so genannten reduzierten Masse gleichgesetzt. Daraus folgt die auf die Antriebsachse reduzierte Masse:

$$m_{\text{red},n} = m_{V,t} + \frac{\sum J_{\text{red},n} \cdot i_n^2}{r_{\text{dyn}}^2}$$

$m_{\text{red},n}$  auf die Antriebsachse reduzierte Masse für den Gang  $n$ , kg

$J_{\text{red},n}$  reduziertes Massenträgheitsmoment eines rotierenden Teils für den Gang  $n$ ,  $\text{kg m}^2$

$i_n$  Übersetzung (Drehzahl des Teils zu Raddrehzahl), –

Der Beschleunigungswiderstand folgt mit dieser neuen Größe zu:

$$F_a = m_{\text{red},n} \cdot a_X \quad (\text{K.8})$$

$F_a$  Beschleunigungswiderstand, N

$a_X$  Fahrzeugsbeschleunigung in Längsrichtung,  $\text{m/s}^2$

Das reduzierte Massenträgheitsmoment eines Teils ist proportional dem Massenträgheitsmoment um die Drehachse dieses Teils und der Übersetzung zum Quadrat. Bei großen Übersetzungen werden für das Fahrzeug somit auch relativ kleine Drehmassen bedeutend. Beim Zurückschalten in einen zu niedrigen Gang kann der Beschleunigungswiderstand von Kupplung und Motor zum Blockieren der Antriebsräder führen.

Vereinfacht kann der Beschleunigungswiderstand auch angeschrieben werden zu:

$$F_a = k_m \cdot m_{V,t} \cdot a_X$$

$k_m$  Drehmassenzuschlagsfaktor, –

Werte z. B. aus Abb. K.7

**Gesamtfahrwiderstand  $F_{dr}$  Total Road Resistance.** Die mindestens erforderliche Zugkraft an den Antriebsräder ist gleich der Summe der Fahrwiderstände:

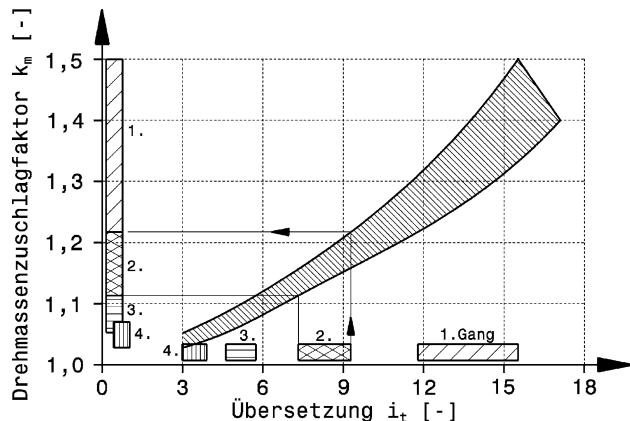
$$F_{dr} = F_R + F_\alpha + F_L + F_q + F_a \quad (\text{K.9})$$

$F_{dr}$  Gesamtfahrwiderstand, N

## 2 Getriebeplan und Zugkraftdiagramm *Tractive Effort-Speed Characteristics*

**Getriebeplan Gear Chart.** Die theoretisch erreichbaren Fahrzeuggeschwindigkeiten in Abhängigkeit von Reifengröße und Übersetzungen lassen sich übersichtlich in einem Getriebeplan (auch

**Abb. K.7** Richtwerte für den Drehmassenzuschlagsfaktor, nach [1]. Die Gesamtübersetzung  $i_t$  folgt nach Abschn. K.4. Für den 2. Gang ist zusätzlich eingetragen, wie sich aus einer Übersetzung mit dem Streuband ein Wertebereich für  $k_m$  ergibt



Sägezahndiagramm oder Geschwindigkeits-Drehzahldiagramm) darstellen. Dabei bleiben Reifenschlupf und Reifenwachstum unberücksichtigt. Die Geschwindigkeit nimmt linear über der Motordrehzahl zu und errechnet sich aus der Gesamtübersetzung (siehe Abschn. K.4) und der Reifengröße. Die Maximalgeschwindigkeit für einen Gang  $n$  folgt somit aus der Maximaldrehzahl des Motors zu:

$$v_{V,\max,n} = \frac{3,6 \frac{\pi}{30} n_{M,\max} \cdot r_{\text{dyn}}}{i_{t,n}} \quad (\text{K.10})$$

$v_{V,\max,n}$  Maximalgeschwindigkeit für den Gang  $n$ , km/h

$n_{M,\max}$  Maximaldrehzahl des Motors, min<sup>-1</sup>

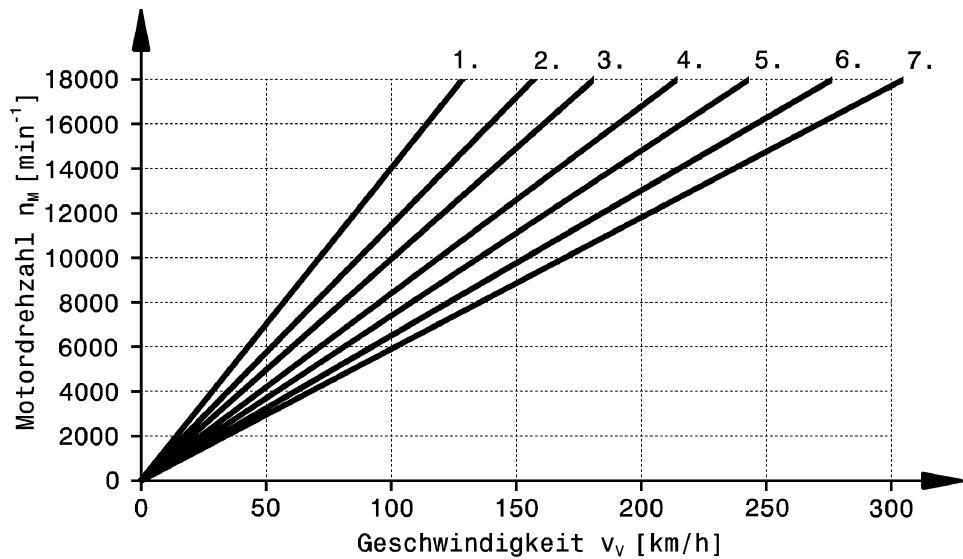
$i_{t,n}$  Gesamtübersetzung im Gang  $n$ , –

$r_{\text{dyn}}$  dynamischer Reifenradius, m. Siehe Tab. K.4.

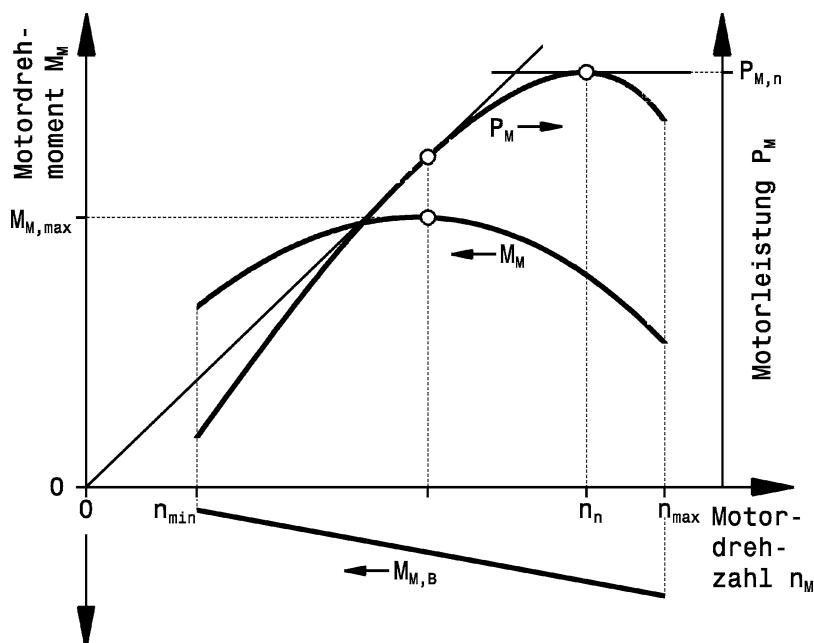
Bei der Drehzahl  $n_M = 0$  ist auch die Geschwindigkeit  $v_V = 0$ . Damit lässt sich einfach für jeden Gang der Geschwindigkeitsverlauf über der Drehzahl als Gerade durch den Nullpunkt darstellen, Abb. K.8.

**Zugkraftdiagramm Traction Force Diagram.** In einem Zugkraftdiagramm werden die an den Antriebsrädern zur Verfügung stehende Zugkraft und die Fahrwiderstände über der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Die vorhandene Zugkraft hängt vom Gang (also der Gesamtübersetzung) und von der Momentenkenmlinie des Motors ab. Zusätzlich kann noch die so genannte Zugkrafthyperbel eingetragen werden. Diese entspricht der maximal möglichen Zugkraft bei einer konstanten Leistung.

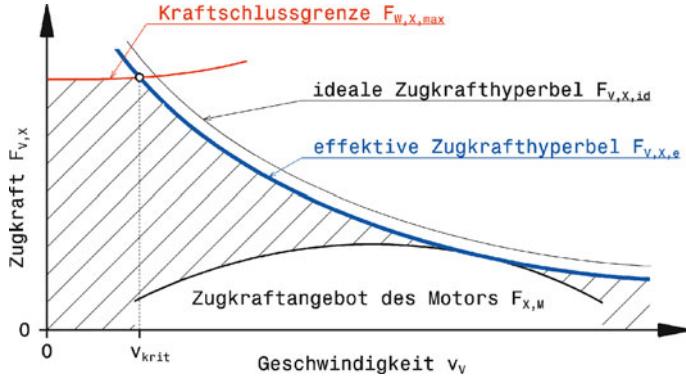
**Momentenkenmlinie eines Verbrennungsmotors Torque Curve.** Ein Verbrennungsmotor kann nur in einem bestimmten Drehzahl- und Drehmomentenbereich betrieben werden. Dieses Kennfeld wird demnach durch die Extremwerte dieser Größen begrenzt. Innerhalb des Kennfeldes wird die Last des Motors mit dem Fahrpedal gestellt, die Drehzahl ergibt sich dann durch den Widerstand, den der Motor überwinden muss. Ein Verbrennungsmotor gibt sein maximales Drehmoment an der Vollast (also 100 %-Fahrpedalstellung) in einem charakteristischen Verhalten über der Drehzahl ab. Der Verlauf hängt unter anderem vom Brennverfahren (Otto, Diesel), von der Art der Luftzufuhr (Saugmotor, aufgeladener Motor) und von der Ausführung (Saugrohrlänge, Ventilsteuzeiten, Bohrung/Hubverhältnis usw.) ab. Im Grunde sieht er aber so aus wie in Abb. K.9 dargestellt. Im Stillstand, also bei Drehzahl 0, kann der Motor kein Moment abgeben, für seine Funktion benötigt er eine gewisse Mindestdrehzahl. Durch gasdynamische Effekte nimmt das Vollastmoment zunächst mit der



**Abb. K.8** Getriebeplan Ferrari F1-2000, nach [9]. Die maximale Motordrehzahl des V10-3l-Saugmotors liegt bei  $18.000 \text{ min}^{-1}$ . Die Übersetzungen der 7 Gänge sind für den Stadtkurs in Monaco ausgerichtet. In der langsamsten Kurve fällt die Motordrehzahl im 1. Gang auf  $6000 \text{ min}^{-1}$  ab



**Abb. K.9** Allgemeines Kennfeld eines Verbrennungsmotors.  $n_{\min}$  minimale Motordrehzahl *minimum engine speed*.  $n_{\max}$  maximale Motordrehzahl *maximum engine speed*.  $n_n$  Nenndrehzahl = Drehzahl bei Nennleistung  $P_{M,n}$  *rated speed*.  $M_M$  Motordrehmoment an der Vollast *WOT engine torque*.  $M_{M,\max}$  maximales Motordrehmoment (*Nennmoment*) *rated torque*.  $M_{M,B}$  Motorbremsmoment *engine braking torque*.  $P_M$  Motorleistung *engine power*.  $P_{M,n}$  Nennleistung (*maximale Motorleistung*) *maximum power*



**Abb. K.10** Zugkraftdiagramm eines Fahrzeugs ohne Schaltgetriebe. Die ideale Zugkraft eines Fahrzeugs ergibt sich aus der maximalen Motorleistung und der Fahrgeschwindigkeit. Die effektive Zugkraft folgt daraus mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Antriebsstrangs. Eine größere Kraft, als die Kraftschlussgrenze erlaubt, können die Reifen nicht übertragen. Die Zugkraft des Motors deckt nur einen kleinen Bereich des schraffierten Kennfeldes ab.

Motordrehzahl zu, erreicht einen Maximalwert, das Nennmoment, und fällt schließlich wieder ab, bis der Motor seine Maximaldrehzahl erreicht. Entweder weil er nicht mehr genügend Luft erhält oder weil der massebehaftete Ventiltrieb funktionsstörende Schwingungen vollführt. Die Leistungskurve ergibt sich daraus durch Multiplikation aller Momentenwerte mit ihren Drehzahlen ( $P$  ist direkt proportional  $M$  und  $n$ ). Im Schiebebetrieb (Fahrpedalstellung 0 %) gibt der Motor kein Moment ab, sondern muss angetrieben werden, d. h. das Motormoment wird negativ. Dieser Bremsmomentenverlauf steigt linear über der Motordrehzahl an.

**Zugkraft an den Rädern  $F_{W,x,A}$ .** Die vom Motor zur Verfügung gestellte Zugkraft an den Antriebsräder ergibt sich durch das Motormoment gewandelt durch die Gesamtübersetzung im betrachteten Gang und abgemindert durch den Wirkungsgrad des Antriebsstrangs:

$$F_{W,x,A,n} = \frac{3600 \cdot P_M(n_M)}{v_V} \eta = \frac{M_M(n_M) \cdot i_{t,n}}{r_{dyn}} \eta \quad (\text{K.11})$$

- |               |   |
|---------------|---|
| $F_{W,x,A,n}$ | Zugkraft an den Rädern im Gang $n$ , N                      |
| $P_M$         | Motorleistung bei Drehzahl $n_M$ , kW                       |
| $M_M$         | Motormoment bei Drehzahl $n_M$ , Nm                         |
| $v_V$         | Fahrgeschwindigkeit, km/h                                   |
| $i_{t,n}$     | Gesamtübersetzung im Gang $n$ , -. Abschnitt K.3            |
| $r_{dyn}$     | dynamischer Reifenradius, m. Tab. K.4                       |
| $\eta$        | Gesamtwirkungsgrad des Antriebstrangs, -. Siehe Abschn. M.1 |

**Zugkraftdiagramm Traction Force Diagram.** Der fahrbare Bereich eines Fahrzeugs kann in einem Zugkraftdiagramm dargestellt werden, Abb. K.10. Dabei wird über der Fahrgeschwindigkeit  $v_v$  die Zugkraft  $F_{v,x,A}$  an den Antriebsräder aufgetragen. Die Grenzen des fahrbaren Bereichs (schraffiert dargestellt) geben die maximale Motorleistung  $P_{M,\max}$ , dargestellt durch die Zugkrafthyperbel, und die Haftung der Reifen (Kraftschlussgrenze gegeben durch  $F_{W,x,\max}$ , (K.2) und (E.6), für die an-

getriebenen Reifen) vor. Die Höchstgeschwindigkeit ergibt sich durch das Gleichgewicht zwischen maximaler Zugkraft und Fahrwiderständen (Abb. K.11), vgl. (K.21).

Die ideale Zugkrafthyperbel ergibt sich direkt aus der Höchstleistung des Motors:

$$F_{V,X,id} = \frac{3600 \cdot P_{M,max}}{v_V} \quad (K.12)$$

$F_{V,X,id}$  ideale Zugkraft, N

$P_{M,max}$  maximale Motorleistung, kW

$v_V$  Fahrgeschwindigkeit, km/h

Die effektive Zugkrafthyperbel folgt daraus mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Antriebstrangs:

$$F_{V,X,e} = F_{V,X,id} \cdot \eta \quad (K.13)$$

$F_{V,X,e}$  effektive Zugkraft, N

$\eta$  Wirkungsgrad des Antriebstrangs, –

Der Übergang vom traktionsbegrenzten ((K.2) mit (E.6)) zum leistungsbegrenzten Teil (K.13) des fahrbaren Bereichs, also der Schnittpunkt der beiden Kurven, kann durch Gleichsetzen der beiden Beziehungen für die Zugkraft ermittelt werden:

$$\mu_{W,X} \cdot \left( m_{V,t} \cdot g + \rho_L \frac{v_L^2}{2} \cdot c_A \cdot A_V \right) \cdot Ant_A = \frac{P_{M,max}}{v_V} \eta \quad (K.14)$$

$c_A$  Abtriebsbeiwert, –. Siehe Kap. E.

$Ant_A$  Achslastanteil der Antriebsachse, –. Für ein allradgetriebenes Fahrzeug ist  $Ant_A = 1$ .

Bei Windstille, also wenn  $v_L = v_V$  gilt, folgt daraus die kritische Geschwindigkeit  $v_{krit}$  zu:

$$v_{krit} = 3,6 \cdot \left( \sqrt[3]{C + \sqrt{C^2 + D^3}} + \sqrt[3]{C - \sqrt{C^2 + D^3}} \right) \quad (K.15)$$

mit

$$C = \frac{1000 \cdot P_{M,max} \cdot \eta}{\mu_{W,X} \cdot Ant_A \cdot \rho_L \cdot c_A \cdot A_V}$$

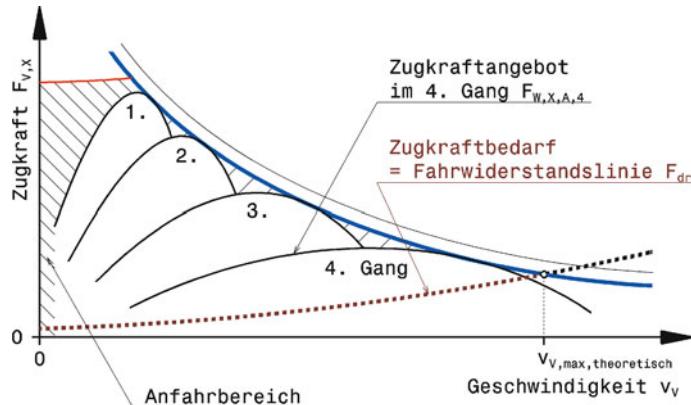
und

$$D = \frac{m_{V,t} \cdot g}{\frac{3}{2} \rho_L \cdot c_A \cdot A_V}$$

$v_{krit}$  kritische Geschwindigkeit, bei der die Zugkraft aus Traktion und Motorleistung gleich ist, km/h.

$C, D$  Hilfsgrößen

Wenn ein Fahrzeug beschleunigt, ist bis zur kritischen Geschwindigkeit die Traktionsgrenze der Reifen (in Kombination mit dem aerodynamischen Abtrieb) ausschlaggebend, erst dann wird die maximale Motorleistung die begrenzende Komponente. Bei einem Formel-1-Wagen stellt etwa bis 160 km/h der Kraftschluss der Hinterreifen das Limit für den Vortrieb dar. Bei einem durchschnittlichen Pkw begrenzt der Motor bereits ab etwa 35 km/h die Beschleunigung.



**Abb. K.11** Zugkraftdiagramm eines Fahrzeugs mit Vierganggetriebe. Neben dem durch das Getriebe skalierten Zugkraftverlauf des Motors ist auch die theoretische Höchstgeschwindigkeit  $v_{V,\max,\text{theoretisch}}$  des Fahrzeugs eingetragen, die mit dieser Übersetzung des 4. Gangs nicht erreicht werden kann. Die eingetragene Fahrwiderstandsline gilt für horizontale Fahrbahn, also keine Steigung ( $\alpha = 0^\circ$ )

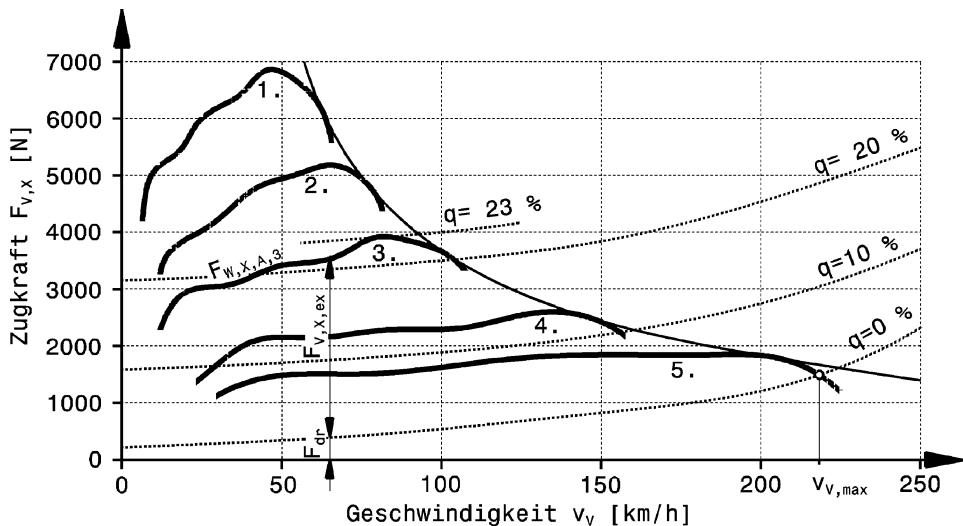
**Hauptfunktion eines Getriebes.** Damit das vom Motor freigesetzte Drehmoment an den Rädern über einen großen Geschwindigkeitsbereich und bis zu den möglichen Grenzen des fahrbaren Bereichs genutzt werden kann, muss ein Element im Antriebsstrang den tatsächlichen Kraftverlauf des Motors an die effektive Zugkrafthyperbel anpassen. Dieses Element ist ein Getriebe mit veränderbarer Übersetzung, also ein Schalt- oder Automatikgetriebe. Abbildung K.11 zeigt die Wirkung eines Vierganggetriebes. Der Zugkraftverlauf des Motors wird durch die Übersetzung eines bestimmten Gangs skaliert. Der Verlauf tangiert die Zugkrafthyperbel im Punkt der maximalen Motorleistung. Man erkennt, dass der mögliche Fahrbereich (schraffiert dargestellt) durch das Schaltgetriebe nicht vollständig abgedeckt wird. Zum einen muss der Bereich vom Stillstand bis zu der Geschwindigkeit entsprechend der Motormindestdrehzahl (Anfahrbereich) durch ein Anfahrelement (z. B. Reibungskupplung) nutzbar gemacht werden. Zum anderen bleiben zwischen der Zugkrafthyperbel und dem Zugkraftangebot des Motors dreieckförmige Bereiche, die nicht nutzbar sind. Die Bereiche werden mit zunehmender Gangzahl des Getriebes kleiner. Theoretisch liefert also ein Getriebe mit stufenloser Übersetzungsänderung (z. B. CVT-Getriebe) die höchstmögliche Beschleunigung eines Fahrzeugs mit gegebenem Motor.

Die Fahrwiderstandslinien werden für unbeschleunigte Fahrt, d. h.  $F_a = 0 \text{ N}$ , und nach mehreren Steigungen gestuft im Zugkraftdiagramm eingetragen.

**Fahrleistungen Road Performance.** Aus dem Zugkraftdiagramm können neben der Höchstgeschwindigkeit auch weitere Fahrleistungen eines Fahrzeugs entnommen werden. Dafür muss zunächst aus dem Vergleich der vorhandenen Motorzugkraft mit den zu überwindenden Fahrwiderständen der Zugkraftüberschuss (*excess traction force*) ermittelt werden und daraus folgen dann die mögliche Beschleunigung und die Steifigkeit, Abb. K.12.

Der Zugkraftüberschuss, der für die Beschleunigung des Fahrzeugs aufgewandt werden kann, ist die Differenz zwischen der erforderlichen Zugkraft – der Fahrwiderstand – und der vorhandenen Zugkraft – der Motorzugkraft:

$$F_{V,x,\text{ex}} = F_{W,x,A} - F_{dr} \quad (\text{K.16})$$



**Abb. K.12** Fahrleistungen im Zugkraftdiagramm. Neben den Antriebskräften  $F_{W,X,A}$  sind zwei Fahrwiderstandslien für die Ebene ( $q = 0\%$ ) und für Steigungen von 10 und 20 % eingezeichnet. Die Höchstgeschwindigkeit in der Ebene  $v_{V,\max}$  wird im 5. Gang erreicht. Für den 3. Gang ist der Zugkraftüberschuss in der Ebene  $F_{V,X,ex}$  bei 60 km/h eingetragen. Die Steigungsfähigkeit im 3. Gang bei  $M_{M,\max}$  beträgt 23 %

$F_{V,X,ex}$  Zugkraftüberschuss, N

$F_{W,X,A}$  Zugkraft an den Antriebsräder, N

$F_{dr}$  Summe der Fahrwiderstände, N. Siehe Abschn. K.1

Aus dieser allgemeingültigen Gleichung lassen sich noch besondere Fälle ableiten. Zum einen das Steigvermögen des Wagens bei unbeschleunigter Fahrt, also  $F_a = 0$  N. Dieses ist erreicht, wenn der Zugkraftüberschuss gleich dem Steigungswiderstand wird:

$$F_{V,X,ex} = F_{W,X,A} - F_R - F_\alpha - F_L = F_q \quad (\text{K.17})$$

$F_q$  Steigungswiderstand, N. Siehe Abschn. K.1

Daraus folgt unmittelbar die größte befahrbare Steigung:

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{F_{V,X,ex}}{m_{V,t} \cdot g} \right) \quad (\text{K.18})$$

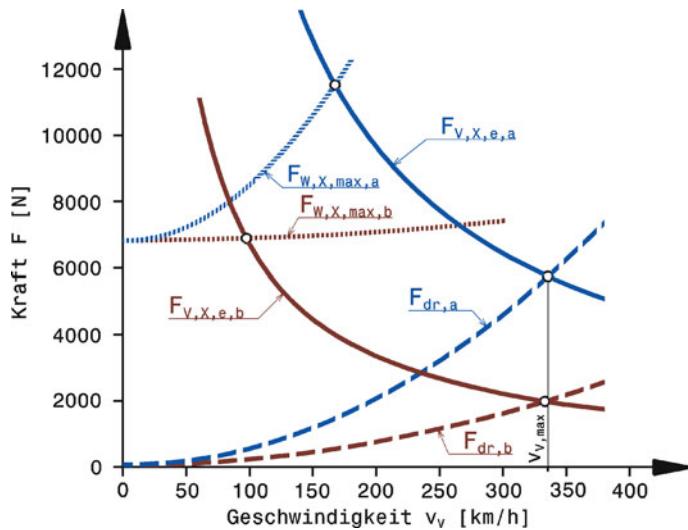
$\alpha$  Steigungswinkel, °. Die Neigung  $q$  in % ist:  $q = 100 \tan(\alpha)$

$m_{V,t}$  Gesamtmasse des Fahrzeugs, kg

Zum anderen ergibt sich aus der Gleichung für den Zugkraftüberschuss das Beschleunigungsvermögen in der Ebene, also  $F_q = 0$  N:

$$F_{V,X,ex} = F_{W,X,A} - F_R - F_\alpha - F_L = F_a \quad (\text{K.19})$$

$F_a$  Beschleunigungswiderstand, N. Siehe Abschn. K.1



**Abb. K.13** Vergleich zweier Fahrzeugauslegungen im Zugkraftdiagramm. Index a: Fahrzeug mit hoher Motorleistung und aerodynamischen Abtrieb. Index b: Fahrzeug mit geringem Luftwiderstand und kleiner Motorleistung

Daraus lässt sich die mögliche Beschleunigung  $a_x$  für die betrachtete Geschwindigkeit errechnen:

$$a_x = \frac{F_{V,X,ex}}{m_{V,t} \cdot k_{m,n}} \quad (\text{K.20})$$

$a_x$  Längsbeschleunigung für die Geschwindigkeit, bei der der Zugkraftüberschuss  $F_{V,X,ex}$  im Gang  $n$  vorhanden ist,  $\text{m/s}^2$

$m_{V,t}$  Gesamtgewicht des Fahrzeugs, kg

$k_{m,n}$  Drehmassenzuschlagfaktor im Gang  $n$ , -. Siehe Abschn. K.1, Beschleunigungswiderstand.

Die Maximalgeschwindigkeit folgt aus (K.16) für den Null gesetzten Zugkraftüberschuss  $F_{V,X,ex}$ . Die Fahrwiderstände  $F_{dr}$  sind dann gleich der Zugkraft  $F_{W,X,A}$  an den Antriebsrädern. Den Zusammenhang zwischen der gesuchten Geschwindigkeit und der Zugkraft liefert (K.11). Aus diesen beiden Beziehungen folgt:

$$v_{V,\max} = 3,6 \cdot \left( \sqrt[3]{Y + \sqrt{Y^2 + Z^3}} + \sqrt[3]{Y - \sqrt{Y^2 + Z^3}} \right) \quad (\text{K.21})$$

mit

$$Y = \frac{1000 \cdot P_{M,\max} \cdot \eta}{\rho_L \cdot c_W \cdot A_V}$$

und

$$Z = \frac{F_R + F_\alpha + F_q}{\frac{3}{2} \rho_L \cdot c_W \cdot A_V}$$

$v_{V,\max}$  Höchstgeschwindigkeit, km/h

$Y, Z$  Hilfsgrößen

$P_{M,\max}$  Maximale Motorleistung, kW  
 $F_R, F_\alpha, F_q$  Fahrwiderstände, N. Siehe Abschn. K.1.

Im Zugkraftdiagramm lässt sich auch der grundsätzliche Auslegungsunterschied zwischen einem Fahrzeug mit hohem aerodynamischen Abtrieb und einem stromlinienförmigen zeigen, Abb. K.13. Beide hinterradgetriebenen Fahrzeuge haben dieselbe Gesamtmasse (600 kg) und Querschnittsfläche ( $1,24 \text{ m}^2$ ). Auch die Bereifung hat denselben Kennwert ( $\mu_{W,X} = 2$ ). Die Motorleistung ist so auf den Fahrwiderstand  $F_{dr}$  abgestimmt, dass beide Fahrzeuge dieselbe Höchstgeschwindigkeit  $v_{V,\max}$  erreichen. Das Fahrzeug mit dem Index b hat einen geringen Luftwiderstand ( $c_w = 0,3$ ) und kaum Abtrieb ( $c_A = 0,1$ ). Es ergibt sich mit einer maximalen Motorleistung von 210 kW eine kritische Geschwindigkeit von ca. 100 km/h. Das andere Fahrzeug (Index a) ist auf extrem hohen Abtrieb ( $c_A = 2,55$ ) ausgelegt und weist daher einen entsprechend hohen Luftwiderstand ( $c_w = 0,84$ ) auf. Dank der hohen Motorleistung (610 kW) kann dieser Abtrieb auch ausgenutzt werden. Die kritische Geschwindigkeit liegt bei 170 km/h. Ohne Abtrieb läge diese über 260 km/h (Schnitt mit dem Verlauf von  $F_{W,X,\max,b}$ )! Bis zu dieser Geschwindigkeit könnte man die volle Motorleistung nicht nutzen, weil die Reifen die auftretende Umfangskraft nicht übertragen können. Mit einem geringeren Luftwiderstand wäre zwar eine deutlich größere Höchstgeschwindigkeit möglich (über 450 km/h), diese kann jedoch auf üblichen Rennstrecken (Länge der Geraden) nicht erreicht werden und ist daher kein sinnvolles Auslegungsziel. Der hohe Abtrieb (vgl. auch die Kraftschlussgrenzen  $F_{W,X,\max,a}$  und  $F_{W,X,\max,b}$ ) hingegen ermöglicht hohe Beschleunigungen in Längs- und Querrichtung.

### 3 Antriebsstrang Übersicht Drivetrain Overview

Die Wandlung des Motormoments  $M_M$  zum Antriebsmoment  $M_A$  an der Antriebsachse erfolgt über den Antriebsstrang. Mit dem Getriebe kann die Gesamtübersetzung dem Bedarf angepasst werden. Die Gesamtübersetzung (*total ratio*) vom Motor bis zu den Antriebsrädern folgt zu, Abb. K.14:

$$i_t = i_{cl} \cdot i_G \cdot i_D \quad (\text{K.22})$$

- $i_t$  Gesamtübersetzung, –
- $i_{cl}$  Übersetzung des Anfahrelements, –
- $i_G$  Übersetzung des Getriebes, –
- $i_D$  Übersetzung des Achsantriebs, –

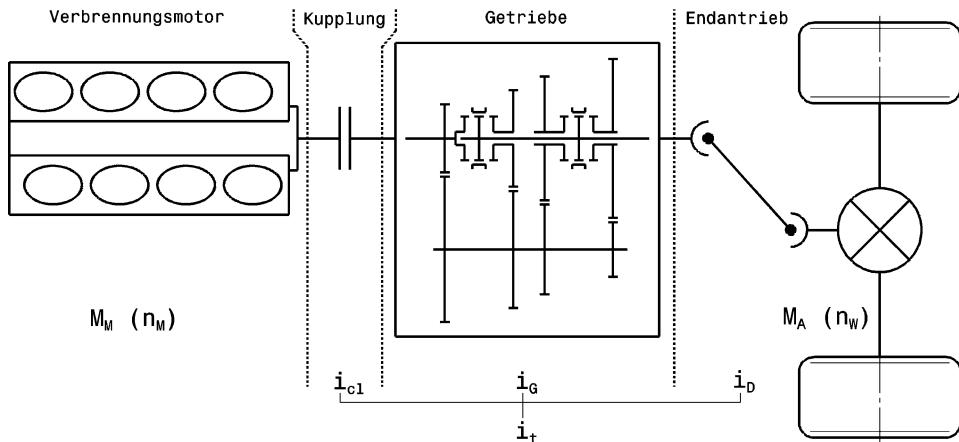
Ist das Anfahrelement eine Reibungskupplung, ist  $i_{cl} = 1$ . Hydrodynamische Drehmomentwandler, die das Standard-Anfahrelement bei Automatikgetrieben darstellen, weisen eine Übersetzung  $i_{cl} \geq 1$  auf.

Aus der Gesamtübersetzung  $i_t$  folgen die Verhältnisse der Momente und Drehzahlen:

$$\frac{M_A}{M_M} = i_t \quad (\text{K.23})$$

$$\frac{n_M}{n_W} = i_t \quad (\text{K.24})$$

$M_A$  Antriebsmoment an den Rädern, Nm  
 $M_M$  Motormoment, Nm  
 $n_M$  Motordrehzahl,  $\text{min}^{-1}$   
 $n_W$  Raddrehzahl,  $\text{min}^{-1}$



**Abb. K.14** Übersetzungen im Antriebsstrang. Das Motormoment  $M_M$  wird durch den Antriebsstrang auf das Antriebsmoment  $M_A$  übersetzt

#### 4 Übersetzungen Gear Ratios

Die Motorleistung kann also nicht direkt zum Fahren herangezogen werden, sondern das nutzbare Drehzahlband des Motors muss durch das Getriebe auf den gewünschten Fahrbereich des Fahrzeugs angepasst werden. Die Getriebeübersetzungen müssen je nach Fahrzeug, Motorcharakteristik und Einsatzzweck folgendes ermöglichen:

- Anfahren am Berg
- Erreichen der gewünschten Höchstgeschwindigkeit
- Erzielen einer konkurrenzfähigen Beschleunigung.

Für Pkw und Nutzfahrzeuge kommt noch die Forderung eines verbrauchsgünstigen Betriebs hinzu.

Die größte Übersetzung  $i_{t,\max}$  wird für das Anfahren gebraucht, die kleinste Übersetzung  $i_{t,\min}$  diktiert die Höchstgeschwindigkeit. Das Verhältnis größerer zur kleinsten Übersetzung wird Spreizung (*spread*) genannt, siehe auch Abb. K.15:

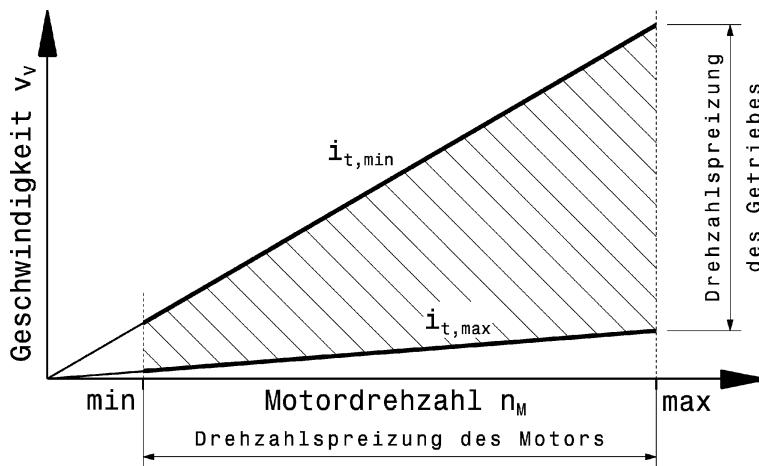
$$i_{G,t} = \frac{i_{G,\max}}{i_{G,\min}} \quad (\text{K.25})$$

$i_{G,t}$  Getriebespreizung, –

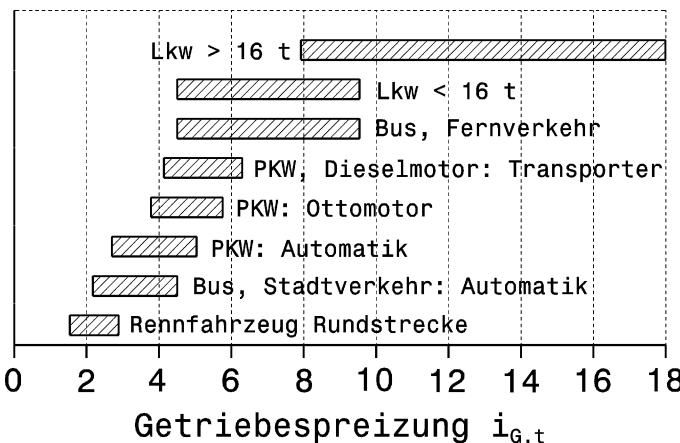
$i_{G,\max}$  größte Getriebeübersetzung *highest gear ratio*, –

$i_{G,\min}$  kleinste Getriebeübersetzung *lowest gear ratio*, –

Fahrzeuge mit einer geringen spezifischen Motorleistung und solche mit Motoren mit schmalem nutzbaren Drehzahlband brauchen eine größere Getriebespreizung. Zum Vergleich zeigt Abb. K.16 einige Anhaltswerte unterschiedlicher Fahrzeuge.



**Abb. K.15** Getriebespreizung. Die fahrbare Drehzahlspanne des Motors wird durch das Getriebe auf den Fahrbereich des Fahrzeugs „gespreizt“. Der schraffierte Bereich ist der daraus entstehende nutzbare Bereich für das Fahrzeug



**Abb. K.16** Anhaltswerte für Getriebespreizungen, nach [1]

**Wahl der größten Übersetzung  $i_{t,\max}$ .** Die Festlegung der größten Übersetzung hängt in erster Linie vom Leistungsgewicht [kg/kW] ab. Je nach Fahrzeug legt eine der folgenden Forderungen die Auslegung fest:

- größte befahrbare Steigung mit Beschleunigung  $a_x = 0 \text{ m/s}^2$
- größtes Beschleunigungsvermögen auf horizontaler Fahrbahn

**Tab. K.4** Dynamischer Radhalb-  
messer einiger Reifengrößen

Dimension	Abrollumfang, m	$r_{\text{dyn}}$ , m
165/70 R13	1,730	0,275
185/60 R14	1,765	0,281
195/65 R15	1,935	0,308
205/60 R15	1,910	0,304

**Größte Steigung.** Steht die Forderung nach dem größtmöglichen Steigvermögen im Vordergrund, bei Pkw meist 50 % (Rampen, Auffahrten), so errechnet sich die größte Übersetzung aus:

$$i_{t,\max} = \frac{r_{\text{dyn}} m_{V,t} g (k_R \cos \alpha + \sin \alpha)}{M_{M,\max} \cdot \eta} \quad (\text{K.26})$$

$i_{t,\max}$	größte Gesamtübersetzung, –
$r_{\text{dyn}}$	dynamischer Reifenradius, m
$m_{V,t}$	Gesamtgewicht des Fahrzeugs, kg
$k_R$	Rollwiderstandszahl, –
$\alpha$	Steigungswinkel der Fahrbahn, °
$M_{M,\max}$	größtes Motordrehmoment, Nm
$\eta$	Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs, –

Tabelle K.4 gibt für einige gängige Reifendimensionen den dynamischen Reifenradius an.

**Größte Beschleunigung.** Die Beschleunigung auf horizontaler Fahrbahn errechnet sich zu:

$$a_x = \frac{F_{V,X,\text{ex}}}{m_{V,t} \cdot k_{m,n}}$$

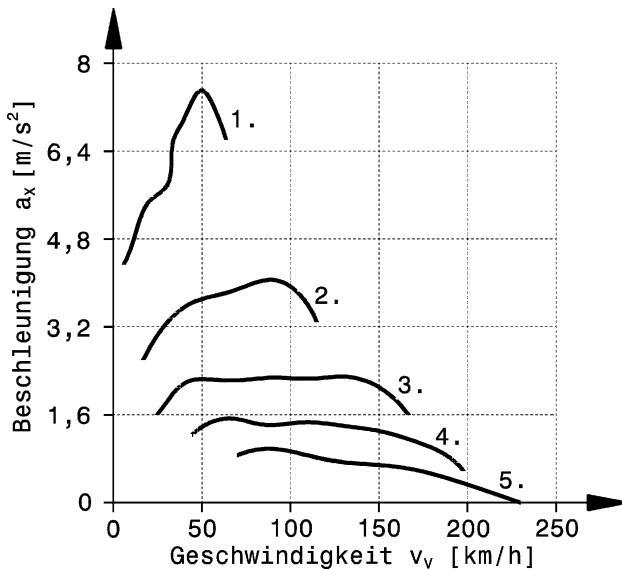
$a_x$	Längsbeschleunigung, $\text{m/s}^2$
$F_{V,X,\text{ex}}$	Überschusszugkraft, N
$k_{m,n}$	Drehmassenzuschlagfaktor des Gangs $n$ , –

Für eine bestimmte Beschleunigung bei gegebener Fahrzeugmasse ist also eine bestimmte Überschusszugkraft erforderlich. Diese kann dem Zugkraftdiagramm des Fahrzeugs entnommen werden. Die erreichbare Zugkraft bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit hängt von der Übersetzung und dem Volllast-Motormomentenverlauf ab. Die errechnete Beschleunigung kann auch direkt über der Geschwindigkeit aufgetragen werden und man erhält ein Diagramm wie in Abb. K.17.

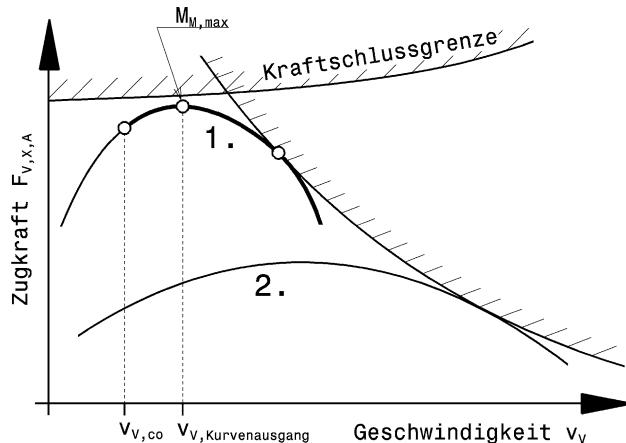
Bei Rennfahrzeugen, die auf Rundstrecken oder einem feststehenden Kurs eingesetzt werden, dienen folgende Betrachtungen zur Festlegung der größten Übersetzung. Ist das Fahrzeug stark übermotorisiert, also stellt die Kraftschlussgrenze der Reifen das Limit dar, wählt man eine möglichst kleine Übersetzung, so dass die Haftgrenze der Reifen in der langsamsten Kurve des Kurses nicht überschritten wird, Abb. K.18. Eine kleine größte Übersetzung  $i_{t,\max}$  hat den Vorteil, dass sich bei gegebener Gangzahl kleinere Stufensprünge bis zur kleinsten Übersetzung ergeben und damit ein besseres Anschmiegen an die Zugkrafthyperbel möglich ist. Die Drehzahl des Motors soll an der langsamsten Stelle so liegen, dass der Motor ruckfrei Gas annimmt, wenn der Fahrer wieder beschleunigt. Idealerweise liegt die Drehzahl am Kurvenausgang genau bei der Drehzahl des größten Drehmoments. Dann kann der Fahrer nämlich mit der maximalen Beschleunigung die Kurve verlassen.

$$i_{t,\max,\text{co}} = \frac{3,6 \frac{\pi}{30} n_{M,\text{co}} \cdot r_{\text{dyn}}}{v_{V,\text{co}}} \quad (\text{K.27})$$

**Abb. K.17** Gangabhängiges Beschleunigungsvermögen. Bei diesem Diagramm wurde der Einfluss des aerodynamischen Abtriebs auf die Beschleunigung nicht berücksichtigt. Mit kleiner werdender Übersetzung nehmen der Zugkraftüberschuss und damit die maximale Beschleunigung ab bis diese bei Erreichen der Höchstgeschwindigkeit gleich Null wird



**Abb. K.18** Wahl der größten Übersetzung für die engste Kurve eines Kurses. Die kleinste Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{v,co}$  tritt in der langsamsten Kurve auf. Dabei liegt das Motormoment vor seinem Maximum. Beim Verlassen der Kurve erreicht das Fahrzeug am Kurvenausgang eine Geschwindigkeit, die der Motordrehzahl bei maximalem Moment entspricht. Die Zugkraft liegt unter der Kraftschlussgrenze und somit kann das Fahrzeug maximal beschleunigen



$i_{t,max,co}$  größte Übersetzung für Kurvenfahrt, –

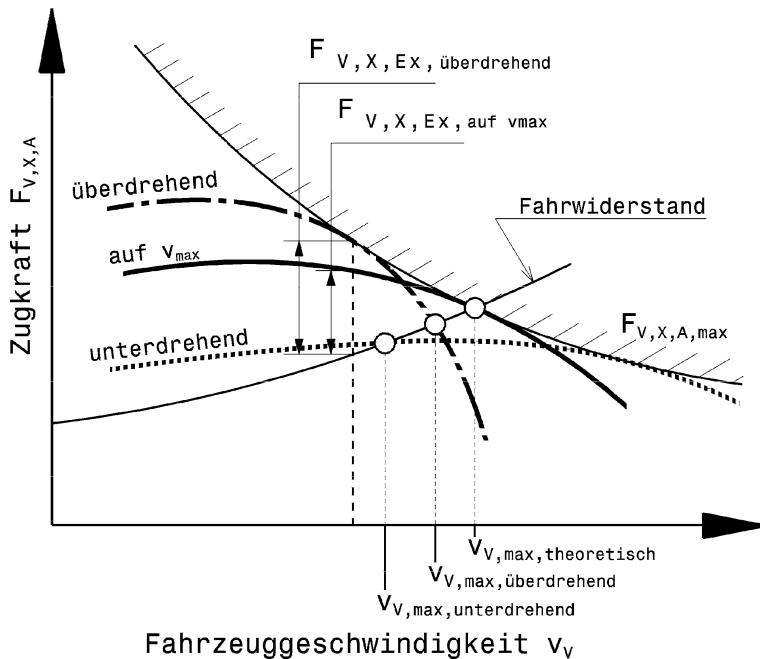
$v_{v,co}$  Fahrzeuggeschwindigkeit in der betrachteten Kurve,  $\text{km/h}$

$n_{M,co}$  gewünschte Motordrehzahl bei der Geschwindigkeit  $v_{v,co}$ ,  $\text{min}^{-1}$

$r_{dyn}$  dynamischer Reifenradius,  $\text{m}$

Stellen die Reifen nicht das begrenzende Glied im Antriebsstrang dar, wählt man die größte Übersetzung so, dass kurvenausgangs das maximale Motormoment zur Verfügung steht.

**Wahl der kleinsten Übersetzung  $i_{t,min}$ .** Die kleinste Übersetzung ergibt sich direkt aus der gewünschten Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs. Vernachlässigt man den Reifenschlupf und setzt die maximale Motordrehzahl für das Erreichen der theoretischen Maximalgeschwindigkeit an so



**Abb. K.19** Vergleich verschiedener Auslegungsarten. Die größte Endgeschwindigkeit  $v_{V,\max,\text{theoretisch}}$  erreicht die Auslegung, bei der die Fahrwiderstandslien vom Motorzugkraftverlauf im Punkt der größten Motorleistung geschnitten wird. Wird die größte Motorleistung bei geringerer Geschwindigkeit erreicht, ist der Zugkraftüberschuss  $F_{V,X,Ex}$  groß und die Endgeschwindigkeit niedriger als das theoretische Maximum (überdrehende Auslegung). Erreicht das Fahrzeug die Endgeschwindigkeit vor der maximalen Motorleistung, so ist dabei das Drehzahlniveau des Motors niedriger und damit in einem verbrauchsgünstigen Bereich

folgt:

$$i_{t,\min} = \frac{3,6 \frac{\pi}{30} n_{M,\max} \cdot r_{\text{dyn}}}{v_{V,\max}} \quad (\text{K.28})$$

$i_{t,\min}$  kleinste Gesamtübersetzung, –

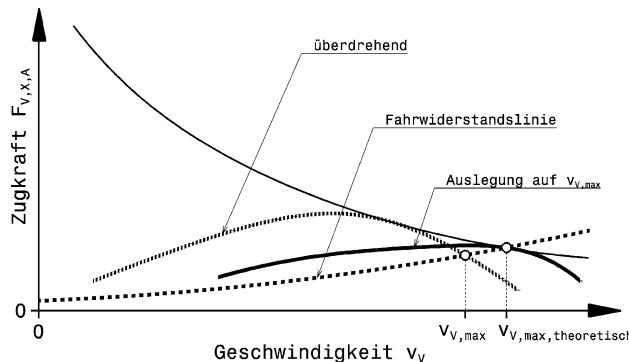
$n_{M,\max}$  maximale Motordrehzahl,  $\text{min}^{-1}$

$r_{\text{dyn}}$  dynamischer Reifenradius, m

$v_{V,\max}$  Höchstgeschwindigkeit, km/h

Die Höchstdrehzahl eines Motors hängt unter anderem vom Verbrennungsverfahren und von der Wirkung eines vorgeschriebenen Luftpengenbegrenzers ab. Ottomotoren weisen eine wesentlich höhere Enddrehzahl (bis zu  $20.000 \text{ min}^{-1}$ ) auf als Dieselmotoren, die aus Gründen der Gemischbildung etwa nur  $6000 \text{ min}^{-1}$  erreichen können.

Für die endgültige Festlegung der kleinsten Übersetzung werden noch weitere Gesichtspunkte herangezogen. Bei Pkw stehen der Kraftstoffverbrauch und die Lebensdauer des höchsten Gangs im Vordergrund. Schließlich kann der Laufzeitanteil der höchsten Getriebestufe bis zu 80 % betragen. Bei Rennfahrzeugen wiederum wird eine hohe Überschussleistung bevorzugt. Für den Kraftstoffverbrauch ist das Niveau der Motordrehzahl entscheidend, ein großer Zugkraftüberschuss ermöglicht beträchtliche Beschleunigungen. Folgende unterschiedliche Auslegungsprinzipien sind daher üblich, siehe auch Abb. K.19:



**Abb. K.20** Getriebeauslegungen im Zugkraftdiagramm. Die theoretische Höchstgeschwindigkeit  $v_{V,\max,\text{theoretisch}}$  wird nur dann erreicht, wenn die Höchstgeschwindigkeit genau bei der Motordrehzahl mit der größten Motorleistung erreicht wird. Bei überdrehender Auslegung wird die maximale Motorleistung bei einer geringeren Geschwindigkeit erreicht. Die Höchstgeschwindigkeit  $v_{V,\max}$  ergibt sich im Gleichgewicht von Motorleistung und Fahrwiderstand bei einer höheren Motordrehzahl und liegt unter der theoretisch möglichen

- Auslegung auf maximale Höchstgeschwindigkeit
- überdrehende Auslegung
- unterdrehende Auslegung

**Auslegung auf maximale Höchstgeschwindigkeit.** Soll die maximale Motorleistung genutzt werden um die größtmögliche Endgeschwindigkeit zu erreichen, muss diese genau bei der Motordrehzahl erreicht werden, bei der die Nennleistung ansteht. Im Zugkraftdiagramm bedeutet das, die Fahrwiderstandslinie wird von der Motorzugkraftkurve im Punkt der maximalen Motorleistung (= Tangente an die Zugkrafthyperbel) geschnitten, Abb. K.20.

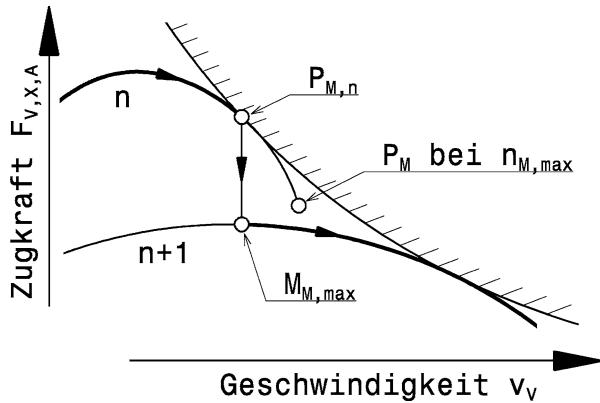
**Überdrehende Auslegung.** Diese Auslegung wird gerne für sportliche Fahrzeuge herangezogen. Dabei wird die Höchstgeschwindigkeit bei einer Drehzahl erreicht, die über der Nenndrehzahl liegt. Die beanspruchte Leistung des Motors ist daher geringer als die Maximalleistung und folglich liegt die erzielte Geschwindigkeit unter der theoretisch möglichen. Der Vorteil dieser Auslegung liegt im großen Zugkraftüberschuss  $F_{V,X,Ex}$  vor Erreichen der Höchstgeschwindigkeit. Das Beschleunigungsvermögen ist somit auch nahe der Endgeschwindigkeit hoch.

Im Vergleich zur Auslegung auf maximale Höchstgeschwindigkeit liegt die Gesamtübersetzung  $i_t$  höher. Erreicht wird das durch eine größere Getriebeübersetzung oder eine größere Übersetzung des Achsantriebs.

**Unterdrehende Auslegung.** Steht der Kraftstoffverbrauch im Vordergrund, muss die Motordrehzahl bei hohen Lasten gesenkt werden. Die Übersetzung wird dabei so gewählt, dass die Höchstgeschwindigkeit bei einer Motordrehzahl unterhalb der Nenndrehzahl erreicht wird. Das bedeutet, das Fahrzeug kann nicht weiter beschleunigen, obwohl der Motor seine Höchstleistung noch gar nicht erreicht hat. Der Zugkraftüberschuss ist gering, aber ebenso der Kraftstoffverbrauch, weil der Motor sich in einem verbrauchsgünstigeren Bereich des Motorkennfelds befindet.

Eine unterdrehende Auslegung ergibt sich durch eine geringere Gesamtübersetzung als bei der Auslegung auf größte Höchstgeschwindigkeit.

**Abb. K.21** Schaltvorgang im Zugkraftdiagramm. Das Hochschalten vom Gang  $n$  zu  $n + 1$  erfolgt idealerweise in dem Punkt der höchsten Motorleistung (Nennleistung)  $P_{M,n}$ . Im nächsten Gang  $n + 1$  entspricht die Fahrzeuggeschwindigkeit der Motordrehzahl mit dem größten Drehmoment  $M_{M,max}$ . Das Zurückschalten erfolgt genau umgekehrt von der Drehzahl des größten Moments. Dabei darf die Höchstdrehzahl  $n_{M,max}$  im Gang  $n$  nicht überschritten werden

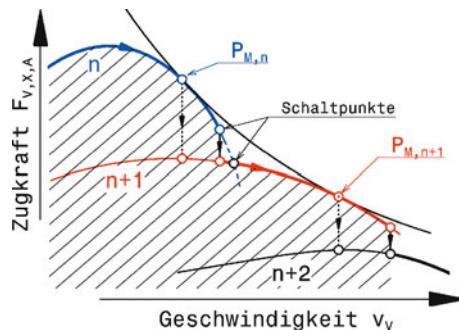


**Achsübersetzung  $i_D$  Final Drive Ratio.** Die in einer Stufe zu realisierende Endübersetzung liegt im Bereich  $2 \leq i_D \leq 7$ . Wird eine größere Übersetzung gebraucht, wird eine weitere Übersetzungsstufe vorgesehen.

**Wahl der Zwischengänge Choice of Intermediate Gears.** Liegen größte und kleinste Übersetzung fest, werden die Abstufungen dazwischen festgelegt. Die Abstufung soll so festgelegt werden, dass beim Zurückschalten bei Erreichen des maximalen Motordrehmoments die Höchstdrehzahl des Motors im nächst niedrigeren Gang nicht überschritten wird, Abb. K.21.

Will man die größte Beschleunigung erreichen, ist es wichtig, dass die Fläche unter der Motorzugkraftkurve möglichst groß ist [6]. Der Schaltpunkt liegt dann etwas über der Nenndrehzahl (Drehzahl der Maximalleistung), Abb. K.22. Bei enger Getriebeabstufung ergibt sich der ideale Schaltpunkt durch den Schnittpunkt der Zugkraftkurven aufeinanderfolgender Gänge.

Je steiler die Momentenkurve eines Motors verläuft und je schmäler sein nutzbares Drehzahlband ist, desto wichtiger wird die Getriebeabstufung. Je mehr Gänge ein Getriebe aufweist, desto besser lässt sich die Motorzugkraft an die Zugkrafthyperbel anpassen. Allerdings nehmen der Bauaufwand und die Masse eines Getriebes mit steigender Gangzahl zu. Kleine Getriebeabstufungen führen auch



**Abb. K.22** Schaltvorgang für große Beschleunigung. Für große Beschleunigung wird in jedem Gang über der Nenndrehzahl geschaltet (*durchgehende Linie*). Zum Vergleich ist der Schaltzeitpunkt bei Nenndrehzahl eingetragen (*punktierte Linie*). In diesem Fall ist die Fläche unter der Zugkraftkurve des Motors wesentlich kleiner. Schneiden sich aufeinanderfolgende Zugkraftkurven, so ist der Schnittpunkt der ideale Schaltzeitpunkt

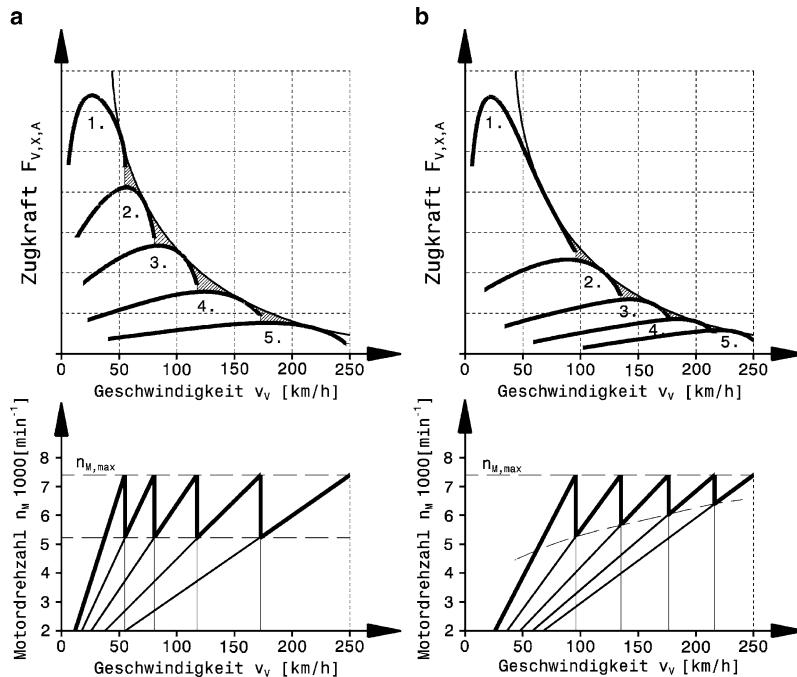


Abb. K.23 Vergleich der Auslegungsarten. Oben Zugkraftdiagramm, unten Geschwindigkeits-Drehzahldiagramm (Getriebeplan). a Geometrische Auslegung. b Progressive Auslegung

dazu, dass öfter geschaltet werden muss, was auch mit einem gewissen Zeitaufwand verbunden ist. Beim Schalten mit Zugkraftunterbrechung nimmt die Fahrzeuggeschwindigkeit während des Schaltvorgangs ab, Näheres siehe Abschn. M.3.1 *Zugkraftunterbrechung*.

Das Verhältnis der Übersetzungen zweier benachbarter Gänge ist der Stufensprung:

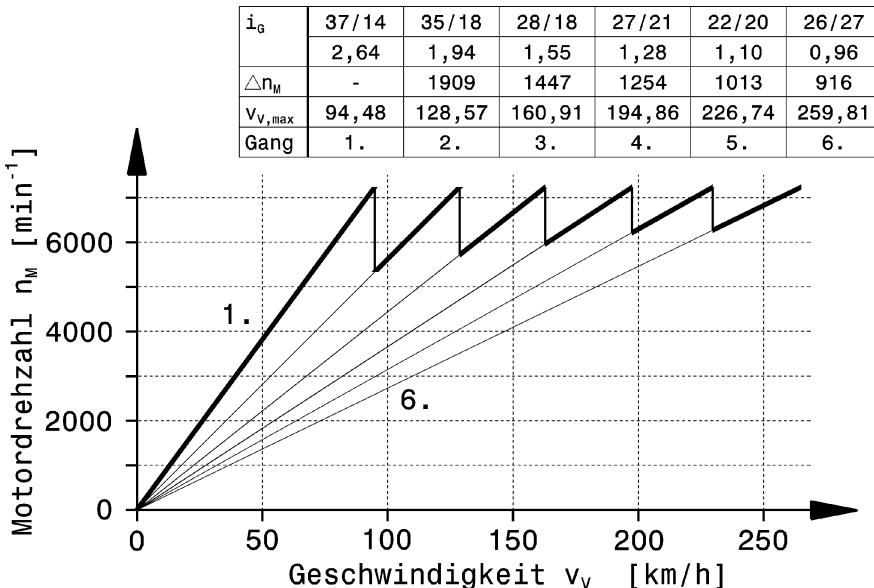
$$\Phi = \frac{i_{G,n}}{i_{G,n+1}} \quad (K.29)$$

$\Phi$  Stufensprung, –  
 $i_{G,n}, i_{G,n+1}$  Getriebeübersetzung des Ganges  $n$  bzw.  $n + 1$

In der Praxis werden folgende Methoden zur Berechnung der Stufensprünge herangezogen:

- geometrische Gangabstufung *geometric gear stepping*
- progressive Gangabstufung *progressive gear stepping*
- Abstimmung auf einen bestimmten Rundkurs *gearing for a certain course*.

Abbildung K.23 liefert einen vergleichenden Überblick über beide Auslegungsarten. Bei der geometrischen Abstufung ist der Stufensprung immer gleich. Die Annäherung der Motorzugkraft an die effektive Zugkrafthyperbel ist dadurch bei allen Gängen etwa gleich groß, allerdings mit der Folge, dass die Differenzen der Höchstgeschwindigkeiten der einzelnen Gänge nach oben hin immer größer werden. Beim Schalten fällt die Motordrehzahl immer auf dasselbe Niveau zurück.



**Abb. K.24** Getriebeplan eines Formel-Renault-Wagens. Geschaltet wird bei der Höchstdrehzahl von  $7200 \text{ min}^{-1}$ . Der Drehzahlabfall  $\Delta n_M$  wird mit zunehmender Gangnummer niedriger, es handelt sich also um eine progressive Abstufung. Zusätzlich ist noch die Übersetzung  $i_G$  jedes Gangs als Zähnezahlverhältnis und als rationale Zahl angeführt. Die Achsübersetzung beträgt  $i_D = 3,1$ . Für dieses Fahrzeug gibt es noch zwei weitere Abstufungen. Das Diagramm zeigt die kleinsten Übersetzungen, also die größten Endgeschwindigkeiten

Im Gegensatz zur geometrischen Abstufung wird bei progressiver Abstufung der Stufensprung mit steigender Gangnummer immer kleiner. Die Geschwindigkeitsdifferenzen bei Motorhöchstdrehzahl bleiben dadurch in etwa konstant und die nicht abgedeckten Bereiche (schraffiert dargestellt) im Zugkraftdiagramm werden bei höheren Gängen immer kleiner. Dadurch ist das Beschleunigungsvermögen in diesem Geschwindigkeitsbereich besser. In den unteren Gängen ist der Zugkraftüberschuss ohnedies so groß, dass größere Lücken kaum ins Gewicht fallen. Beim Schalten wird der Drehzahlabfall bei höheren Gängen immer kleiner, was das Schalten bei höheren Geschwindigkeiten erleichtert.

Bei Rennfahrzeugen wird die Abstufung vorteilhaft progressiv vorgenommen. Abbildung K.24 zeigt beispielhaft den Getriebeplan (Sägezahndiagramm) eines Formel-Wagens. Der Geschwindigkeitsverlauf ist linear über der Motordrehzahl aufgetragen, d. h. es wird kein Schlupf und kein Reifenwachstum berücksichtigt.

Die einzelnen Übersetzungen errechnen sich aus der kleinsten Übersetzung und aus dem Stufensprung.

**Geometrische Abstufung.** Bei geometrischer Abstufung ist der Stufensprung immer gleich und errechnet sich zu:

$$\Phi_{\text{geom}} = \sqrt[j-1]{i_{G,t}} \quad (\text{K.30})$$

$\Phi_{\text{geom}}$  Stufensprung bei geometrischer Abstufung, –

$j$  Anzahl der Gänge, –

$i_{G,t}$  Getriebespreizung, –

Damit ergeben sich die Übersetzungen der einzelnen Gänge  $n = 1$  bis  $j$ :

$$i_{G,n} = i_{G,j} \cdot \Phi_{\text{geom}}^{(j-n)} \quad (\text{K.31})$$

$i_{G,n}$  Übersetzung des Gangs  $n$ , –

$i_{G,j} = i_{G,\min}$  Übersetzung des höchsten Gangs = kleinste Übersetzung, –

Geometrische Abstufungen werden im Allgemeinen gewählt, wenn alle Gänge eines Getriebes im Fahrbetrieb gleichwertig sind.

**Progressive Abstufung.** Die Stufensprünge zwischen den einzelnen Gängen nehmen stetig ab. Zunächst wird also ein Progressionsfaktor gewählt, der die Veränderung des Stufensprungs bestimmt.

$k_\Phi$  Progressionsfaktor, –

Übliche Werte liegen zwischen 1,0 und 1,2

Aus der Getriebespreizung errechnet sich der erste Stufensprung zu:

$$\Phi_1 = \sqrt[j-1]{\frac{1}{k_\Phi^{0,5(j-1)(j-2)}} i_{G,t}} \quad (\text{K.32})$$

$\Phi_1$  erster Stufensprung, –. Übliche Werte: 1,1 bis 1,7

$j$  Anzahl der Gänge, –

$i_{G,t}$  Getriebespreizung, –

Damit ergeben sich die Übersetzungen der einzelnen Gänge  $n = 1$  bis  $j$ :

$$i_{G,n} = i_{G,j} \Phi_1^{(j-n)} \cdot k_\Phi^{0,5(j-n)(j-n-1)} \quad (\text{K.33})$$

$i_{G,n}$  Übersetzung des Gangs  $n$ , –

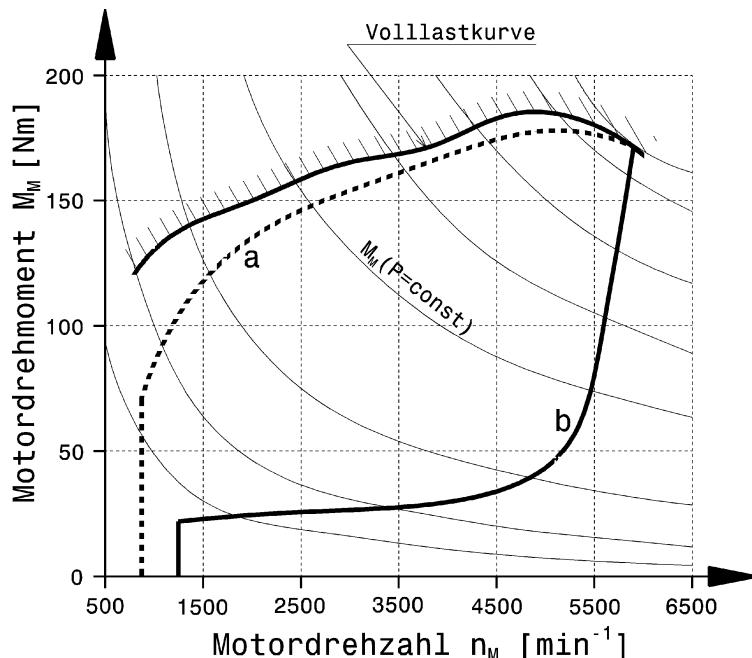
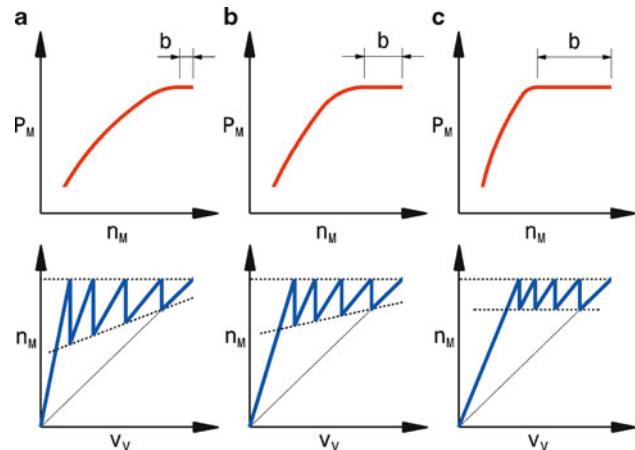
$i_{G,j} = i_{G,\min}$  Übersetzung des höchsten Gangs = kleinste Übersetzung, –

Die tatsächlichen Übersetzungen werden natürlich so gewählt, dass sie einem ganzzahligen Zähnezahlverhältnis entsprechen. Dadurch können auch bei geometrischer Abstufung leicht unterschiedliche Stufensprünge zwischen den Gängen entstehen.

**Abstufung auf Motorkennung.** Der Verlauf der Maximalleistung  $P_M$  kann auch in die Wahl der Zwischengänge einbezogen werden, Abb. K.25. Zu sehen sind drei unterschiedliche Motorkennungen. Motor (a) weist eine spitze Charakteristik seiner Maximalleistung auf und das Getriebe ist das stark progressiv abgestuft. Das andere Extrem stellt Motor (c) dar. Er hat zeigt eine ausgeprägt gleichbleibende Maximalleistung über der Drehzahl  $n_M$  (Drehzahlbandbreite b), wie sie etwa ein Motor mit Luftmengenbegrenzer hat. Das dazu passende Getriebe ist linear abgestuft. Motor (b) befindet sich mit seiner Charakteristik zwischen den beiden und sein Getriebe ist weniger progressiv abgestuft als bei (a).

**Abstufung auf einen Rundkurs.** Bei einem bekannten Rundkurs sind die Geschwindigkeiten in den Kurven und am Ende von langen Geraden bekannt. Die Übersetzungen werden so gewählt, dass die größte Beschleunigung beim Verlassen einer Kurve erreicht werden kann, also die Geschwindigkeit am Kurvenausgang mit der Drehzahl des größten Motormoments zusammenfällt. Bei langen Geraden wird man die Übersetzung des entsprechenden Gangs so wählen, dass die Höchstgeschwindigkeit gerade am Ende dieses Streckenabschnitts erreicht wird. Wäre die Übersetzung zu groß, würde der Fahrer knapp vor der nächsten Kurve noch einmal hochschalten müssen und danach bremsen.

**Abb. K.25** Wahl der Zwischengänge basierend auf Motorkennlinie, schematisch nach [10]. Die drei Motoren unterscheiden sich durch die Breite  $b$  des Drehzahlbands bei Maximalleistung. **a** spitze Kennlinie der Motorleistung, **b** mittlere Breite des Drehzahlbands, **c** breites Drehzahlband. Jeweils darunter ist der zugehörige Getriebeplan abgebildet



**Abb. K.26** Motorkennfeld mit Regelkennlinien eines Stufenlosgetriebes, nach [1]. Das Kennfeld wird nach oben durch die Vollastkurve begrenzt. Diese Kurve maximalen Motormoments kann nicht überschritten werden. Mit einem Stufenlosgetriebe kann man im Betriebsbereich darunter beliebige Drehzahl und Lastpunkte anfahren. Eingetragen sind zwei extreme Regelkennlinien. **a** Regelkennlinie für minimalen Kraftstoffverbrauch. **b** Regelkennlinie für große Fahrleistungen. Die Regelung für geringen Kraftstoffverbrauch liegt so, dass die verbrauchsgünstigen Bereiche durchfahren werden. Die fahrleistungsorientierte Regelung trachtet in jedem Betriebspunkt nach einem möglichst großen Zugkraftüberschuss

**Übersetzungen und ihre Änderungen bei Stufenlosgetrieben.** Wie der Name schon sagt, werden bei diesen Getrieben keine festen Gangabstufungen eingestellt, sondern die Übersetzung kann in einem bestimmten Bereich beliebig variiert werden. Die Getriebespreizung von Stufenlosgetrieben, die bei der Getriebebauart auch Regelbereich genannt wird, liegt bei  $i_{G,\text{r}} = 5$  bis 6.

Im Grunde können bei Stufenlosgetrieben Drehmoment und Drehzahl des Motors beliebig eingestellt werden, solange der entsprechende Betriebspunkt im fahrbaren Bereich des Motorkennfelds liegt, Abb. K.26. Will man ein Stufenlosgetriebe zum Erzielen hoher Fahrleistungen einsetzen, so muss die Regelkennlinie im möglichst großen Abstand zur Volllastmomentenkurve verlaufen. Dann ist nämlich ein großer Zugkraftüberschuss garantiert.

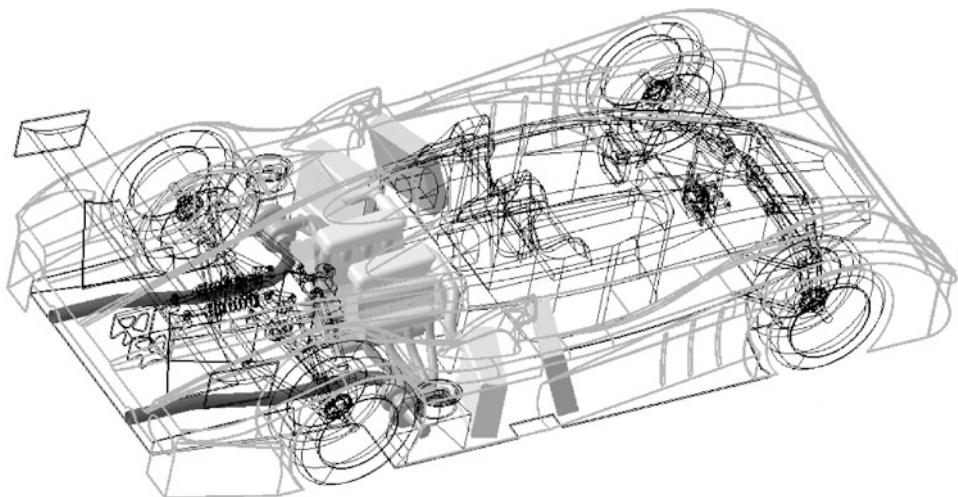
Was beim Stufengetriebe das Schalten ist, ist beim Stufenlosgetriebe die Verstellgeschwindigkeit. Die Verstellgeschwindigkeit ist die Änderung der Motordrehzahl über der Zeit bzw. die Änderung der Übersetzung über der Zeit bei festgehaltener Abtriebsdrehzahl. Eine zu geringe Verstellgeschwindigkeit führt zu lahmen Fahrverhalten. Die Verstellung soll also möglichst rasch erfolgen. Einer Erhöhung der Verstellgeschwindigkeit sind allerdings Grenzen gesetzt. Die zur Verstellung erforderliche Energie stammt nämlich teilweise von der kinetischen Energie des Fahrzeugs. Ist diese Energie zu groß, wird die Beschleunigung kurzzeitig negativ, was sich als „Schaltrucken“ bemerkbar macht.

Der Einsatz von Stufenlosgetrieben in Rennfahrzeugen ist selten. Die derzeit effizienteste Bauform (Verstellscheiben mit Schubgliederkette) hat ihre Einsatzgrenze in der Serie bei 300 Nm Eingangsmoment bei Spreizung 6. Mit Leistungsverzweigung in einem solchen Getriebe lässt sich die Drehmomentkapazität auf 550 Nm erhöhen bei Spreizung 7 [7].

---

## Literatur References

1. Lechner, G., Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe. Springer, Berlin (1994)
2. Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 22. Aufl. VDI, Düsseldorf (1995)
3. McBeath, S.: Formel 1, Aerodynamik. Motorbuch, Stuttgart (2001)
4. Indra, F.: Grande complication. Automobil Revue **50**, (1996)
5. Betzler, J.: Fahrwerktechnik Grundlagen. In: Reimpel, J., Betzler, J. (Hrsg.) Fahrwerktechnik: Grundlagen. 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
6. Smith, C.: Tune to win. Aero Publishers, Fallbrook (1978)
7. Englisch, A., et al.: Entwicklungspotenziale für stufenlose Getriebe. ATZ **7/8**, 676–685 (2003)
8. Wallentowitz, H.: Längsdynamik von Kraftfahrzeugen, Vorlesungsumdruck Fahrzeugtechnik I, 12. Aufl. Institut für Kraftfahrwesen, Aachen (2005)
9. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
10. Roberts, N.: Think Fast, The Racer's Why-To Guide to Winning, 1. Aufl. Eigenverlag, Charleston (2010)



Der Motor macht ein Fahrzeug erst zum AUTOmobil, also fähig zum selbsttätigen Vorwärtskommen. Darüber hinaus strahlt der Motor eine große, wenn nicht die größte Faszination von allen einzelnen Baugruppen aus und ist Sinnbild für die Leistung. Bei Rennfahrzeugen wird neben seiner Leistungsfähigkeit auch seinem akustischen Auftritt große Beachtung geschenkt.

---

## 1 Grundlagen *Fundamentals*

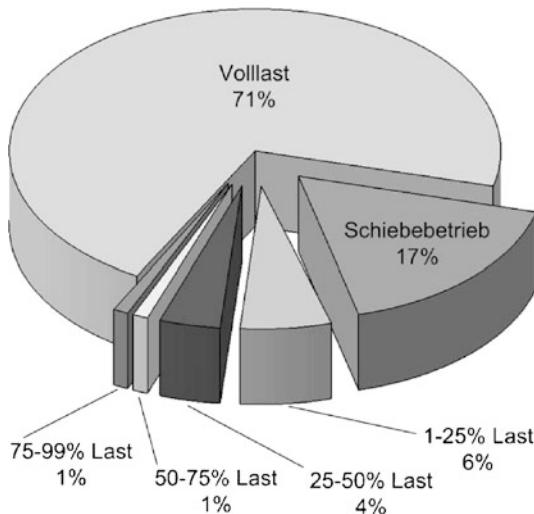
Allgemein wird von Experten der Anteil des Motors an den Fahrleistungen von Rennfahrzeugen nicht hoch, verglichen mit anderen Baugruppen (Reifen, Fahrwerk), eingeschätzt (vgl. Abschn. B.3.2 *Konzeptvergleich*). Dennoch ist er nicht unwichtig, schließlich gibt er der Sportart seinen Namen. Ein Motorenentwickler<sup>1</sup> fasst diese scheinbar paradoxe Situation so zusammen: Es ist schwer ein Rennen wegen des Motors zu gewinnen, aber leicht eines wegen des Motors zu verlieren. Der Motor muss standfest sein und vor allem einen stetigen Leistungsverlauf über der Drehzahl aufweisen. Das macht sein Verhalten für den Rennfahrer berechenbar, der im Grunde ohnedies nur zwei Stellungen des Fahrpedals oder Drehgriffs nutzt: Leerlauf und Vollast, d. h. der Motor wird sozusagen digital gefahren. Der Vollastanteil einer Runde beträgt in der Formel 1 je nach Strecke zwischen 35 % (Monaco) und 70 % (Monza) [10]. Auch bei Langstreckenrennen wird von einem solchen Höchstwert für die Motorentwicklung ausgegangen, Abb. L.1. Mit abnehmendem Hubraum nimmt der Vollastanteil auf derselben Strecke zu. Bei Bergrennen kann der Vollastanteil aber durchaus unter 15 % liegen.

Im grundsätzlichen Aufbau unterscheiden sich Rennmotoren von Serienmotoren nicht. Gegenüber Motoren in Alltagsfahrzeugen sind Rennmotoren jedoch größeren Längs- und Querbeschleuni-

---

<sup>1</sup> Luca Marmorini, Technischer Direktor Motorenabteilung Toyota Motorsport: "It's hard to win a race because of the engine but it's easy to lose a race because of it."

**Abb. L.1** Lastanteile beim 24-Stunden-Rennen von Le Mans, nach [28]. Eine typische Aufteilung von Drosselklappenstellungen. Der Vollastanteil überwiegt als das eine Extrem und das andere folgt an zweiter Stelle, nämlich der Betrieb mit geschlossener Drosselklappe



gungen ausgesetzt, was z. B. für das Schmiersystem von Bedeutung ist. Die erwünschte hohe Leistung wird u. a. über eine hohe Drehzahl erzielt. Das führt zu größeren Massenkräften mit entsprechend höheren Bauteilbelastungen und der Ventiltrieb wird zum kritischen System. Schaltfehler der Fahrer können ohne elektronische Schutzsysteme zum Zerstören des Motors führen [18]. Die Lebensdauer eines Motors ist im Vergleich zu Gebrauchsmotoren wesentlich geringer, die freigesetzte Leistung dabei erheblich höher. Es werden spezifische Leistungen bis zu 500 kW/l Hubraum erreicht. Entsprechende Werte von Serienmotoren liegen für aufgeladene Ottomotoren bei 50 bis 100 kW/l.

Für hohe Fahrleistungen muss der Rennmotor physikalisch betrachtet bei zwei Kenngrößen möglichst hohe Werte aufweisen. Ein kräftiges Drehmoment ist für große Beschleunigungen erforderlich und eine hohe Leistung ist für hohe Endgeschwindigkeiten notwendig.

Die Leistung eines Verbrennungsmotors beschreibt folgende Zahlenwertgleichung.

$$P_e = \frac{i}{600} \cdot z \cdot n_M \cdot p_{m,e} \cdot V_h \quad (\text{L.1})$$

$P_e$  effektive Leistung, kW

$i$  Taktzahl,  $-$ ,  $i = 0,5$  für 4-Takter und  $i = 1$  für 2-Takter

$z$  Anzahl der Zylinder,  $-$

$n_M$  Drehzahl des Motors,  $\text{min}^{-1}$

$p_{m,e}$  effektiver Mitteldruck, bar. Maximalwerte für  $p_{m,e}$  bei Rennmotoren etwa 12 bis 35 bar, bei Serienottomotoren zwischen 8 und 13 bar, bei Pkw-Dieselmotoren 7 bis 14 bar

$V_h$  Hubvolumen eines Zylinders, l

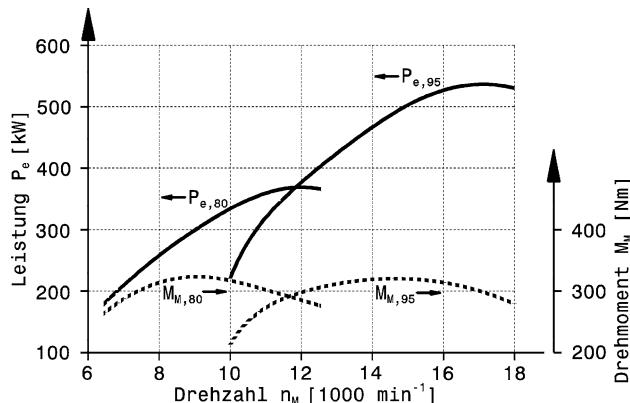
Für das Drehmoment gilt:

$$M_M = \frac{100}{2\pi} \cdot i \cdot z \cdot p_{m,e} \cdot V_h$$

$M_M$  Motormoment, Nm

Aus der Betrachtung der Gleichungen folgen unmittelbar die grundsätzlichen Möglichkeiten zur Hebung von Leistung und Drehmoment eines Verbrennungsmotors:

**Abb. L.2** Leistungsvergleich der 3,0 l Saugmotoren von 1980 und 1995 [2]. Der Leistungszuwachs entstand nur durch die höhere Drehzahl. Der Mitteldruck und damit das Drehmoment blieben praktisch unverändert



**Taktzahl Number of Strokes.** Theoretisch weist ein Zweitaktmotor bei sonst gleichen Parametern die doppelte Leistung eines Viertakters auf. Praktisch erreicht er jedoch nicht denselben Mitteldruck. Abgesehen davon stehen seinem Einsatz oft (Tendenz steigend) Reglementforderungen entgegen.

**Anzahl der Zylinder Cylinder Number.** Eine große Zylinderzahl führt bei gegebenem Einzelzylinderhubraum zu großem Gesamthubvolumen und damit zu entsprechend mehr Leistung. Einer sehr großen Zylinderzahl stehen allerdings Nachteile durch ein entsprechend geringes Einzelzylindervolumen bei konstantem Hubraum und durch die große Teilezahl entgegen. Geringe Zylinderhubvolumina ermöglichen aber auch prinzipiell höhere Drehzahlen wegen der höheren Eigenfrequenz des gasdynamischen Systems Ansaugrohr – Zylinder.

**Drehzahl Speed.** Bei feststehendem Hubraum und Mitteldruck bleibt praktisch nur noch eine Drehzahlsteigerung zur Erhöhung der abgegebenen Motorleistung, Abb. L.2. Formel-1-Saugmotoren erreichen so weit mehr als die doppelte Nenndrehzahl von Serienottomotoren.

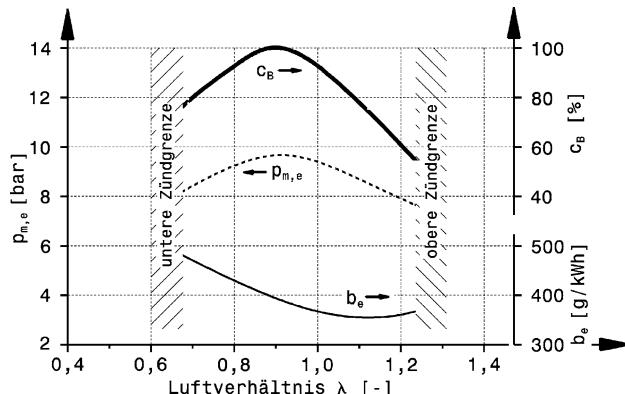
Die Grenzen für eine Drehzahlsteigerung geben in erster Linie drei Bereiche einzeln vor, d.h. wenn bereits ein Bereich nicht mehr gesteigert werden kann, ist das Drehzahllimit erreicht:

- Gasdurchsatz
- Verbrennungsgeschwindigkeit
- Bauteilfestigkeit.

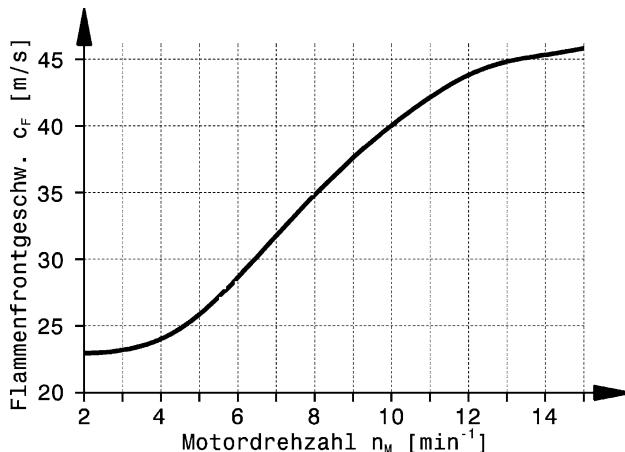
**Gasdurchsatz Mixture Flow.** Der Gasdurchsatz durch den Motor stößt mit steigender Drehzahl an physikalische Grenzen, weil die Ventilöffnungsflächen nicht beliebig vergrößert werden können. Ist das kritische Druckverhältnis im Ventilbereich erreicht, übersteigt die Gasgeschwindigkeit auch bei weiterer Drehzahlsteigerung die lokale Schallgeschwindigkeit nicht. Die Vergrößerung der Ventilöffnungsfläche ist daher ein wichtiges Kriterium bei der Festlegung des Motorkonzepts. Siehe auch Abschn. L.4.1 *Zylinderkopf*.

**Verbrennungsgeschwindigkeit, Kolbengeschwindigkeit Combustion Velocity, Piston Speed.** Das Brennverfahren muss im Stande sein, möglichst rasch das pro Arbeitsspiel zugeführte Gemisch vollständig zu verbrennen. Die Flammenfrontgeschwindigkeit  $c_F$  setzt sich zusammen aus der Brenngeschwindigkeit  $c_B$  (relativ zum unverbrannten Gemisch) und der Transportgeschwindigkeit  $c_T$ , mit der die Flammenfront durch Eigenbewegung des Gasgemisches transportiert wird:  $c_F = c_B + c_T$ . Motordrehzahl und Brennraumgeometrie beeinflussen die Transportgeschwindigkeit  $c_T$ . Die Brenn-

**Abb. L.3** Einfluss von Luftverhältnis  $\lambda$  auf Brenngeschwindigkeit  $c_B$ , Mitteldruck  $p_{m,e}$  und spezifischem Kraftstoffverbrauch  $b_e$  eines Ottomotors. Das Luftverhältnis beeinflusst die Brenngeschwindigkeit und damit Mitteldruck und Kraftstoffverbrauch eines Verbrennungsmotors



**Abb. L.4** Flammenfrontgeschwindigkeit  $c_F$  bei 4-Ventil-Ottomotoren mit handelsüblichem Kraftstoff. Bei geringen Drehzahlen ist die Flammenfrontgeschwindigkeit praktisch gleich der Brenngeschwindigkeit von 24 bis 25 m/s. Mit steigender Drehzahl nimmt die Transportgeschwindigkeit und damit die Geschwindigkeit der Flammenfront zu. Bei 45 m/s nähert sich die Flammenfrontgeschwindigkeit einem oberen Grenzwert



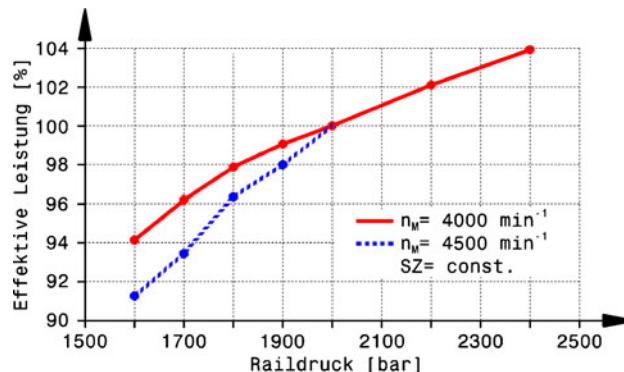
geschwindigkeit  $c_B$  wird bestimmt vom Zustand des Gemisches, der chemischen Zusammensetzung des Kraftstoffs und dem Luftverhältnis  $\lambda$ , s. Abb. L.3.

Der maximale Mitteldruck  $p_{m,e}$  wird bei Benzin bei einem Luftverhältnis von 0,85 bis 0,9 (Kraftstoffüberschuss) erreicht, wo die größte Brenngeschwindigkeit  $c_B$  auftritt. Der effektive Wirkungsgrad dagegen wird in erster Linie von der Vollkommenheit der Verbrennung und weniger von der Brenngeschwindigkeit bestimmt. Bei  $\lambda = 1,1$  (10 % Luftüberschuss) wird daher das Verbrauchsminimum erreicht. Die Transportgeschwindigkeit kann durch den Einlassvorgang und die Brennraumgeometrie beeinflusst werden. Die Gestaltung des Brennraums und des Kolbenbodens sowie die Zündkerzenlage sind somit ebenfalls leistungsbestimmend.

Dabei muss der Motorenentwickler einen klassischen Kompromiss lösen: Stärkere Ladungsbewegungen und damit kurze Brenndauern werden mit Einlasskanälen erzielt, die geringere Durchflüsse aufweisen und somit die Leistungsausbeute begrenzen.

Wie sich die resultierende Flammenfrontgeschwindigkeit (*flame front velocity*)  $c_F$  über der Drehzahl ändert, zeigt Abb. L.4.

Will man den Grenzwert der Geschwindigkeit der Flammenfront weiter nach oben schieben, muss die Kraftstoffzusammensetzung geändert werden. Das ist nur bei wenigen Reglements möglich. Deshalb ist eine Verkürzung der Flammenwege im Brennraum zielführender. Dies geschieht durch kleinere Bohrung oder mehr Zündkerzen pro Zylinder.



**Abb. L.5** Einfluss des Raildrucks auf die Motorleistung von Dieselmotoren [49]. SZ Bosch Schwärzungszahl, ein Maß für den Dieselrauch *FSN filter smoke number*.  $n_M$  Motordrehzahl. Mit zunehmendem Einspritzdruck steigt die Motorleistung an. Zugleich spiegelt der Verlauf die zeitliche Entwicklung der Leistung wider. Die Daten bis 2000 bar Raildruck stammen vom ersten Renndieselmotor R10 V12 TDI und zeigen seine Entwicklung über drei Jahre. Der jüngere R15 V10 TDI fährt inzwischen mit 2400 bar

Die Schnelligkeit der ottomotorischen Verbrennung wird also maßgeblich durch die vorhandene Turbulenzintensität bestimmt. Die Konsequenz ist, dass die Brenndauer – ausgedrückt in Grad Kurbelwinkel – bei gleich bleibender Last praktisch unabhängig ist von der Motordrehzahl. Die Motordrehzahl ist folglich nicht die bestimmende Ähnlichkeitsgröße bei Ottomotoren, sondern die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $v_m$ . Diese charakterisiert die wichtigsten tribologischen und strömungsmechanischen Prozesse. Man beobachtet, dass ungefähr bei  $v_m > 18 \text{ m/s}$  die Druckabfälle so stark zunehmen, dass keine gute Zylinderfüllung mehr gewährleistet ist [29]. Die Lebensdauer des Motors leidet ebenfalls merklich, wenn die mittlere Kolbengeschwindigkeit diesen Wert überschreitet. Aus der Beziehung für  $v_m$  folgt, dass bei einer Drehzahlsteigerung der Hub verkleinert werden muss, wenn die bekannte Grenze für  $v_m$  nicht überschritten werden soll.

$$v_m = \frac{s \cdot n_M}{30.000} \quad (\text{L.2})$$

Zahlenwertgleichung:

$v_m$  mittlere Kolbengeschwindigkeit, m/s

$s$  Hub, mm

$n_M$  Motordrehzahl,  $\text{min}^{-1}$

Werte für maximale mittlere Kolbengeschwindigkeiten:

$v_{m,\max} < 20 \text{ m/s}$  Erfahrungswert für Serienottomotoren Pkw

$v_{m,\max} = 19 \text{ bis } 21 \text{ m/s}$  für Langstrecken-Motoren (Le Mans etc.)

$v_{m,\max} \approx 25 \text{ bis } 27,3 \text{ m/s}$  bei Formel-1-Motoren.

Bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung lässt sich ein Einfluss des Einspritzdrucks auf die Gemischbildung feststellen. Mit zunehmendem Kraftstoffdruck verfeinert sich die Kraftstoffzerstäubung. Dadurch wird die Leistungsausbeute des Motors gesteigert, eine angepasste Kanalgestaltung für Zylinderluftbewegung und -füllung samt optimierter Kolbenmuldenform vorausgesetzt. Der Leistungsgewinn nimmt mit steigendem Raildruck allerdings wegen des knapper werdenden Luftverhältnisses ab. Abbildung L.5 zeigt den Einfluss des Raildrucks auf die Motorleistung am Beispiel

der Audi TDI-Motoren für Le Mans. Für die Kraftstoffeinspritzung sorgt bei diesen aufgeladenen Dieselmotoren ein Common-Rail-System.

**Bauteilfestigkeit Components Strength.** Die Bauteile, die die Grenzen einer Drehzahlsteigerung vorgeben, sind der Kolben, das Pleuel, die Kurbelwelle und die Hauptlager. Mit steigender Drehzahl steigen die Reibungsverluste stark an und überquadratische Hub-Bohrungsverhältnisse (s. Anhang), also  $s/B < 1$ , sind gegenüber anderen Auslegungen auch in dieser Hinsicht im Vorteil. Der Reibleistungsgewinn überwiegt die höheren Wärmeverluste. Bei einem kleineren Hub ergibt sich bei gegebenem Hubraum ein größerer Bohrungsdurchmesser. Dieser ermöglicht größere Ventildurchmesser, was gerade bei hohen Drehzahlen den Liefergrad heben hilft. Bei kleinem Hub bleiben auch die oszillierenden und rotierenden Massenkräfte kleiner. Hochdrehzahlmotoren profitieren also mehrfach von überquadratischen Hub-Bohrungsverhältnissen.

Neben dieser Überlegung sind weitere Kriterien, die für eine Drehzahlsteigerung betrachtet werden müssen die mechanische (Warm-)Festigkeit von Bauteilen, die Aufrechterhaltung der Schmierung und Schwingungen im Ventiltrieb.

**Mitteldruck Mean Effective Pressure.** Je höher der effektive Mitteldruck  $p_{m,e}$ , desto größer die vom Motor entfaltete Leistung und das Moment. Der Mitteldruck stellt überhaupt eine praktische Vergleichsgröße von Motoren unterschiedlichen Hubraums dar. Er ist das auf den Gesamthubraum bezogene Drehmoment. Mit einem hohen Mitteldruck ist es auch möglich hohe Leistung bei relativ geringen Drehzahlen zu erzielen. Das verbessert die Fahrbarkeit und den Kraftstoffverbrauch. Außerdem muss bei einem vorgeschriebenen Luftpengenbegrenzer die Drehzahl unterhalb der Grenzdrehzahl bleiben, soll der Motor nicht ersticken (s. auch Abschn. L.4.5). Ein geringer Kraftstoffverbrauch bietet den Vorteil des geringeren Startgewichts und auch während des gesamten Rennens ein günstigeres Leistungsgewicht. Die Wirkung der Gaskraft auf den Kolben kann auch dadurch erhöht werden, dass der Gegendruck auf der Kolbenunterseite reduziert wird. Senkt man den Druck im Kurbelraum ab, erhöht sich die Leistung entsprechend (L.1):

$$\Delta P_e = \frac{i}{600} \cdot z \cdot n_M \cdot \Delta p_{m,e} \cdot V_h$$

Wird der Kurbelraum eines Saugmotors evakuiert, so ist die Mitteldruckzunahme etwa 1 bar (das entspricht dem sonst an der Kolbenunterseite wirkenden Umgebungsdruck). Bei einem 3l-Motor führt das bei  $10.000 \text{ min}^{-1}$  zu einer Leistungszunahme von  $\Delta P_e = 25 \text{ kW}$ . Natürlich geht davon ein Teil für die Vakuumpumpe verloren. Nebenbei werden die durch Luftreibung hervorgerufenen Widerstände der bewegten Kurbeltriebsteile beinahe vollständig reduziert. Der Mitteldruck wird maßgebend bestimmt vom Luftaufwand und vom Gemischheizwert.

$$p_{m,e} = \eta_e \cdot \lambda_a \cdot H_G \quad (\text{L.3})$$

$\eta_e$  effektiver Wirkungsgrad, –

Ist das Verhältnis der geleisteten Arbeit zur eingesetzten Brennstoffenergie. Bestwerte für  $\eta_e$  bei Rennmotoren bis etwa 0,3 (also 30 %), bei Serienottomotoren zwischen 0,25 und 0,35. Diese Werte werden nur in bestimmten Betriebspunkten erreicht.

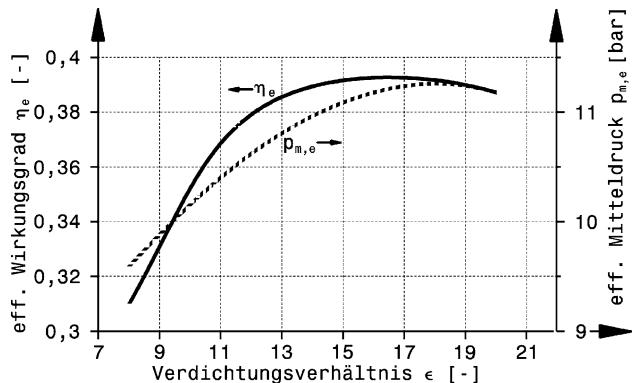
$\lambda_a$  Luftaufwand, –.

Ist das Verhältnis der tatsächlichen zugeführten Frischladung zur theoretisch möglichen, d. h. ohne Verluste eingebrachten, Ladungsmasse im Zylinder.

$H_G$  Gemischheizwert,  $\text{kJ}/\text{m}^3$ .

Ist die auf das Volumen der Frischladung bezogene Brennstoffenergie.

**Abb. L.6** Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf effektiven Mitteldruck und effektiven Wirkungsgrad bei Vollast eines Ottomotors [26]. Über einem Verdichtungsverhältnis von 17 : 1 fällt der Wirkungsgrad ab. Bedingt durch zunehmende Reibungskräfte und durch Auswirkungen der Brennraumform



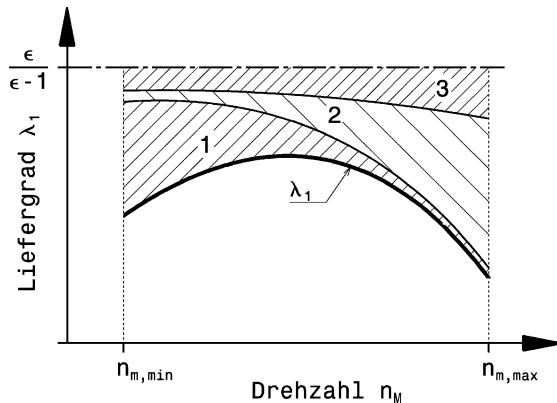
Aus dieser Beziehung folgen weitere Maßnahmen zur Erzielung möglichst großer Leistungen und Momente:

**Wirkungsgrad Efficiency.** Der effektive Wirkungsgrad muss hoch sein, d. h. sämtliche Verluste (Reibung, Antrieb von Nebenaggregaten, ...) müssen klein gehalten werden. Das Verdichtungsverhältnis (*compression ratio*) stellt eine leicht zu beeinflussende Größe dar, mit der der Wirkungsgrad gehoben werden kann, s. Abb. L.6.

Beim Ottomotor wird das praktisch nutzbare Verdichtungsverhältnis durch Klopfen und Glühzündung begrenzt. Um die Grenze möglichst weit hinauszuschieben müssen Brennräume kompakt (kleines Oberflächen-Volumen-Verhältnis hält die Wandwärmeverluste klein) und wenig zerklüftet sein. Eine gezielte Brennraumdachkühlung ist in dem Zusammenhang von großem Wert. Die Kraftstoffzusammensetzung stellt ebenfalls eine Maßnahme zur Beseitigung des Klopfens dar. Die Oktanzahl ist ein Maß für die Klopffestigkeit. Von diesem Mittel lässt sich allerdings nur Gebrauch machen, wenn es das Reglement gestattet. Selbst in der Formel 1 werden (mittlerweile) nur Kraftstoffe zugelassen, die praktisch dem bleifreien Superkraftstoff mit ROZ 98 (Research-Oktanzahl) an der Tankstelle entsprechen. Die Oktanzahl lässt sich in dem Fall nur in engen Grenzen (ROZ 95 bis 102, [34]) durch gefinkelte Verschnittverfahren, wie sie im benötigten Ausmaß nur den Kraftstoffherstellern möglich sind, steigern.

**Luftaufwand Mass of Air Corresponding to Cylinder Volume.** Der Luftaufwand soll möglichst groß sein. Eine Möglichkeit dazu bietet die Aufladung. Dabei wird mehr Ladung in den Brennraum geschafft, als es theoretisch der Saugmotor schafft, d. h. der Luftaufwand ist größer als 1. Man kann die Wirkung einer Aufladung somit auch mit einer Hubraumvergrößerung des Saugers vergleichen. Der Luftaufwand wird auch größer bei strömungsgünstig gestalteten Ansaugbereichen und Erzielung von Aufladeeffekten durch gasdynamische Phänomene, die zumindest in einem schmalen Drehzahlbereich wirken. Die Ladungstemperatur soll möglichst niedrig sein. Eine hohe Temperatur der Frischladung bewirkt eine kleinere Ladungsmasse im Zylinder als es möglich wäre, wegen der geringeren Dichte der ausgedehnten Ladung. Eine andere Vergleichsgröße für den Erfolg des Ladungswechsels ist der Liefergrad (*charging efficiency*)  $\lambda_l$ . Dabei wird die tatsächlich im Zylinder befindliche Masse an Frischgas mit der theoretisch möglichen (= Hubvolumen mal Luftpumpe) verglichen. Für 4-Takt Saugmotoren liegen die Bestwerte im Bereich 0,8 bis 0,9 und darüber. Aufgeladene Motoren erreichen Werte von 1,2 bis 1,6. Den grundsätzlichen Verlauf des Liefergrads über der Drehzahl zeigt Abb. L.7. Der Liefergrad setzt sich zusammen aus den Spül- (1), Strömungs- (2) und Aufheizverlusten (3).

**Abb. L.7** Liefergrad  $\lambda_1$  über der Motordrehzahl  $n_M$ . Der Liefergrad setzt sich aus folgenden Anteilen zusammen: 1 Anteil Spülverluste, 2 Anteil Strömungsverluste, 3 Anteil Aufheizverluste. Der theoretische Maximalwert des Liefergrads liegt mit  $\epsilon/(\epsilon - 1)$  fest



Die Drosselverluste ergeben sich durch die Strömungswiderstände im Ansaugsystem und an den Ventilen. Aufheizverluste entstehen durch Wärmeaustausch der Luft mit den Saugrohwänden und den Zylinderwänden. Spülverluste sind die Folge von Ventilüberschneidung und zu geringem Abgasgegendruck. Mit steigender Drehzahl nehmen Drossel- und Aufheizverluste zu, bei geringen Drehzahlen überwiegen die Spülverluste, so dass der Liefergrad  $\lambda_1$  im mittleren Drehzahlbereich ein Maximum besitzt. Die Lage dieses Maximums kann durch die Wahl der Steuerzeiten und durch Abstimmung von Saugrohrlängen und Durchmesser beeinflusst werden.

**Gemischheizwert Mixture Heat Value.** Die Größe des Gemischheizwerts  $H_G$  wird von der im Kraftstoff chemisch gespeicherten Energie bestimmt. Die Kraftstoffzusammensetzung erlaubt also ebenfalls eine Beeinflussung der Leistung. Davon können allerdings nur wenige Rennklassen merkbar Gebrauch machen. Ein klassisches Beispiel für enorme Leistungssteigerung (und zugleich auch eine der wenigen Ausnahmen) durch entsprechende Kraftstoffzusammensetzung stellen Dragster dar. Bei Beschleunigungsrennen sorgen exotische Treibstoffe von Nitromethan bis Di-Olefine für Literleistungen bis zu 500 kW/l. Der Gemischheizwert errechnet sich wie folgt:

$$\begin{aligned} H_G &= \frac{H_u \rho_L}{\lambda L_{\min}} \quad \text{für } \lambda \geq 1 \\ H_G &= \frac{H_u \rho_L}{L_{\min}} \quad \text{für } \lambda \leq 1 \\ \lambda &= \frac{m_L}{m_K \cdot L_{\min}} \end{aligned} \tag{L.4}$$

$H_u$  spezifischer Heizwert des Kraftstoffs, J/kg

Superbenzin  $H_u = 43.170 \text{ kJ/kg}$ , Diesekraftstoff  $H_u = 42.500 \text{ kJ/kg}$ , Methanol  $H_u = 19.600 \text{ kJ/kg}$ .

$\rho_L$  Luftdichte, kg/m<sup>3</sup>

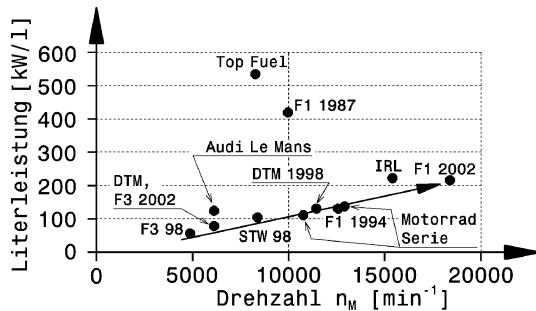
$L_{\min}$  Luftbedarf für stöchiometrische Verbrennung, kg Luft/kg Kraftstoff

Superbenzin  $L_{\min} = 14,7 \text{ kg/kg}$ , Diesekraftstoff  $L_{\min} = 14,5 \text{ kg/kg}$ , Methanol  $L_{\min} = 6,4 \text{ kg/kg}$

$\lambda$  Luftverhältnis, – (s. auch Anhang).

$m_L$  tatsächlich im Zylinder vorhandene Luftmasse, kg

$m_K$  im Zylinder vorhandene Kraftstoffmasse, kg



**Abb. L.8** Literleistung von Motoren, nach [42]. Die eingezeichnete Ausgleichsgerade bestätigt die praktische Gültigkeit von (L.1). Bei gegebenem Mitteldruck wird die Leistung mit der Drehzahl gesteigert. Eine weitere Steigerung erreicht man mit einer Erhöhung des Liefergrads (z. B. Aufladung; F1 1987 = Formel 1 1987) oder durch einen anderen Kraftstoff (Top Fuel). Die stärksten Motoren haben die Dragster (Top Fuel). Die Literleistungen der aufgeladenen 1,5-l-Formel-1-Motoren der 1980er Jahre kommen an zweiter Stelle. Die Fahrzeuge der Indy Racing League (IRL) haben die stärksten Triebwerke auf der Rundstrecke, dicht gefolgt von den zeitgenössischen Formel-1-Motoren

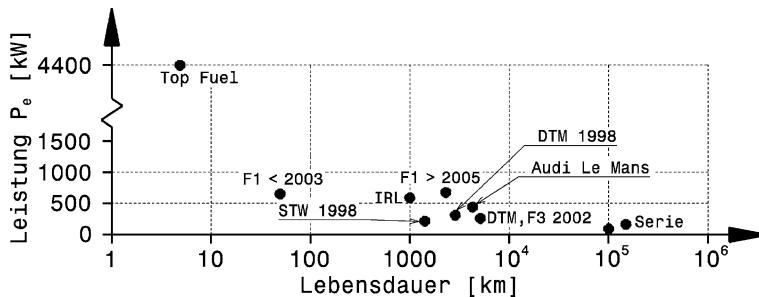
**Hubraum Displacement.** Je größer der Hubraum, desto größer die maximale Leistung. Die Grenzen einer Hubraumvergrößerung zieht einerseits das Reglement, andererseits schränken thermodynamische Erkenntnisse das Einzelzylindervolumen auf einen brauchbaren Bereich ein (s. unten). Zu große Brennräume haben den Nachteil, dass die Flammwege zu groß werden und die Ladung bei großen Drehzahlen nicht mehr vollständig durchbrennt.

Zusammenfassend gibt Abb. L.8 die spezifischen Leistungen unterschiedlicher Motoren über der Drehzahl wieder. Die maximale Literleistung von Renn-Dieselmotoren liegt vergleichsweise bei 90 kW/l.

**Stabilität der Verbrennung Stability of combustion.** Die Unterschiede der Verbrennung einzelner Zylinder bei Mehrzylindermotoren sollen möglichst klein sein. Große Unterschiede treten beispielsweise durch stark abweichende optimale Zündwinkel einzelner Zylinder zu Tage. Hervorgerufen werden solche Unterschiede durch Fehlverteilung von Luft und/oder Kraftstoff auf die einzelnen Zylinder [57]. Als äußerst wirkungsvolle Maßnahmen um das zu vermeiden erweisen sich individuelle Drossleinrichtungen und Einspritzsysteme sowie Saugrohre. Viele Serienmotoren sind im Gegensatz dazu aus Kostengründen mit Verteilersaugrohren und Zentraleinspritzung (Single-point Injection) ausgerüstet.

Außerdem sollen die zyklischen Schwankungen der zylinderindividuellen Verbrennung möglichst klein sein. Zyklische Schwankungen (*combustion variability*) sind bei konstanter Last und Drehzahl stochastisch auftretende Unterschiede im Zylinderdruckverlauf, die sich je nach Ausprägung unter anderem in einem rauen Motorlauf, eingeschränkter Leistung und schlechterem Kraftstoffverbrauch bemerkbar machen. Beeinflusst werden zyklische Schwankungen durch [57]:

- Ladungsbewegung an der Zündkerze und zum Zündzeitpunkt
- Unterschiede der Luft und/oder Kraftstoffmenge, die pro Zylinder eingebracht wird
- Vermischung des Kraftstoffs mit Restgasanteilen
- Gemischaufbereitung (Tröpfchengröße, Spritzwinkel, Strahlführung (*targeting*), Drallströmungen)
- Übermäßige Verdünnung durch Abgasrückführung (Ventilüberschneidung) oder Luft
- Lange Brenndauer wegen ungünstiger Brennraumgestaltung
- Niedrige Zündenergie oder kleiner Elektrodenabstand der Zündkerze.



**Abb. L.9** Lebensdauer von Motoren, nach [42]. Die Triebwerke der Top Fuel Dragster haben zwar beeindruckende Leistungen, müssen allerdings auch bereits nach acht Rennläufen (= 5 km) überholt werden. Umgekehrt erklärt das auch, warum Langstreckenaggregate (z. B. Audi Le Mans) den Serienausführungen so ähnlich sind

Im Allgemeinen nimmt die Stabilität der Verbrennung zu bei:

- Steigender Drehzahl und Last
- Höherem Verdichtungsverhältnis
- Geringerer Ventilüberschneidung
- Höherer Zündenergie an den Elektroden
- Höheren Temperaturen
- Geringerer Luftfeuchtigkeit.

Weitere Maßnahmen um die Stabilität zu erhöhen sind:

- Exakt gleiche Brennraumgestalt in sämtlichen Zylindern.
- Gleiche Längen von Einlass- und Auslasskanälen sowie den daran angeschlossenen Leitungen.
- Aktive Kurbelgehäuseentlüftung bzw. -evakuierung.
- Einspritzventile, die kleine Tröpfchendurchmesser liefern und deren Strahlen so ausgerichtet sind, dass die (Saugrohr-)Wandbenetzung minimal bleibt.
- Hochspannungskabel der Zündanlage mit niedrigem Widerstand.
- Größter fahrbarer Elektrodenabstand der Zündkerze.

Die abhängig vom Einsatzzweck gewünschten Eigenschaften werden bei ausgeführten Motoren im Allgemeinen durch folgende von den denkbaren – oben abgeleiteten – Maßnahmen erreicht [9]:

- Hohe Drehzahl bzw. großer Drehzahlbereich, wobei der Dauerbetrieb bei Drehzahlen von über  $19.000 \text{ min}^{-1}$ , z. B. Formel 1 bis Anfang 2009, wesentlich durch den Einsatz von pneumatischen Ventilbetätigungen ermöglicht wird.
- Größtmögliche Entdrosselung des Ansaugweges.
- Leistungsoptimale Bauelemente wie Saugrohr, Abgaskrümmer und Abgasführung.
- Großer Ventilhub und vier Ventile pro Zylinder, wobei das Ventilmaterial meist Titan ist (geringere Masse bei etwa ähnlicher Festigkeit wie Stahl).
- Verbesserte Kühlung, besonders des Zylinderkopfes.
- Trockensumpfschmierung wegen extremer Beschleunigungen des Fahrzeugs.
- Bei Ottomotoren möglichst klopfeste Brennräume, das bedeutet relativ kleine Ventilwinkel, mittige Kerzenlage und moderate Verdichtungsverhältnisse und Kolben mit möglichst ebenem Kolbenboden.

- Durch höhere thermische und mechanische Belastung Anpassung der Struktur, der Werkstoffe und der Verbindungselemente (Verschraubung) an die gestiegenen Anforderungen.
- Möglichst geringe Masse der verwendeten Bauteile (z. B. Titan, Keramik, kohlefaserverstärkte Kunststoffe). Ein leichter Motor führt zu einem leichten Fahrzeug und führt bei einem geforderten Mindestgewicht zur freien Wahl der Lage von Zusatzmassen zur Verbesserung der Fahrzeuggbalance.
- Lebensdauer angepasst an den Rennbetrieb (Abb. L.9), besondere Maßnahmen zur Qualitätssicherung der verbauten Teile (Einzelprüfung) und routinebestimmter Austausch von Teilen nach bestimmter Laufleistung.

---

## 2 Motorenwahl *Choice of Engine*

Bei der Konzeption von Rennfahrzeugen wird nicht immer ein neuer Motor konstruiert, sondern oft auf vorhandene Motoren zurückgegriffen. Viele Fahrzeughersteller haben auch gar keinen eigenen Motor, sondern sie bieten ihr Fahrzeug ohne Motor an. Der Kunde kauft oder least sich in Folge einen Motor von einem Motorenhersteller. Nachstehend folgen daher einige Überlegungen zur Auswahl von geeigneten vorhandenen Motoren. Diese Kriterien können aber auch vorteilhaft bei Überlegungen zur Neukonstruktion von Aggregaten herangezogen werden.

Die wichtigsten Bewertungskriterien sind [2]:

- Motorleistung
- Fahrbarkeit
- Motorgewicht: Zylinderabstand, Bankwinkel, Material
- Zylinderabstand: Hub-Bohrungsverhältnis
- Äußere Abmessungen: Zylinderabstand, Bankwinkel
- Schwerpunkthöhe: Bankwinkel, Materialien
- Kraftstoffverbrauch
- Einströmbedingungen für die Frischladung: Bankwinkel, Höhe
- Ausströmbedingungen für die Auspuffabgase: Bankwinkel, Breite
- Zylinderzahl, Zündabstand und Zündfolge
- Verlustleistung
- Schwingungsverhalten (Massenausgleich und rotierende Massen): Zylinderabstand, Bankwinkel, Hub/Bohrung
- Drehungleichförmigkeit: Bankwinkel, Hub/Bohrung, Kurbelwelle
- Eignung für Aufladung
- Harmonie mit dem Fahrzeug
- Zünd- und Einspritzanlage
- Hilfsaggregate
- Ersatzteilverfügbarkeit, Service
- Potential zur Weiterentwicklung.

**Motorleistung *Engine Power*.** Hohe Motornennleistung ist Voraussetzung für eine hohe Endgeschwindigkeit. Sie sagt jedoch nichts über Fahrbarkeit und Beschleunigungsvermögen aus. Außerdem kommt die angegebene Maximalleistung nur dann zum Tragen, wenn der Fahrer voll am Fahrpedal steht und wenn die Nenndrehzahl dabei erreicht wird.

**Fahrbarkeit *Driveability*.** Der Verlauf der Drehmomentkurve eines Motors und die Charakteristik zwischen Fahrpedalstellung und abgegebenem Motormoment sind für die Fahrbarkeit maßgebend.

Je stärker ein Motor und je leichter das Fahrzeug ist, desto wichtiger wird die Möglichkeit das Motormoment feinfühlig zu dosieren. Dies vor allem, wenn Traktionskontrollen nicht erlaubt sind. Mit abnehmendem Hubraum wird im Allgemeinen die Fahrbarkeit hochdrehender Rennmotoren besser [32].

Ziel der Motorenentwicklung ist ein hervorragendes Ansprechverhalten und eine sehr gute Fahrbarkeit unter allen Wetter- und Streckenverhältnissen. Dies gilt sowohl für Sprint- als auch Langstreckenbewerbe.

Bei der Wahl des Motors spielt neben dem Maximalwert des Drehmoments auch sein Verlauf über der Drehzahl eine Rolle im Sinne des Beschleunigungsvermögens. Die Fläche unter der Drehmomentkurve zwischen zwei Drehzahlen repräsentiert eine Leistung. Diese Leistung entspricht – wenn man von den Verlusten im Antriebstrang und an den Reifen absieht – der Änderungsrate der kinetischen Energie des beschleunigenden Fahrzeugs zwischen den Geschwindigkeiten, die den beiden Drehzahlen entsprechen. Ein Verlauf mit größerer Fläche ist somit einem Verlauf mit kleinerer Fläche aber höherem Maximalmoment im Sinne einer besseren Beschleunigung vorzuziehen.

**Motorgewicht Engine Weight.** Größe und Ausführung des Motors sind in erster Linie bestimmt von der Forderung nach Leistung, Drehmoment, Komfort, Berücksichtigung von Abgas-, Verbrauchs- und Geräuschvorschriften, der Wahl der Gemischaufbereitung, der Zündanlage und der Forderung nach Wartungsarmut und guter Zugänglichkeit.

Die Motorleistung bzw. das Moment bezogen auf die Motormasse bietet ein Entscheidungskriterium, das für alle Fahrzeuge interessant ist. Bei Serien-Ottomotoren liegen die Werte für Sauger bei 0,8 bis 0,9 kW/kg. 3l-Formel-1-Triebwerke wiesen Werte bis zu 4,6 kW/kg auf [9]. Die Bestwerte lieferten die Formel-1 1,5l Turbo-Motoren mit 5 kW/kg.

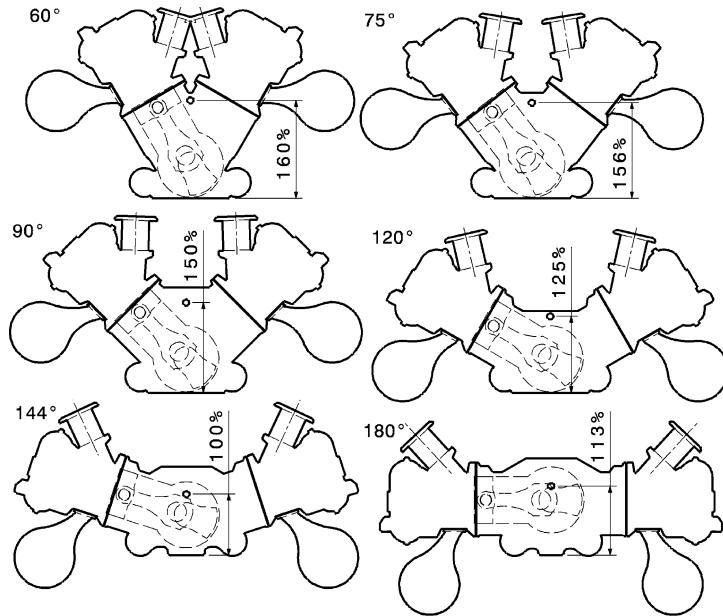
**Bauform Cylinder Arrangement.** Die Wahl der Bauform, z. B. V-Motor, W-Motor, Reihenmotor oder Boxer- wird nicht nur von der gewünschten Hubraumforderung beeinflusst, sondern auch vom Platzangebot im Fahrzeug bestimmt.

Beispielsweise variiert der Platzbedarf von jeweils gleich großen V-Motoren mit verschiedenem Zylinderwinkel. Dies gleichzeitig als Beispiel dafür, dass nicht immer nach maschinendynamischen Gesichtspunkten (Zylinderwinkel 60, 120 oder 180°) verfahren wird, sondern der Platzbedarf vorrangig behandelt wird -und dann kommt es zu Lösungen wie 6-Zylinder-V-90°-Motor und V8-75°, V10-67°, V10-72° und V12-65° (ein gleichmäßiger Zündabstand pro Zylinderbank bleibt jedoch erhalten) [2].

**Schwerpunkthöhe Centre of Gravity Height.** Die Querschnitte der unterschiedlichen Motorkonzepte bestimmen nicht nur die Schwerpunkthöhe, sondern auch wie gut sich die Triebwerke in das Gesamtsystem Fahrzeug einfügen lassen. Wenn man nur die Schwerpunktshöhen bewertet, schneiden die flachen Motoren am besten ab, Abb. L.10. Ein 144° V-Winkel ist günstiger als 180°, weil das Auspuffssystem und die Zusatzaggregate (Ölpumpen, Zentrifugen, ...) für diesen Motor eine höhere Einbaulage im Fahrzeug verlangen. Dennoch werden wegen des besseren Einbaus bei Formel-1-Fahrzeugen Winkel mit 65 bis 72° bevorzugt. Die ungünstigeren Schwerpunkthöhen werden dabei in Kauf genommen. Mittlerweile ist die minimale Schwerpunkthöhe für Formel-1-Triebwerke vom Reglement auf 165 mm limitiert.

Die Kupplungsgröße (Durchmesser) begrenzt die Absenkmöglichkeit des Motors im Fahrzeug, insbesondere bei einer durch Trockensumpfschmierung ermöglichten flachen Ölwanne.

**Motorbreite Engine Width.** Ein breiter Motor bietet für ein Mittelmotorfahrzeug eine gute Basis zur Verschraubung mit dem Rahmen. Ideal bei einem Monoposto ist die Schulterbreite des Fahrers plus ca. 100 mm (für Wandstärken und Freiraum). Ist der Motor breiter stört er die schmale Spantfläche



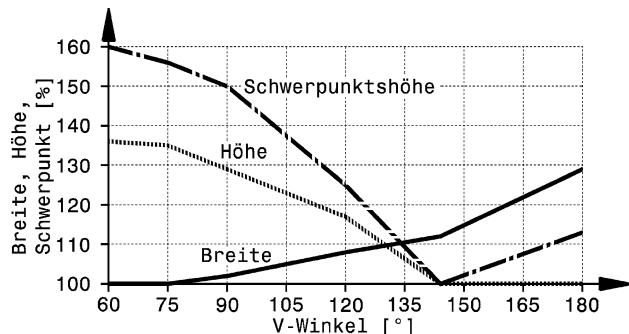
**Abb. L.10** Schwerpunktlagen verschiedener Motorkonzepte. Vergleichsbasis ist ein V- $144^\circ$ -Motor mit Schwerpunktshöhe 100 %. Die Abgasanlage ist aus Vergleichsgründen bei sämtlichen Varianten außenliegend. Es gibt aber auch Motoren, bei denen die Abgasanlage innen, also zwischen den Zylinderbänken untergebracht ist

(Luftwiderstand) und die Anströmung des Heckflügels. Bildet man wie bei der Schwerpunktslage Vergleiche von Motoren unterschiedlicher V-Winkel, schneiden hier erwartungsgemäß Motoren mit kleinem Gabelwinkel besser ab, Abb. L.11.

**Motorlänge Engine Length.** Die Motorlänge beeinflusst bei einem Mittelmotorkonzept direkt den Radstand, vgl. Abb. B.15. Ein kurzer Motor ermöglicht das Fahrzeugheck schmal zu halten, was bei Einsitzern mit freistehenden Rädern wesentliche Vorteile in der Aerodynamik bringt, vgl. Abb. E.14.

Neben den reinen Abmessungen ist die Symmetrie um die Längsebene des Motors interessant. V-Motoren können einfach symmetrisch gestaltet werden (vom Pleuelversatz einmal abgesehen). Ein

**Abb. L.11** Abmessungen verschiedener Motorkonzepte. Die Werte folgen aus den Skizzen von Abb. L.10. Im Gabelwinkelbereich 120 bis 150° ergibt sich ein brauchbarer Kompromiss



symmetrischer Aufbau ergibt bessere Ausnutzung des vorhandenen Platzes bei Motoren, deren Kurbelwelle in der Längsmittenebene des Wagens liegt, und erspart Überführen von Leitungen von einer Fahrzeugseite zur anderen.

**Hub-Bohrungsverhältnis Stroke/Bore Ratio.** Das Verhältnis Hub zu Bohrung legt die prinzipielle Charakteristik des Einzelhubvolumens fest. Demnach unterscheidet man quadratische Auslegungen ( $s/B = 1$ ), unterquadratische oder langhubige Auslegungen ( $s/B > 1$ ) sowie überquadratische oder kurzhubige Auslegungen ( $s/B < 1$ ). Folgende Vor- bzw. Nachteile extremer Auslegungen sind bei der Wahl einer Auslegung zu bedenken, wobei die Vorteile einer Auslegung die Nachteile der anderen sind und umgekehrt [30].

Vorteile eines langen Hubs:

- Motorcharakteristik auf hohes Drehmoment ausgerichtet
- kompakter Brennraum mit kurzen Brennwegen und günstigem Oberflächen-Volumenverhältnis sorgt für hohen Gütegrad der Verbrennung
- kleinere oszillierende Massen pro Zylindereinheit
- kleinere Bohrung bedeutet geringere Triebwerksbelastung durch Gaskraft.

Nachteile von langhubigen Auslegungen:

- kleiner Bohrungsdurchmesser führt zu ebenfalls kleinen Ventilquerschnitten. Dies wirkt sich allerdings erst bei hohen Drehzahlen nachteilig aus
- der große Hub führt zu hohen mittleren Kolbengeschwindigkeiten, was die Reibverluste erhöht und eine obere Drehzahlbegrenzung darstellt
- bei relativ kurzen Pleuelstangen erhöhen sich die oszillierenden Massenkräfte stark
- die rotierenden Massenkräfte nehmen in jedem Fall zu
- größerer Hub erhöht im Allgemeinen den Pleuelschrägstand und damit die Kolbenseitenkraft. Dies wiederum führt zu erhöhter Kolbendeformation und -reibung.

Für eine endgültige Entscheidung ist die Nenndrehzahl des Motors entscheidend. Bei moderaten Drehzahlen erweisen sich Langhuber in Summe (Reibung, Mitteldruck, Kraftstoffverbrauch) als günstiger. Wird eine hohe Drehzahl angestrebt, sind kurzhubige Motoren zu bevorzugen ( $s/B$  um 0,55).

**Einströmbedingungen Air Feed Conditions.** Der Motor soll möglichst kühle und saubere Luft zugeführt bekommen. Je weniger Umlenkungen erforderlich sind und je kürzer externe Luftführungen ausfallen, desto besser. Die Ansaugstellen werden meist als NACA-Einlässe oder Kamine gestaltet. Bei letzteren kommt durch den Staudruck eine leichte Aufladung zustande, Abb. L.12

**Zylinderzahl Cylinder Number.** Bei gegebenem Hubraum ergibt sich die Zylinderzahl aus dem gewünschten Volumen eines Zylinders. Für 4-Takt Ottomotoren stellen ca. 300 bis 350 cm<sup>3</sup> ein günstiges Einzelzylindervolumen dar [2]. Für geringen Kraftstoffverbrauch stellt 450 bis 500 cm<sup>3</sup> das Optimum dar [9].

Hält man den effektiven Mitteldruck und die mittlere Kolbengeschwindigkeit fest, so führt bei gegebenem Hubraum eine Erhöhung der Zylinderzahl ( $z' = \text{höhere Zylinderzahl}$ ) mit (L.1) zu folgendem bemerkenswerten Ergebnis, Abb. L.13.

Theoretisch nimmt die Motorleistung also bei gegebenem Hubraum mit der Zylinderzahl zu ( $P_e/V_H \propto \sqrt[3]{z}$ ). Das stellt man auch praktisch fest, allerdings nur bis zur Zylinderzahl zwölf. Darüber werden die Einzelvolumina zu klein und die Leistungsausbeute geht zurück.

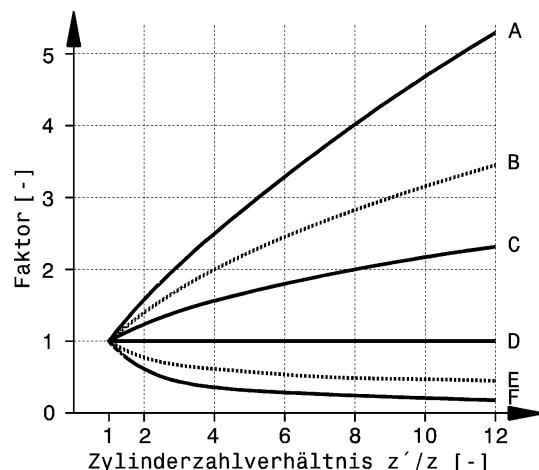
**Abb. L.12** Lufteinlass an einem Formel-1-Wagen (BMW Williams FW 18, Saison 1997). Die Verbrennungsluft strömt mittig über dem Helm des Fahrers unterstützt durch den Staudruck ein. Bei 260 km/h beträgt dieser etwa 200 mbar. Das führt bei einem 3,5 l Saugmotor zu einer Mehrleistung von ca. 7,3 kW [2]



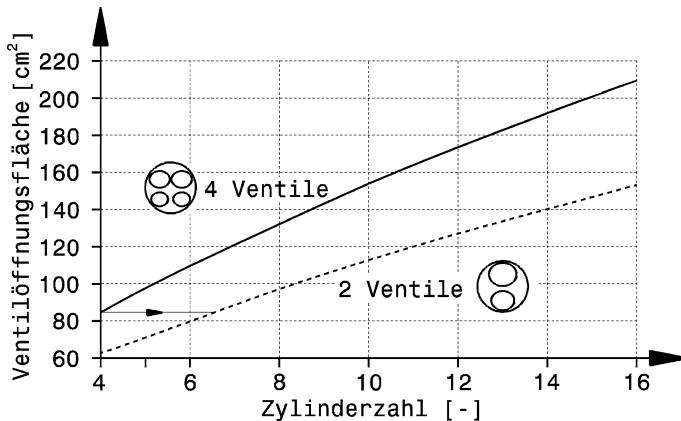
Das Hub-Bohrungsverhältnis wird bei konstantem Hubraum mit zunehmender Zylinderzahl kleiner. Kurzhubige Kurbelwellen sind wegen der großen Zapfenüberdeckung biege- und torsionssteifer als langhubige Ausführungen. Kurzhubig bedeutet auch eine verhältnismäßig große Bohrung. Dies ermöglicht größere Ventile unterzubringen, wodurch der Luftdurchsatz durch den Motor erhöht wird, Abb. L.14.

Die Verlustleistung kann mit der Zylinderzahl zunehmen [2]. In [6] wird allerdings nur ein Einfluss der Zylinderzahl auf die Aufteilung der Verluste im Vergleich 4-Zylinder zu 6-Zylinder festgestellt. Die Gesamtverluste sind bei dieser Untersuchung nahezu unabhängig von der Anzahl der Zylinder.

Im Allgemeinen sind Motoren mit höheren Zylinderzahlen schwerer. Ein direkter Vergleich ist kaum möglich, weil Mehrzylindermotoren eine andere Bauform (z. B. V-Motor) und größeres Hub-



**Abb. L.13** Motorkenngrößen in Abhängigkeit vom Zylinderzahlverhältnis, nach [41]. Wird die Zylinderzahl bei gleichem Hubraum von  $z$  auf  $z'$  erhöht, so ändern sich folgende Kenngrößen nach den mit A bis F gekennzeichneten Verläufen. A Gesamtlänge des Motors, B Reibungsverluste, C Drehzahl, Leistung, Kolbengesamtfläche, Ventilfläche, D spezifische Lagerbelastung, E Bohrung, Hub, Motorhöhe, Motorbreite, Leistungsgewicht [kg/kW], F Kolbenfläche/Zylinder, Massenträgheit, Gaskräfte. Ein 8-Zylindermotor gibt die doppelte Leistung (Verlauf C) eines Einzylinders mit gleichem Hubraum, effektivem Mitteldruck und mittlerer Kolbengeschwindigkeit ab. Seine Nendrehzahl ist dabei ebenfalls verdoppelt worden, was sich allerdings wegen des entsprechend kleineren Hubs nicht auf die Kolbengeschwindigkeit auswirkt



**Abb. L.14** Einfluss der Zylinderzahl auf die Ventilquerschnittsfläche. Basis 3,5 l Hubraum, mit Hub-Bohrungsverhältnis von 0,7; Ventilhub 10 mm und Verhältnis der Ventildurchmesser Einlass/Auslass ist 1,2. Mit zunehmender Zylinderzahl nimmt die Ventilöffnungsfläche zu. Man erkennt auch, dass ein 2-Ventil 6-Zylindermotor etwa dieselbe Öffnungsfläche wie ein 4-Ventil 4-Zylindermotor aufweist. Will man beim 4-Ventiler die Fläche gegenüber dem 6-Zylinder deutlich vergrößern, so muss der Motor mindestens 5 Zylinder haben. Dann allerdings entspricht die Fläche schon einem 8-Zylinder 2-Ventiler

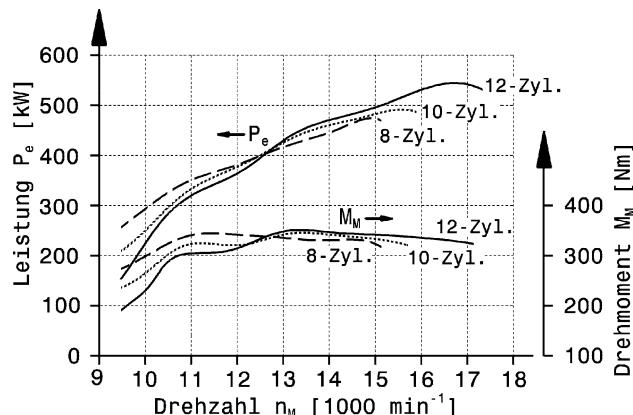
volumen aufweisen als Motoren mit kleinen Zylinderzahlen (Einzylinder-, Reihenmotor). Auf alle Fälle führen mehr Zylinder zu mehr Bauteilen.

Führt man eine ungewichtete Bewertung für 3-l-Saugmotoren an drei in Frage kommenden Zylinderzahlen durch, geht der V10-Zylinder als bester Kompromiss hervor, Tab. L.1. Abbildung L.15 illustriert diesen Vergleich anhand von Leistung und Drehmoment.

**Kraftstoff Fuel.** Eine weitere Überlegung ist die Qualität des Kraftstoffes. Davon ist die Verdichtung abhängig bzw. der Hubraum kann bei selber Leistung variiert werden.

Rennmotoren sind fast ausschließlich Ottomotoren. Eine Ausnahme bilden Renntrucks und Off-Shore-Boote. Dieselmotoren erreichen ihre durch die Brenngeschwindigkeit begrenzte Höchstdrehzahl schon bei etwa 5000 min<sup>-1</sup>. Genauer gesagt ist der Zündverzug zwischen Einspritzende und

**Abb. L.15** Leistungsvergleich von 3,0-l Formel-1-Saugmotoren (2. Generation 1995), nach [2]. Der 12-Zylindermotor ist bei sehr hohen Drehzahlen leistungsmäßig im Vorteil, dagegen weist der 8-Zylindermotor den günstigsten Drehmomentverlauf bei niedrigen Drehzahlen auf



**Tab. L.1** Bewertung von drei Zylinderzahlen an 3l V-Motoren [2]

Kriterium	V8	V10	V12
Leistung	1	2	3
Drehmoment	2	3	2
Einzelzylindervolumen	2	3	2
Anzahl der Bauteile	3	2	1
Abmessungen	3	2	1
Kraftstoffverbrauch	3	2	1
Schwerpunkt Höhe	1	2	3
Schwingungen	1	2	3
Punktesumme	16	18	16

Wertung (Punkte): 1 = schlecht, 2 = mittel, 3 = gut

**Tab. L.2** Vergleich prinzipieller Eigenschaften von Otto- und Dieselmotoren

Eigenschaft	Brennverfahren	
	Otto	Diesel
Leistung	+	o
Drehmoment	o	+
Verbrauch	-	+
Kosten	+	-
Abgasemissionen	+	-

Legende: + positive Eigenschaft, Vorteil; - negative Eigenschaft, Nachteil; o mittel, d. h. kein ausgeprägter Vorteil bzw. Nachteil

Verbrennungsbeginn die Ursache. Der Zündverzug ist beinahe konstant und von der Drehzahl unabhängig. Bei steigender Drehzahl wird also einmal ein Wert erreicht, bei dem der Zündverzug keine Zeit mehr für eine brauchbare Verbrennung zulässt. Zur Leistungssteigerung bleibt demnach praktisch nur noch eine Steigerung des Mitteldruckes. Bei den 500-Meilen-von-Indianapolis waren Diesel-Rennfahrzeuge am Start (1931, 1934 und 1952) [19]. Mittlerweile wurde, wie auch in anderen Rennklassen, das Reglement geändert. In der Formel 1 beispielsweise sind Dieselmotoren verboten. Bei Tourenwagen und Rallyes konnten in jüngerer Zeit dieselgetriebene Fahrzeuge auf sich aufmerksam machen. Ein neues Betätigungsfeld ergibt sich bei Langstreckenrennen der Sportprototypen in Le Mans. Dieselmotoren können seit 2004 an den Start gehen. 2006 war erstmals ein Fahrzeug mit Dieselmotor Gesamtsieger (Audi R10). Seit damals dominierten ununterbrochen Dieselmotoren den Klassiker an der Sarthe.

Beide Brennverfahren bieten Vorteile, die Überlegungen zu deren Einsatz lohnend machen. Tabelle L.2 gibt einen groben Überblick.

Der Kraftstoffverbrauch kann also auch bei Rennmotoren durchaus ein entscheidendes Kriterium darstellen. Fahrzeuge mit geringerem Verbrauch brauchen bei gleichem Tank weniger Boxenstopps (Langstrecke) oder sie können mit einem kleineren Tank (= leichteres Fahrzeug) fahren (schnellere Rundzeit). Zwei Zahlenwerte zum volumetrischen Kraftstoffverbrauch von mehrspurigen Rennfahrzeugen: 46 l/100 km (3,6 l V8 Biturbo, Otto DI, Fahrzeug 900 kg) [20] und etwa 60 l/100 km (3,0 l V10 Otto Sauger, Fahrzeug 600 kg) [21]. Diese Werte treten im Renneinsatz durch die entsprechenden

die Fahrweise auf. Die spezifischen Werte sind durchaus günstig, z. B wurden in der Formel 1 mit aufgeladenen 1,5-l-Motoren 258 g/kWh erreicht [2].

**Hilfsaggregate Ancillaries.** Sämtliche Komponenten der Motorperipherie (Wasserpumpen, Ölpumpen, Kraftstoffpumpen, Abscheidesysteme, Generatoren, Anlasser, ...) sollen modular aufgebaut und angeordnet werden. Das erleichtert die Wartung sowie Inspektion und reduziert im Falle eines erforderlichen Teilewechsels den Zeitaufwand. Ein hoher Integrationsgrad von Komponenten reduziert darüber hinaus die Anzahl von Anschlussstellen und erhöht damit die Zuverlässigkeit des gesamten Aggregats durch Vermeidung von Montagefehlern und Undichtigkeiten im Betrieb.

**Ersatzteile, Service Spare Parts, Service.** Rennmotoren haben eine angepasste Lebensdauer, die von wenigen Minuten bis über 24 h reichen kann. In jedem Fall müssen die Motoren regelmäßig gewartet werden, was meist Aufgabe von Spezialisten ist. In einigen Fällen werden die Motoren verplombt ausgeliefert und der Motorenkunde darf ihn nicht zerlegen. Bei der Wahl des Motors wird also auch eine Überlegung sein, wie gut die Betreuung des Motorenlieferanten ist und welche Serviceintervalle eingehalten werden müssen.

### 3 Verluste Losses

Die Umwandlung chemischer Energie in mechanische im Verbrennungsmotor ist verlustbehaftet. Je geringer diese Verluste, desto höher ist die Leistungsausbeute bei gegebenem Hubraum. Betrachtet man einzelne Prozessschritte, so lassen sich Verbesserungsmaßnahmen gezielter erarbeiten. Die Güte einzelner Schritte wird durch Wirkungsgrade beschrieben.

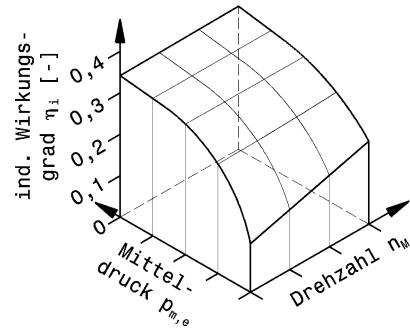
- Der volumetrische Wirkungsgrad (*volumetric efficiency*) ist ein Maß für den Luftdurchsatz pro Zeiteinheit durch den Motor.
- Der thermische Wirkungsgrad (*thermal efficiency*) beschreibt die Effizienz mit der das Kraftstoff-Luftgemisch gebildet und wärmefreisetzend verbrannt wird.
- Der mechanische Wirkungsgrad (*mechanical efficiency*) schließlich ist ein Maß für den Energieanteil der bei der Umwandlung der Verbrennungswärme als Arbeit der Kurbelwelle übrig geblieben ist.

Die Reduktion von all diesen Verlusten gehört zu den elementaren Arbeiten bei der Entwicklung eines Motors und insbesondere eines Renntriebwerks.

**Kennfeld Map.** Der indizierte Wirkungsgrad eines Motors mit äußerer Gemischbildung und Fremdzündung fällt vor allem im unteren Kennfeldbereich ab, Abb. L16. Die Ursachen sind sowohl im Gütegrad der Verbrennung (zu geringe Turbulenz, zu geringe Ladungsdichte) als auch im ungünstigsten Gaswechselwirkungsgrad zu suchen. Der in diesem Kennfeldbereich ungünstige mechanische Wirkungsgrad bedingt eine weitere Verringerung des effektiven Wirkungsgrades. Alle Maßnahmen, die geeignet sind diese unteren Kennfeldbereiche zu vermeiden, verbessern somit den Gesamtwirkungsgrad des Motors.

Hält man beispielsweise Motorleistung und Hubraum fest, so bewirkt eine Senkung der Nenndrehzahl eine Steigerung des Mitteldrucks. Diese Steigerung des Mitteldrucks bewirkt eine Verbesserung des Gütegrades und des Gaswechselwirkungsgrades. Zudem wird der Reibmitteldruck (mechanische Verluste) verringert und damit der mechanische Wirkungsgrad verbessert, Abb. L17.

**Abb. L.16** Verlauf des indizierten Wirkungsgrades eines Ottomotors mit Drosselregelung über Last und Drehzahl. Den besten Wirkungsgrad erreicht ein Ottomotor bei hoher Last

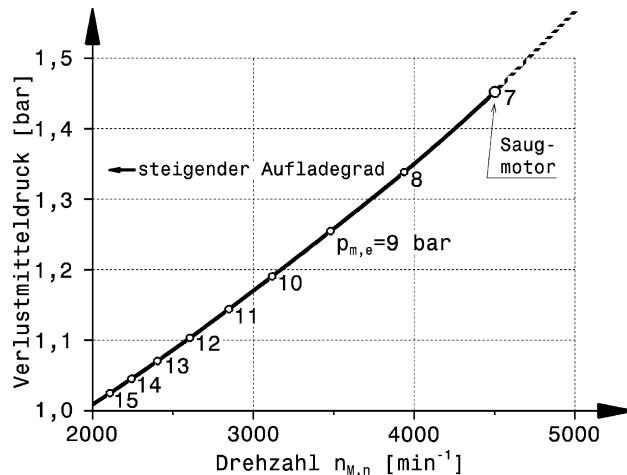


**Hub-Bohrungsverhältnis.** Auch das Hub-Bohrungsverhältnis  $s/B$  zeigt einen Einfluss. Ein großes Hub-Bohrungsverhältnis bewirkt eine Reduzierung der Reibungsverluste, Abb. L.18. Ursache ist vor allem die Reduzierung der Drehzahl, weil einerseits die wirkenden Massenkräfte die Auslegung der Bauteile maßgeblich bestimmen, andererseits das Schergefälle im trennenden Schmierfilm zwischen den Reibpartnern abnimmt.

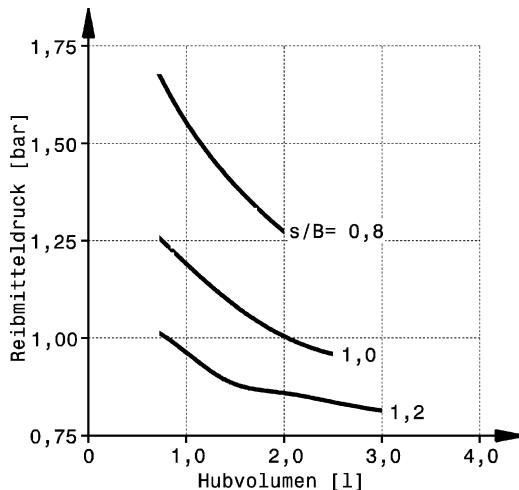
**Reibungsaufteilung Friction Split.** Schleppleistungen werden am Motorprüfstand gemessen. Die Öltemperatur wird aus Vergleichsgründen auf ca.  $120^{\circ}\text{C}$  eingestellt. Bei geschlossener Drosselklappe ist die Schleppleistung größer, als bei geöffneter, weil die Drosselverluste größer sind. Die absolute Verlustleistung ist umso größer, je größer der Hubraum und die Zylinderzahl sind. Kleine aufgeladene Motoren weisen eine deutlich kleinere Schleppleistung auf als größere, mehrzylindrige Saugmotoren.

Detaillierte Analysen der Schleppleistungen von Motoren ergeben die Anteile einzelner Baugruppen an der Reibleistung, die im Motor als Wärme und Verschleiß für die Nutzleistung verloren geht. Die typischen Aufteilungen sind bei allen Motoren ähnlich, egal ob Renn- oder Serienmotor. Die Unterschiede sind in der Größenordnung der Absolutwerte zu finden. Rennmotoren haben wesentlich geringere Verluste [2]. Den größten Anteil weist die Kolbengruppe mit bis über 40 % auf, Abb. L.19. Einen deutlichen Anteil hat auch der Ventiltrieb im unteren Drehzahlbereich. Die Ventiltriebsreibung

**Abb. L.17** Abhängigkeit des Verlust-Mitteldrucks von der Motordrehzahl, nach [4]. Die Werte stammen von einem 5-l-Ottomotor,  $P_e = 130 \text{ kW} = \text{konst}$ . Ein steigender Aufladegrad lässt den effektiven Mitteldruck steigen und dieselbe Leistung kann bei einer geringeren Nenndrehzahl erreicht werden. Die Verluste nehmen dabei ab.  $p_{m,e}$  = Mitteldruck



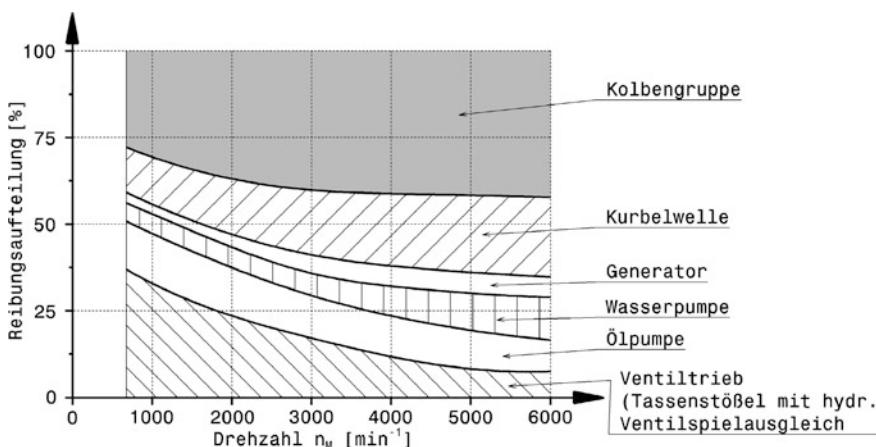
**Abb. L.18** Einfluss des Hub-Bohrungsverhältnisses auf die Reibungsverluste bei einem 4-Zylinder Ottomotor, nach [7]. Mit zunehmendem Hub-Bohrungsverhältnis nimmt der Reibmitteldruck ab



setzt sich bei konventionellen Tassenstößelventiltrieben zusammen aus dem Reibanteil der Nockenwellenlager, der Ventil- und Stößelführungen und dem Reibanteil des Gleitabgriffs im Kontaktbereich Nocken und Stößel. Dabei hat letzterer den weitaus größten Anteil (> 50 %) im Ventiltrieb. Einflussparameter sind die Kontaktkraft und die Relativgeschwindigkeit zwischen Nocken und Stößel.

Vergleichsweise zeigt Tab. L.3 die Aufteilung der Verluste eines Formel-1-Aggregats. Zusätzlich kann die Verwindung des mittragenden Motors beim Beschleunigen zu einem Leistungsverlust von bis zu 50 kW führen.

**Reibung im Kurbeltrieb Cranktrain Friction.** Durch die notwendige Abdichtung des Kolbens, seine genaue Einpassung sowie die Umsetzung der hin- und hergehenden Bewegung in eine rotierende mittels Kurbeltrieb entsteht der Hauptanteil der Reibleistung.



**Abb. L.19** Aufteilung der Reibungsverluste im Ottomotor, nach [8]

**Tab. L.3** Aufteilung der Verluste eines Formel-1 3-l V10-Motors [3]

Baugruppe	Anteil
Kolben, Ringe	15 %
Lager, Kurbelwelle, Nockenwelle	30 %
pneumatische Ventilfeder	10 %
Wasserpumpe	2 %
Ölpumpen	13 %
Pulsation	22 %
Einspritzpumpe	6 %
Benzinpumpe	2 %
Summe =	100 %

Lange Pleuelstangen und Kolbenringe mit geringer Vorspannung und große Bohrungen bei kleinem Hub wirken hier positiv. Gut sind auch spezialbeschichtete und möglichst runde Zylinder. Kolben mit nur zwei Ringen haben sich bei Formel-1-Motoren längst durchgesetzt. Durch die Verschraubung mit dem Zylinderkopf deformieren sich die Laufbuchsen und bilden im Querschnitt je nach Schraubenanzahl Kleeblattformen oder ähnliches aus. Sorgfältige Gestaltung des Schraubverbandes hilft diesen Buchsenverzug klein zu halten.

Auch in den Lagerstellen entstehen Reibverluste. Dabei ist die Anzahl und Dimension der Lager wichtig. Je weniger Lager und je kleiner im Durchmesser, umso besser. Deshalb sind, ganz abgesehen von der Baulänge, V-Motoren günstiger als Reihenmotoren. So besitzt ein Sechszylinder V-Motor nur vier Hauptlager, ein Vierzylinder Reihenmotor hingegen fünf. Erst der Achtzylinder V-Motor hat wieder so viele Hauptlager wie der Vierzylinder Reihenmotor. Zählt man die Pleuellager hinzu, hat ein Sechszylinder V-Motor nur eine Lagerstelle (10) mehr als ein Vierzylinder Reihenmotor (9). Da beim Motor mit der größeren Zylinderzahl die auf die einzelne Lagerstelle wirkende Kraft kleiner ist, können die Lagerdurchmesser kleiner gewählt werden. Übertriebenes Verkleinern schadet jedoch sowohl der Tragfähigkeit als auch der Festigkeit der Kurbelwelle [2].

Dichtungen an den Wellendurchtritten aus dem Ölraum des Kurbelgehäuses verursachen ebenfalls Verluste. Diese sind bauartbedingt und drehzahlabhängig. Bei  $12.000 \text{ min}^{-1}$  werden so bei einem 3l-Motor etwa 3 kW von Elastomer-Dichtringen aufgenommen [27]. In den 1980er Jahren gab es tatsächlich Formel-1-Motoren, die ein Baumwollgeflecht zur Abdichtung der beiden Kurbelwellenenden einsetzten. Bei allen Nachteilen, waren deren Reibungsverluste extrem gering [27].

**Reibung in Ventiltrieb Valve Train Friction.** Je schwerer die Ventile, je höher die Ventilfederkräfte, umso höher auch die Verlustleistung. Die Verlustleistung nimmt mit der Drehzahl zu. Zwei Nockenwellen mit vier Ventilen pro Zylinder haben eine höhere Verlustleistung als eine Nockenwelle mit zwei Ventilen. Diese höheren Verluste nimmt man aber in Kauf, weil andere Vorteile überwiegen. Mit konventionellen Materialien und Technologien stößt man beim Ventiltrieb relativ bald an eine Grenze, die in etwa bei  $13.500 \text{ min}^{-1}$  liegt. Die „Leistungsexpllosion“ bei den 3,5 und 3,0 Liter-Formel 1-Saugmotoren der letzten Jahre war nur über eine deutliche Erhöhung der Drehzahlen möglich. War bei den 3,0 Liter Formel 1-Saugmotoren der ersten Generation schon bei ca.  $13.000 \text{ min}^{-1}$  das Drehvermögen zu Ende, drehten die ab 1995 verwendeten 3,0 Liter Saugmotoren bis knapp an  $18.000 \text{ min}^{-1}$  heran (vgl. auch Abb. L.2). Diese enorme Drehzahlsteigerung wurde im Wesentlichen durch zwei Maßnahmen erreicht: Erstens Einsatz von Titanventilen, die erheblich leichter sind als die bis dahin verwendeten Ventile aus Stahl. Titanventile werden sowohl auf der Einlass- als auch auf der Auslassseite verwendet. Zweitens Einsatz von pneumatischen Ventilfedern, die nicht nur weniger Antriebsleistung verlangen, sondern auch extreme Öffnungs- und Schließrampen erlauben. Die stark

vergrößerten Öffnungsquerschnitte der Ventile sind ein wichtiger Beitrag zu der höheren Literleistung der letzten Jahre.

In Relation zur Maximalleistung ist mit diesen neuen Technologien auch die Antriebsleistung für den Ventiltrieb deutlich gesunken.

**Verluste durch Pumpen Loss Due to Pumps.** Auch die für den Antrieb einer einzelnen oder mehrerer Wasserpumpen notwendige Leistung fehlt in der Endabrechnung der Motorleistung. Dasselbe gilt für die Ölabsaug- und Öldruckpumpen. Davon gibt es bei Mehrzylinderrennmotoren mehrere, weil im Kurbelgehäuse herumfliegendes Öl die freie Beweglichkeit der Kolben, Pleuel und rotierenden Teile bei hohen Drehzahlen behindert.

Heute verwendet man bei Rennmotoren pro Kurbelgehäusekammer je eine Absaugpumpe, die seitlich am Kurbelgehäuse in einer Linie mit den übrigen Pumpen angeordnet ist und praktisch von einer gemeinsamen durchlaufenden Welle angetrieben wird. So besitzt also z. B. ein Zehnzylinder-Motor fünf dieser Pumpen, die das abgesaugte Öl in den Trockensumpftank zurückbefördern. Eine weitere Pumpe – die Druckpumpe – saugt Öl aus dem Trockensumpfbehälter an, bringt es auf den richtigen Druck und versorgt so alle wichtigen Lager- und Schmierstellen des Motors.

**Verluste durch Pulsationen Pumping Losses.** Ein überraschend großer Teil der erzeugten Leistung kann auch im Kurbelgehäuse durch Pulsationen entzogen werden. Zu Pulsationen kommt es, weil die Kolben mit ihrer Unterseite die im Kurbelraum vorhandene Luft hin und her schieben, teilweise verdichten und wieder expandieren. Bestimmend sind dabei die Bauform des Motors und die Bewegungen, die nebeneinander- oder gegenüberliegende Kolben ausführen. Bei ungünstigen Bauformen, wie sie etwa Boxermotoren aufweisen, führen zwei gegenüberliegende Kolben immer eine gegenläufige Bewegung aus. Die unterhalb der Kolben befindliche Luft wird dadurch laufend komprimiert und expandiert. Das Motoröl wird dabei stark mit Luft vermengt, was seine Schmierfähigkeit schmälert und bei hohen Drehzahlen zu besonders hohen Öltemperaturen führt. Für flache Rennmotoren ist die 180° V-Bauweise, wie sie Ferrari bis zur Turboära der Formel 1 (1980) gebaut hatte, besser geeignet. Hier führen gegenüberliegende Kolben immer eine gleichlaufende Bewegung aus. Damit wird das Volumen der Luft nicht mehr laufend verändert, sondern die Luft wird nur mehr hin und her geschoben. Besonders gut für die Ölabscheidung und geringe Pulsationsverluste sind stehende oder leicht schräg eingebaute Reihenmotoren oder auch V-Motoren mit Gabelwinkeln von 60 bis 90°.

Eine völlig andere Gestaltungsphilosophie verfolgt das Gasfederprinzip: Jede Kurbelkammer ist für sich geschlossen. Die Luft wird dadurch zwar vom abwärts fahrenden Kolben verdichtet, die Luft gibt die gespeicherte Energie aber beim aufwärts Gehen wieder zurück (abgesehen von Wandwärmeverlusten). Ventilationsverluste bei hohen Drehzahlen werden so vermieden. Man stellt bei solchen Motoren aber eine Laufunruhe im leerlaufnahen Bereich fest. Für Rennmotoren ist das nebensächlich. Der Grund ist die resultierende Kraft durch die Differenz zwischen den zyklischen Schwankungen und der konstanten Gasfederkraft. Diese führt zu der fühlbaren Drehmomentungleichförmigkeit. Bei sportlichen Motoren für Pkw wurde als erfolgreiche Abhilfe eine kleine Bohrung im Hauptlagerstuhl (also doch eine kleine Ventilationsöffnung) gefunden [52].

Von anderen Sportmotoren wird berichtet, dass das Gasfederprinzip in der Entwicklungsphase zwar untersucht wurde, im Serienkurbelgehäuse jedoch große Ventilationsquerschnitte geblieben sind [53].

Die drehende Kurbelwelle verursacht auch Verluste durch Luftreibung. Geschlossene kreisförmige Kurbelwangen sind dabei günstiger als Kröpfungen mit ausgeprägten Gegengewichten. Die Wangen werden bei hochdrehenden Motoren darüber hinaus aerodynamisch günstig geformt (s. auch Abschn. L.4.3 Kurbeltrieb).

**Verluste durch Nebenaggregate *Ancillaries Losses*.** Verluste werden auch durch mechanische Einspritzpumpen und Lichtmaschinen verursacht. Muss der geforderte Einspritzdruck über elektrische Benzinpumpen bereitgestellt werden, ist der Wirkungsgrad besonders schlecht. Es muss ja zunächst Strom über die Lichtmaschine bereitgestellt werden, der dann in der Benzinpumpe in Druck „umgewandelt“ wird. Da beides mit Verlusten verbunden ist, wird eine mechanische Benzinförderung bevorzugt, die meist vom freien Ende einer Nockenwelle angetrieben wird. Die weiterhin vorhandene elektrische Benzinpumpe wird lediglich für den Start und für langsame Fahrt gebraucht. Hat der Motor eine Drehzahl von ca.  $4000 \text{ min}^{-1}$  überschritten, liefert die mechanische Pumpe so viel Kraftstoff, dass die elektrische vom Fahrer abgeschaltet werden kann, um das schwache Bordnetz nicht zu überfordern. Ist der Motor einmal abgestorben, darf der Fahrer nicht vergessen, die Pumpe wieder einzuschalten.

Verluste entstehen auch im Antrieb der Hilfsaggregate. Zahnriemen sind dabei besser als Keilriemen, am besten ist es aber, den Motor so zu konstruieren, dass der Antrieb direkt von den Nockenwellen oder auch von schon vorhandenen Übertragungszahnrädern erfolgen kann.

Das Bemühen, Zusatzaggregate klein zu halten und auf Strom als Energieträger so weit wie möglich zu verzichten, erkennt man auch beim Anlasser. Auf die schweren elektrischen Anlasser, die auch noch eine große Batterie benötigen, wird bei Formel-1-Motoren heute gänzlich verzichtet. Starten ist nur an der Box möglich. Man bevorzugt Druckluftanlasser, wobei die benötigte Energie in Form von komprimierter Luft in Druckluftflaschen bereitgestellt wird [2].

## 4 Baugruppen Modules

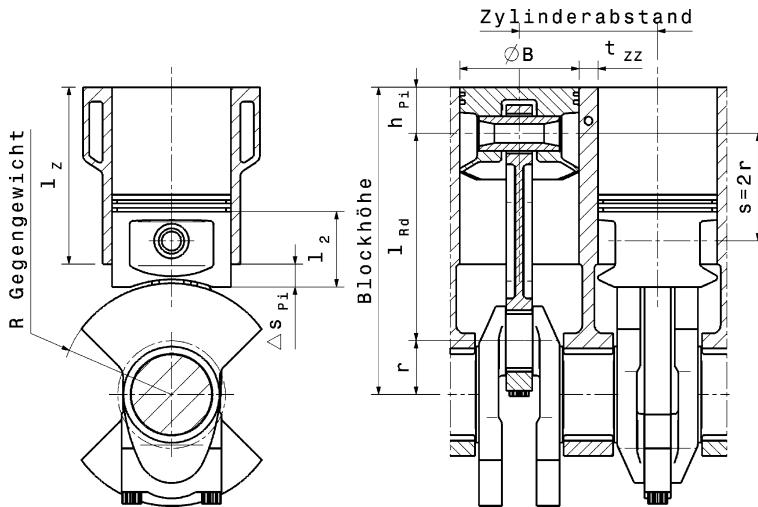
Die Konstruktion eines Motors beginnt üblicherweise mit einer (mittleren) Zylindereinheit. Der maximale Hubraum wird vom Reglement vorgegeben. Die Anzahl der Zylinder erfolgt nach den obigen Überlegungen. Daraus folgt unmittelbar das Zylindervolumen. Das Hub-Bohrungsverhältnis und damit diese beiden Größen werden mit Bedacht auf die maximale Kolbengeschwindigkeit, die Nenndrehzahl und die Brennraumform gewählt. Nach dem Festlegen weiterer Hauptabmessungen (Zylinderabstand, Bankwinkel bei V-Motoren, Kompressionshöhe des Kolbens) beginnt bereits die Konzeption des Zylinderkopfs. Der Zylinderabstand soll möglichst klein sein, weil dann der Motor kurz und die Kurbelwelle steif sind. Dem steht entgegen, dass im Steg zwischen den Kolbenlaufbahnen Kühlbohrungen angebracht werden sollen und das die Zylinderkopfdichtung die Umfänge beider benachbarten Brennräume einfassen muss. Ventilwinkel, Kanalwinkel, Brennraum und Ventiltrieb bestimmen neben der Kühlung maßgeblich die Gestalt des Zylinderkopfs. An maßgeblichen Größen fehlen nun nur noch die Pleuellänge, der Gegengewichtsradius und bei V-Motoren der Bankversatz, Abb. L.20.

Bei der Festlegung der Pleuellänge orientiert man sich am Stangenverhältnis:

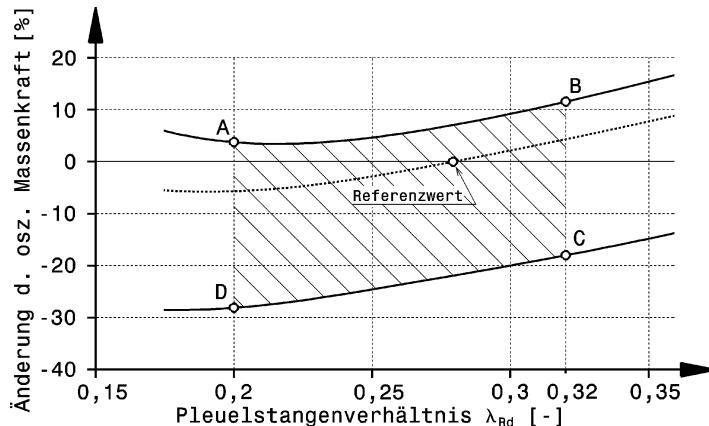
$$\lambda_{Rd} = \frac{r}{l_{Rd}}$$

- $\lambda_{Rd}$  (Pleuel-)Stangenverhältnis, –
- $r$  Kurbelradius, also der halbe Hub, mm
- $l_{Rd}$  Pleuellänge (Stichmaß), mm

Da primär oszillierende Massenkräfte die Laufruhe beeinflussen, wird in [30] basierend auf deren Größe ein Auslegungsbereich für Pleuellängen abgesteckt, Abb. L.21. Für unterschiedliche Blockhöhen wird das Stangenverhältnis variiert. Man erkennt, dass es ein Stangenverhältnis gibt, für das die oszillierende Massenkraft minimal wird. Dieses liegt für Rennmotoren allerdings außerhalb des brauchbaren Bereichs.



**Abb. L.20** Hauptabmessungen eines Motors *main dimensions*. B Bohrung *bore*, s Hub *stroke*, r Kurbelradius *crank radius*,  $l_{Rd}$  Pleuellänge *conrod length*,  $h_{p_i}$  Kompressionshöhe des Kolbens *compression height*,  $l_z$  Buchsenlänge *liner length*,  $l_2$  Schaftlänge des Kolbens *skirt length*,  $\Delta s_{p_i}$  Austauchmaß des Kolbens *piston standout*,  $R_{\text{Gegengewicht}}$  Gegengewichtsradius *counterweight radius*, Zylinderabstand *cylinder spacing*, Blockhöhe *crankcase height*,  $t_{zz}$  Stegbreite zwischen Zylindern *land width between cylinders*



**Abb. L.21** Auslegungsbereich von Pleuellängen, nach [30]. Die Änderung der Massenkraft ist auf einen Referenzwert bezogen. Die Auslegungsdaten dieses Werts entsprechen einem Serienmotor:  $s/B = 1$  und  $\lambda_{Rd} = 0,28$ . Der bevorzugte Auslegungsbereich ist schraffiert dargestellt, wobei der Punkt D typisch für schnelllaufende Rennmotoren ist

Die Grenzen für den Auslegungsbereich in Abb. L.21 ergeben sich durch folgende Extrema:

- Links: unter  $\lambda_{Rd} = 0,2$  wird die Bohrung zu groß (innerer Wirkungsgrad und Brennwege).  
 Rechts: Über  $\lambda_{Rd} = 0,32$  wird der Kolbendurchmesser zu klein. Die Gegengewichte an der Kurbelwelle zum Ausgleich der oszillierenden Kräfte werden unvorteilhaft groß.

Oben: Die Blockhöhe wird zu klein und das Pleuel zu kurz.

Unten: Block zu hoch, Kompressionshöhe des Kurbels wird zu klein.

Die Eckpunkte des Auslegungsbereichs stellen folgende Auslegungen dar:

- A: Ungünstige Auslegung: Kolbendurchmesser und Kompressionshöhe so groß, dass trotz kurzen Pleuels die oszillierenden Massenkräfte unnötig groß sind.
- B: Schlechte Auslegung: Hub und Kompressionshöhe zu groß.
- C: Leichter Kolben, noch günstige Kompressionshöhe, jedoch Hub-Bohrungsverhältnis so ungünstig ( $s/B = 1,35$ ), dass die mittlere Kolbengeschwindigkeit die Drehzahl begrenzt.
- D: Typischer Rennmotor: Leichter Kolben, niedrige Kompressionshöhe (0,33 B), kleiner Hub ( $s/B = 0,54$ ) und langes Pleuel. Erlaubt höchste Drehzahlen trotz großer Bohrung (günstig für große Ventilöffnung).

Die Länge der Laufbuchse  $l_z$  wird so gewählt, dass der Kolben im unteren Totpunkt nicht mehr als 15 % seiner Schaftlänge  $l_2$  austautcht. Der maximale Gegengewichtsradius der Kurbelwelle wird bestimmt durch den Freigang des Kurbels beim Durchlaufen des unteren Totpunktbereichs und durch die Größe des freien Kurbelraums. Bei hochdrehenden Rennmotoren wird ein zylinderförmiger Kurbelraum bevorzugt. Der Gegengewichtsradius hat seinen Einstechpunkt dann genau auf der Kurbelwellenachse. Bei Serienmotoren muss das nicht der Fall sein. Das Kurbelgehäuse umschließt den Kurbeltrieb und stellt einen Teil des Kühlmantels dar. Der Bankversatz an V-Motoren wird bei Kurbelwellen ohne Zwischenwange nur von der Pleuelfußbreite bestimmt. Diese wiederum wird diktiert von der Lagerschalenbreite und der Festigkeit des Lagerdeckels. Kleinste Werte von Formel-1-Motoren liegen bei 12 mm. Der Ventiltrieb kann am vorderen, am hinteren Ende oder seltener auch in der Mitte der Kurbelwelle angeordnet sein. Die Verlegung der Röhrenwerke (Einlass-, Abgassystem) sowie die Verrohrung (Kühl-, Schmiermittel) und Verschlauchung (Kühlung, Kraftstoffsystem, Luft für Ventilfeder) komplettieren das Aggregat. Wesentliche Ziele sind neben der unfraglichen Leistung und dem Drehmoment, Kompaktheit (niedrige Bauhöhe) und geringes Gewicht. Bei Langstreckenmotoren verschaffen abgestimmte Haltbarkeit und geringer Kraftstoffverbrauch ebenfalls Wettbewerbsvorteile.

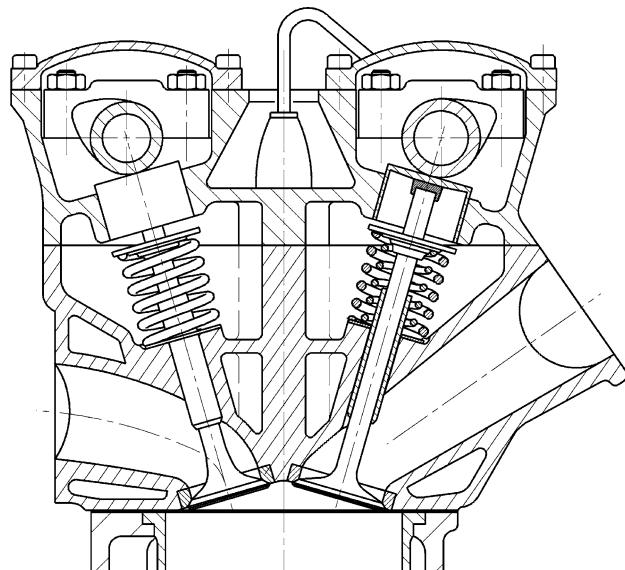
Ein typischer 10-Zylinder Formel-1-Motor (3-l-Saugmotor) bestand aus rund 3000 Teilen, davon 900 beweglichen. Im Folgenden soll auf einzelne wichtige Baugruppen und deren Besonderheiten eingegangen werden.

## 4.1 Zylinderkopf *Cylinder Head*

Der Zylinderkopf ist das leistungsbestimmende Bauteil eines Motors. Er beherbergt wesentliche Teile des Ladungswechsels und der Kühlung. Außerdem bestimmt er den Teil des Brennraums mit der Zündeinrichtung. Bei direkteinspritzenden Motoren wird im Zylinderkopf auch das Einspritzventil untergebracht (das gilt unabhängig vom Verbrennungsverfahren, also für Otto- wie für Dieselmotoren). Abbildung L.22 zeigt einen Querschnitt durch einen typischen Vierventil-Zylinderkopf.

Das motorische Verhalten wird in erster Linie von der Verbrennung bestimmt. Diese wiederum hängt im Wesentlichen von der erreichbaren Flammgeschwindigkeit und damit der Brenndauer ab. Die Verbrennung läuft in mehreren Phasen ab. Die erste Phase wird beim Ottomotor durch den Zündfunken eingeleitet und heißt Entflammungsphase. Sie ist nur von der Gemischzusammensetzung abhängig und dauert eine bestimmte, unveränderliche Zeitspanne, den so genannten Zündverzug (*ignition delay*). Das bedeutet, dass mit steigender Motordrehzahl und bei festgehaltenem Luft-Kraftstoffverhältnis weniger Zeit für die zweite Phase, die eigentliche Verbrennung, bleibt. Die Brenndauer wird hauptsächlich durch die Geschwindigkeit der Flammenausbreitung bestimmt. Diese so ge-

**Abb. L.22** Zylinderkopf Formel 1 (Ford Cosworth DFV 3,0 l V8, 1980). Zylinderkopf eines Saugmotors mit vier Ventilen pro Zylinder. Dieser Motor ist der Wegbereiter der hochdrehenden Rennmotoren. Ein kleiner Ventilwinkel führt zu einem schmalen, jedoch relativ hohen Zylinderkopf. Der Brennraum ist dachförmig



nannte Brenngeschwindigkeit wird durch Turbulenzstärke und Temperaturverlauf im noch nicht verbrannten Gemischanteil bestimmt. Sie ist am größten bei einem Luftüberschuss von etwa 10 % (vgl. Abb. L.3) und beträgt bei normaler Verbrennung 20 bis 40 m/s. Die Turbulenzstärke im Brennraum genauer in der Flammfront kann durch Gestaltung der Einlassorgane (z. B. drallerzeugende Kanäle), die Brennraumform (z. B. mit turbulenzergrendenden Abrisskanten) und die Ausnutzung der Kolbenbewegung beeinflusst werden. Im letzteren Fall wird das Gemisch aus dem sich verengenden Spalt zwischen dem sich nähernden Kolben- und Zylinderkopfboden in Richtung Zündkerze gedrückt (Quetschströmung). Eine Turbulenz kann aber auch durch die Flammausbreitung selbst und die damit verbundene Drucksteigerung generiert werden. Sie ist in jedem Fall von den Motorparametern Verdichtung, Ansauglufttemperatur und Drehzahl abhängig.

Zum Erreichen eines hohen Wirkungsgrads müssen kurze Brenndauern also hohe Brenngeschwindigkeiten angestrebt werden. Weiters ist die richtige Lage des Verbrennungsverlaufes bezogen auf die Kolbenbewegung wichtig. Der Schwerpunkt der Verbrennung sollte zwischen 5 und 15° Kurzbel winkel nach dem oberen Totpunkt liegen. Eingestellt wird die Lage dieses Schwerpunkts mit dem Zündzeitpunkt (Zündwinkel).

**Ventilanzahl, Ventilwinkel Number of Valves, Valve Angle.** Im Zylinderkopf wird ein Teil des Brennraumes dargestellt, der zweite Teil wird durch den Kolbenboden gebildet. Für die Gestalt des Brennraums sind zunächst die Zahl und die Anordnung der Ventile ausschlaggebend.

Zunächst ist das Durchmesserverhältnis von Ein- zu Auslassventil interessant, Tab. L.4, dann wird versucht möglichst große Ventile im Brennraum anzurorden.

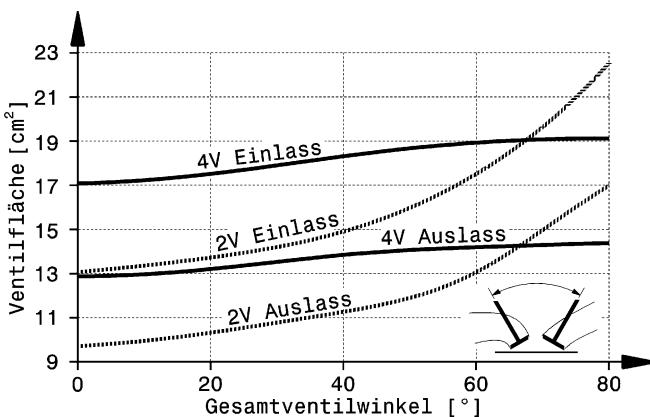
Mit steigendem Luftaufwand steigt die Motorleistung (vgl. Betrachtungen Abschn. L.1), deshalb ist eine möglichst große Ventilöffnungsfläche anzustreben. Nicht umsonst gehen zahlreiche grundlegende Studien der Frage nach der besten Ventilzahl oder Brennraumform nach, z. B. [36]. Die Ventilfläche wird bestimmt durch den Bohrungsdurchmesser, den Dachwinkel des Brennraums und durch die Anzahl der Ventile. Den Einfluss des Dachwinkels zeigt Abb. L.23 für Zwei- und Vierventiler. Die Ventilflächen des Zweiventilmotors nehmen mit dem Ventilwinkel stark zu. Über 68° Ventilwinkel

**Tab. L.4** Relative Ventilgrößen

Ventile/ Zylinder	Luftzufuhr	Brennraum	$d_E/B$	$d_A/B$	$d_E/d_A$
2	freisaugend	Keil	0,43–0,46	0,35–0,37	1,25
		Halbkugel	0,48–0,5	0,41–0,43	1,10
	aufgeladen		0,40–0,41	0,38–0,39	1,05
4	freisaugend	Dach	0,35–0,37	0,28–0,32	1,17
		Dach	0,32	0,30	1,08

Legende:  $B$  Bohrung,  $d_E$  Einlassventildurchmesser,  $d_A$  Auslassventildurchmesser.

**Abb. L.23** Einfluss des Gesamtventilwinkels auf die Ventilflächen [2]. Dem Diagramm liegen folgende Werte zu Grunde: Bohrung 80 mm; Einlassventildurchmesser =  $1,15 \times$  Auslassventildurchmesser. Der prinzipielle Verlauf ist jedoch für alle brauchbaren Größenverhältnisse von Ventilen gleich. Der Gesamtventilwinkel ist der Winkel, den Ein- und Auslassschäfte einschließen



hat der Zweiventiler sogar mehr Ventilfläche als der Vierventiler. Die Stärken des Vierventilers liegen bei kleinen Ventilwinkeln von 0 bis  $40^\circ$ , wo er etwa 25 bis 30 % mehr Ventilfläche hat als der Zweiventiler. Hinzu kommt die bei kleinen Ventilwinkeln günstige Brennraumform. Abbildung L.23 zeigt somit, warum es nicht sinnvoll ist, Vierventiler mit zu großen Ventilwinkeln zu bauen und warum man früher Zweiventiler mit großen Ventilwinkeln bevorzugte.

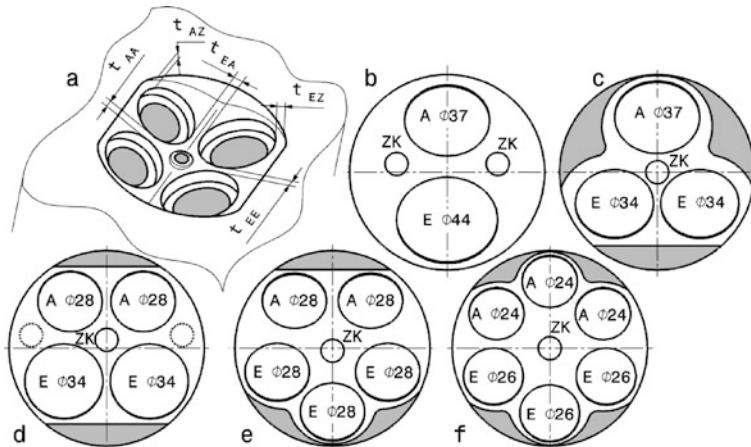
Eine Steigerung der Ventilzahl bringt nur begrenzt den zu erwartenden Erfolg. Das hat mehrere Gründe. Zunächst sind die Ventilöffnungen Kreise und mehrere können so die Bohrung nie vollständig abdecken. Darüber hinaus muss zwischen den Ventilsitzringbohrungen ein Mindeststeg im Zylinderkopf verbleiben, damit sich die Ventilsitzringe nach dem Einpressen nicht lösen, Abb. L.24a und Tab. L.5. Aus demselben Grund muss auch ein Mindeststeg zur Zündkerzenbohrung vorhanden sein.

Die Ventilöffnungen müssen aber auch einen gewissen Abstand zum Zylinder aufweisen, sonst ist der Strömungswiderstand zwischen Ventilteller und Laufbuchse so groß, dass nur ein Teilumfang des ringförmigen Ventilspalts für den Ladungswechsel wirksam ist. Stehen zwei gleichnamige Ventile zu knapp beieinander, kommt es ebenfalls zu einer Behinderung der Strömung.

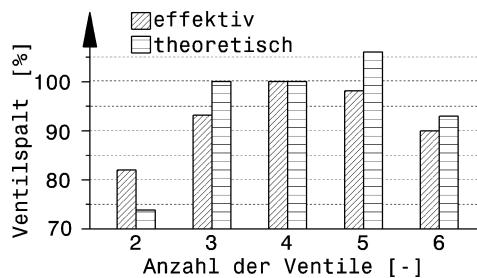
**Tab. L.5** Mindest-Stegbreiten bzw. Abstände in Serien-Zylinderköpfen, mm. Siehe auch Abb. L.24

Maß	$t_{EE}$	$t_{AA}$	$t_{EA}$	$t_{EZ}$	$t_{AZ}$	$t_{EZk}$	$t_{AZk}$
Wert	2,5	2,5	3	1,5	1	3	3

Indizes: A Auslasssitzring, E Einlasssitzring, Z Zylinderbuchse, Zk Zündkerze



**Abb. L.24** Anordnungen von Ventilen. Die angeführten Ventildurchmesser gelten für 85 mm Bohrungsdurchmesser. E Einlassventil, A Auslassventil, ZK Zündkerze. **a** Definition von Abständen und Stegbreiten im Zylinderkopf, **b** Zweiventiler mit zwei Zündkerzen, **c** Dreiventiler, **d** Vierventiler. Eine oder zwei außen liegende Zündkerzen möglich, **e** Fünfventiler, **f** Sechsventiler



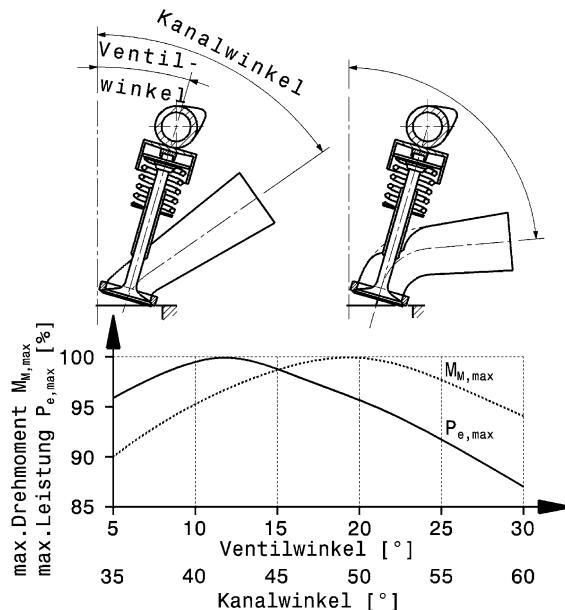
**Abb. L.25** Ventilöffnung über der Anzahl der Ventile. Durch Wandabschirmung und gegenseitige Beeinflussung, neben geometrischen Zwängen unterscheiden sich die effektiven Ventilöffnungen von den theoretischen. Den größten wirksamen Querschnitt liefern demnach vier Ventile pro Zylinder. Fünf Ventile bringen nur geometrisch Vorteile. Sechs Ventile sind theoretisch und praktisch schlechter

All diese Einflüsse führen zum Ergebnis, das Abb. L.25 illustriert. Vier Ventile pro Zylinder bieten den größten wirksamen Öffnungsquerschnitt, auch wenn fünf theoretisch einen größeren Spalt freigeben.

Die Stellung des Ventils zur Zylinderachse und die Lage des Kanals zur Ventilachse beeinflussen den Gas-Durchfluss, die Turbulenz im Brennraum und die Brennraumform. Je steiler ein Kanal steht, also je kleiner sein Kanalwinkel, desto größer ist sein Durchfluss [22] und damit die Maximalleistung. Größere Ventilwinkel ergeben dafür eine für hohes Moment günstigere Brennraumform. Abbildung L.26 gibt einen allgemeinen Überblick, wie sich die beiden Größen im Endeffekt auf die Motorcharakteristik von Saugmotoren auswirken.

Heute wird bei steigendem Verdichtungsverhältnis und sehr guten Kenntnissen über den Verbrennungsablauf bei hochdrehenden Motoren auf einen kompakten Brennraum (kleiner Ventilwinkel) besonders Wert gelegt. Der Gesamtventilwinkel wird meist gleichmäßig auf die Ein- und Auslassseiten aufgeteilt. Je nach Hubraum und Hub-Bohrungsverhältnis hatte sich der Gesamtventilwinkel bei

**Abb. L.26** Einfluss von Einlassventil- und Kanalwinkel auf das maximale Drehmoment und die Maximalleistung von Saugmotoren. Das größte Drehmoment erzielen Einlasskanäle im Bereich von 50° Neigung zur Zylinderachse und 20 bis 22° Ventilwinkel. Steilere Ventile und Kanäle führen zur größten Leistung. Einen guten Kompromiss liefern Ventile, die im Winkel von 15 bis 18° stehen, und Einlasskanäle mit etwa 45° Kanalwinkel



den Formel-1-Turbo-Triebwerken auf 22° (Renault Turbo) bis 40° (BMW Turbo) eingependelt. Bei den Formel-1-Saugmotoren mit 2,4, 3,0 bzw. 3,5 l Hubraum werden und wurden Gesamtventilwinkel zwischen 24 und 28° bevorzugt. Und es gilt die Regel: Je kleiner die Zylindereinheit – oder je größer bei gegebenem Hubraum die Zylinderanzahl –, umso kleiner der Ventilwinkel. Abgesehen von den Verbrennungstechnischen Vorteilen bauen Zylinderköpfe mit engen Ventilwinkeln kleiner und sind damit auch leichter.

**Brennraum Combustion Chamber.** Die Form des Brennraums im Zylinderkopf wird von der Ventilanordnung und der Zündkerzenlage geprägt. Man unterscheidet nach der Gestalt Dach-, Halbkugel-, Keil-, Wannen- und F-Brennräume (stehende Ventile).

Der Beitrag des Brennraums zu einem hohen volumetrischen Wirkungsgrad ist der, dass die Frischgastemperatur bei Einlassschluss möglichst niedrig liegt (wegen der thermischen Ausdehnung des Gases ist so mehr Masse im Zylinder) und dass der Restgasanteil im Zylinder möglichst klein ist (dann ist mehr Platz für Frischgas). Für hohen thermischen Wirkungsgrad muss das Verdichtungsverhältnis möglichst groß sein (vgl. Abb. L.6). Die Grenzen hierfür ziehen Klopfen und der Ventilfreigang im Ladungswechsel-OT, also wenn Ein- und Auslassventile den Kolben berühren könnten. Außerdem soll der Wärmeverlust über die Brennraumwände möglichst klein sein. Der Wärmeübergang hängt dabei ab von der Höhe der Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wand sowie von der Größe der gemeinsamen Oberfläche. Der Brennraum soll also möglichst kompakt sein.

Das Volumen des Brennraums  $V_c$  folgt aus dem angepeilten Verdichtungsverhältnis:

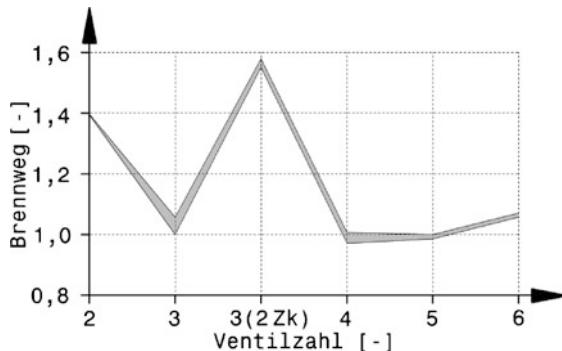
$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$$

$V_c$  Kompressionsvolumen, mm<sup>3</sup>

$V_h$  Hubvolumen eines Zylinders, mm<sup>3</sup>

$\varepsilon$  Verdichtungsverhältnis, –

**Abb. L.27** Brennweg als Funktion der Ventilzahl, nach [36]. Durch das unterschiedliche Flächenverhältnis zwischen Ein- und Auslassventil ergibt sich ein schmales Streuband, dass aber nichts an der wesentlichen Aussage ändert. Die Brennwege sind bei drei, vier und fünf Ventilen kurz. Zwei Zündkerzen beim Dreiventiler (3 (2 Zk)) verlängern den Brennweg



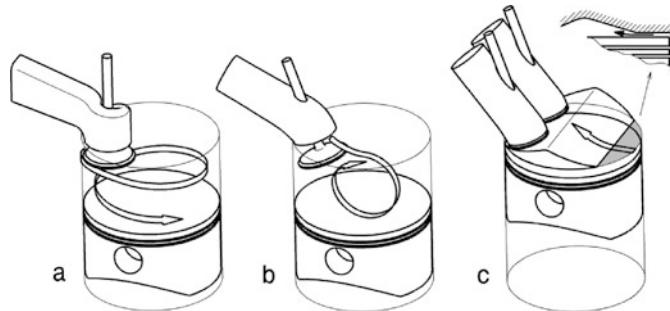
Verdichtungsverhältnisse von Ottomotoren liegen statisch bei 9 : 1 bis 14,5 : 1. Die obere Grenze nutzen Formel-1-Saugmotoren aus. Aufgeladene Motoren müssen an der unteren Grenze bleiben. Dieselmotoren verdichten prinzipbedingt wesentlich höher und erreichen Verdichtungsverhältnisse von 17 : 1 bis 21 : 1.

Im Betrieb ändert sich das Verdichtungsverhältnis bei Rennmotoren mitunter durch die Massenkräfte erheblich. Bauteilverformung und das Aufzehren der Lagerspiele erhöhen die Verdichtung (z. B. statisch  $\varepsilon = 13,5 : 1$  wird dynamisch 15 : 1 [3]).

Auch wenn ein Motor nicht auf höchste Drehzahlen ausgelegt wird, sondern seine Leistung über hohen Mitteldruck aufbaut, sind kurze Brennwege vorteilhaft. Der Brennweg ist der größte Abstand den die Flamme von der Zündkerze zum Brennraumrand zurücklegen muss. Kurze Brennwege lassen große Freiräume für die Motorabstimmung. Weil die Verbrennung rascher abgeschlossen ist, kann der Zündwinkel so gelegt werden, dass der Verbrennungsschwerpunkt im günstigen Übertragungsbereich des Kurbeltriebs liegt. Erfolgt die Verbrennung langsam, muss der Zündwinkel so eingestellt werden, dass die Verbrennung vor dem Öffnen des Auslasses abgeschlossen ist, sonst leistet ab diesem Zeitpunkt die Verbrennung keine nutzbare Arbeit mehr. Kurze Brennwege verringern außerdem die Klopfgefahr. Von unten betrachtet ist die Zündkerzenlage unabhängig vom Ventilwinkel immer optimal, weil sie sich praktisch in der Mitte befindet. Anders sieht die Sache von der Seite aus. Beim großen Ventilwinkel liegt die Zündkerze tief im Dach des Brennraumes versteckt, also nicht im Zentrum des Brennraums. Anzustreben ist vielmehr eine Zündkerzenlage möglichst nahe am Brennraumschwerpunkt, weil von hier die Brennwege tatsächlich ein Minimum erreichen. Diese Forderung lässt sich mit kleinen Ventilwinkeln besser erfüllen. Die Kerze rückt dabei näher an den Ort des Geschehens, weil gleichzeitig mit dem kleineren Ventilwinkel der Kolbenboden nach unten leicht kugelförmig durchgezogen wird [2]. Die Klopfgefahr wird verringert, wenn sich die Ladung zum Ende der Verbrennung in einem relativ kühlen Bereich des Brennraums befindet. Dies erreicht man mit einer Zündkerze, die nahe bei den Auslassventilen sitzt. Die Flammfront breitet sich so in Richtung kühlerer Einlassventile fort. Die Zündkerzenlage muss auch noch mit der Lage der Nockenwellen abgestimmt werden, weil die Kerzen einen durchgehenden Schacht nach außen benötigen. Mit dem Einsatz von mehreren Zündstellen lassen sich die Brennwege ebenfalls verkürzen, Abb. L.27.

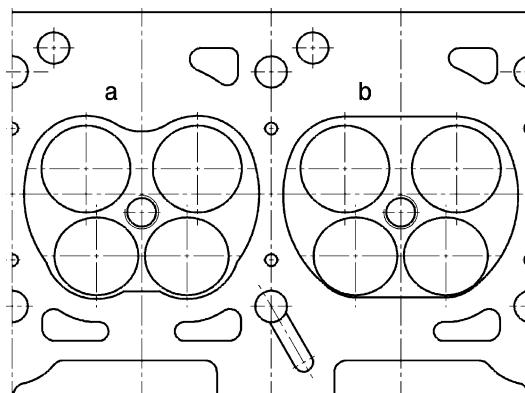
Gezielte Ladungsbewegungen im Brennraum, die durch die Einlasskanalform und -anordnung hervorgerufen werden, beschleunigen das Durchbrennen des Gemisches, in dem sie die Durchmischung fördern und die Flammenfront beschleunigen. Man unterscheidet in Drall-, Tumble- und Quetschströmung, Abb. L.28.

Ein Drallkanal erzeugt beim Einströmen einen Drall um die Zylinderachse, der sich auch noch beim aufwärts Bewegen des Kolbens bemerkbar macht. Eine ähnliche Wirkung erzielt ein exzentrisch angeordneter, flacher Kanal. Eine walzenförmige Strömung quer zu Zylinderachse wird Tumble ge-



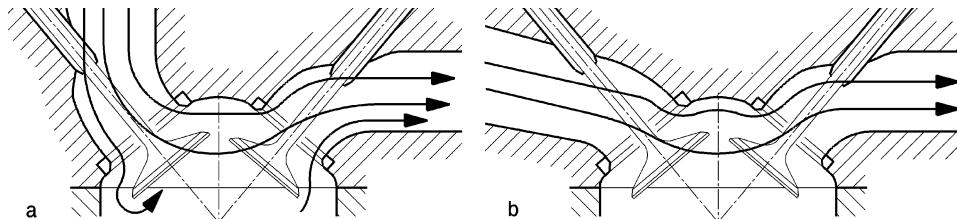
**Abb. L.28** Ladungsbewegungen im Brennraum. **a** Drall swirl, **b** Tumble tumble, **c** Quetschströmung squish. Die Ladungsbewegungen werden durch die einströmende Ladung oder durch den Kolben hervorgerufen und verkürzen die Brenndauer

**Abb. L.29** Brennraumvergleich Serienmotor und davon abgeleiteter Rennmotor in der Ansicht der Zylinderköpfe von unten, nach [12]. **a** Serienmotor, **b** Rennmotor. Auf ausgeprägte Quetschflächen wird beim Rennmotor wegen der Turbulenzen bei hohen Drehzahlen verzichtet, jedoch wird auf möglichst günstige Ein- und Ausströmbedingungen großer Wert gelegt



nannt. Diese Bewegung entsteht bei Kanälen, deren Strömungsanteile an der Unterseite ablösen und so die oberen Bereiche des Kanals bevorzugen. Dadurch wird die Strömung asymmetrisch und die Ladung rotiert. Der Gasdurchfluss durch solche Kanäle wird durch die Erzeugung der Bewegung beeinträchtigt, vgl. auch Abb. L.35. Auf eine andere Art, nämlich bei geschlossenen Ventilen und Annäherung des Kolbens an das Brennraumdach, wird die Quetschströmung verursacht. Der Zylinderkopf ist dafür so ausgebildet, dass Randbereiche des Brennraums parallel zum Kolbenboden stehen (Quetschflächen). Nähert sich der Kolben dem oberen Totpunkt, wird das Gemisch aus dem Spalt gedrängt und erzeugt eine Sekundärströmung. Der kleinste Spalt zwischen Zylinderkopf und Kolbenboden ist etwa 1 mm im Ruhezustand des kalten Motors. Im Betrieb bleiben davon wenige Zehntel mm über, weil unterschiedliche thermische Ausdehnung und Lagerspiele (Massenkraft des Kolbens) eine Relativbewegung der Bauteile bewirken. Die Quetschströmung wirkt besonders an der Volllast (im Teillastbereich ist die Zylinderfüllung zu gering) und eben nur in der Nähe des oberen Totpunkts. Mit zunehmendem Quetschflächenanteil nimmt die Brenndauer (z. B. in °KW) ab. Die Quetschflächen betragen etwa 10 bis 15 % der Kolbenfläche. In Abb. L.24 sind mögliche Quetschflächen grau dargestellt.

Hochleistungsmotoren mit äußerer Gemischaufbereitung kommen ohne Maßnahmen zur Ladungsbewegung aus, deshalb werden kleine oder gar keine Quetschflächen vorgesehen, Abb. L.29. Bei den extremen Bedingungen liegt auch ohne „künstliche“ Maßnahmen bei Verbrennungsbeginn eine leichte Tumblebewegung vor [46].



**Abb. L.30** Brennraumdurchströmung beim Ladungswechsel, nach [5]. **a** Fallstromeinlasskanal *downdraught intake port*, **b** Schrägstromeinlasskanal *semi-downdraught intake port*

Für geringe Wandwärmeverluste ist ein kleines Oberflächen-Volumenverhältnis vorteilhaft. Das ist das Verhältnis der beheizten Oberfläche (Brennraumdach) zum eingeschlossenen Volumen. Mit zunehmendem Zylindervolumen und steigendem Hub-Bohrungsverhältnis wird das Oberflächen-Volumenverhältnis immer günstiger. Allerdings werden die Nachteile durch Wärmeverluste für ein kleines Hub-Bohrungsverhältnis durch die möglichen größeren Ventilquerschnitte überkompensiert, weshalb diese Auslegung erste Wahl für Rennmotoren ist. Allgemein kann festgehalten werden, dass für Zweiventiler der halbkugelförmige (*hemispherical*) und für Vierventiler der dachförmige (*roof shaped*) Brennraum die größten Verbrennungswirkungsgrade liefern [L40]. Wobei für Hochdrehzahlmotoren der Vierventil-Dachbrennraum wegen der größeren Ventilquerschnitte erste Wahl ist.

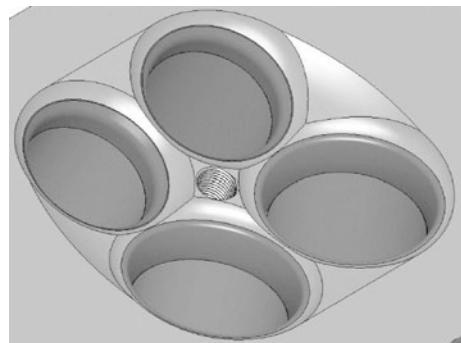
Nach dem Durchtritt durch den Ventilspalt, der den Gasstrom entsprechend dem Sitzwinkel von  $45^\circ$  lenkt, will dieser seine Richtung beibehalten und sich seitlich ausbreiten. Es muss deshalb um jeden geöffneten Teller herum genügend Platz für die Durchströmung sein. Bei Vierventilköpfen mit parallel angeordneten großen Ventilen liegen die Teller nahe an der Zylinderwand, und auch ihr Abstand voneinander ist so gering, dass an diesen Stellen die Durchströmung behindert ist.

Bei einem Hochleistungsmotor besteht während der Zeit der Ventilüberschneidung (Ladungswechsel-OT) eine intensive Strömung vom Einlass- zum Auslasskanal, welche so gelenkt werden soll, dass die Altgasmenge, die beim Normalmotor im Zylinderkopf verbleibt (Restgas *end gas*), möglichst ausgespielt wird. Die Strömung soll so erfolgen, dass alle sich in Ecken und Nischen befindlichen Restbestände erfasst werden. Aus diesem Grunde erscheint ein Fallstrom-Einlasskanal vorteilhaft, weil dann die Strömung unter dem Teller des Einlassventils hinweg erfolgt und auch den dort befindlichen Teil der Altgase erfasst, Abb. L.30a.

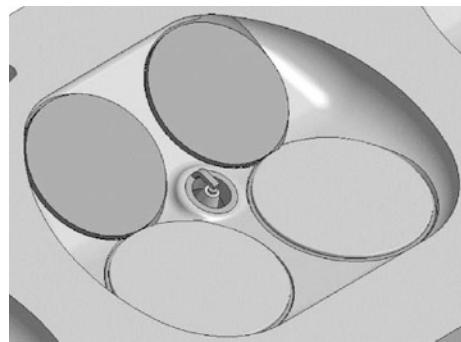
Bei horizontaler Kanalstellung läuft dagegen die Strömung auf kürzestem Weg und lässt einen Teil der Restgasmenge unberührt (Abb. L.30b). Der Gaswechselvorgang bei Ventilüberschneidung ist für den Grad der Zylinderfüllung von maßgebender Bedeutung. Weiterhin sind Ventilanordnung und Stellung der Kanäle auch für den Zeitraum, in dem der Kolben ansaugt, wichtig. Die Strömung wird am wenigsten gestört, wenn sie in Richtung des ansaugenden Kurbels erfolgt, wie dies aus Durchflussmessungen klar hervorgeht [5].

Der Brennraum muss für die schnelle Energieumsetzung gerade bei hohen Drehzahlen ausgelegt werden. Dabei wird oft die Form des Kolbenbodens als abschließendes Element des Brennraums bei hohen Verdichtungsverhältnissen ( $> 12 : 1$ ) zu einem Problem. Große Überschneidungen, Ventilhöhe, Ventildurchmesser und große Ventilwinkel führen zu stark zerklüfteten Kolbenböden. Einen typischen Brennraum für höchste Verdichtungen und Drehzahlen zeigt Abb. L.31. Die Ventile sind dabei zur Zylinderachse nicht nur in einer Ebene geneigt, wie bei Serienmotoren üblich, sondern bilden auch noch untereinander einen spitzen Winkel von etwa  $6^\circ$  (radiale Anordnung). Das bedeutet, dass kein Ventil parallel zum Nachbarventil steht. Die Nocken einer Nockenwelle müssen deshalb zum Ausgleich entsprechend schräg (kegelförmig) geschliffen werden.

**Abb. L.31** Brennraum eines Formel-1-Motors. Der extrem flache Brennraum ist vollständig spanend bearbeitet. Um jeden Sitzring ist eine kugelförmige Freistellung angebracht. Seine Gestalt ist zwar nicht ideal, aber sie ermöglicht auch bei hoher Verdichtung einen Kolben mit geringer Zerklüftung durch Ventiltaschen



**Abb. L.32** Brennraum eines Rennmotors. Ein typischer gegossener Dachbrennraum, der zum Großteil durch Ventilflächen und Zündkerzenmündung bestimmt ist. Solche Brennräume kommen in Formel-3-Motoren oder auch in DTM-Motoren zum Einsatz



Die Oberfläche des Brennraums soll möglichst stetig verlaufen und wenig zerklüftet sein. Das ermöglicht eine gute Spülung mit wenig Restgasgehalt und vermeidet Klopfnesten. Bei Serienmotoren werden die Brennräume im Allgemeinen gegossen. Bei Rennmotoren können die Brennräume auch vollständig durch spanabhebende Bearbeitung hergestellt werden. Das bietet eine Reihe von Vorteilen:

- glatte Oberfläche
- konturtreue Quetschflächen
- geringe Streuung des Verdichtungsverhältnisses zwischen den einzelnen Zylindern.

Das wird natürlich von Nachteilen begleitet:

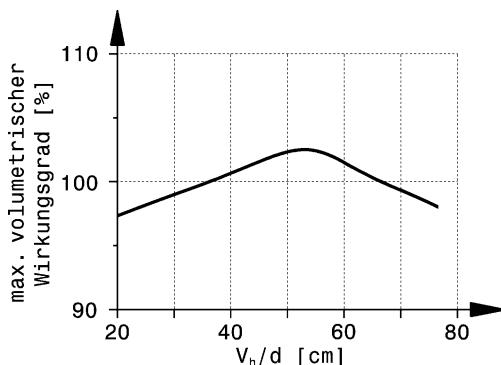
- erhöhte Fertigungskosten
- bei großen Bearbeitungszugaben wird der Vorteil einer gerichteten Erstarrung des Zylinderkopfbodens (feines Gussgefüge durch gekühlte Gusskokillenwand) aufgehoben.

Darüber hinaus ist der Einfluss der Bearbeitung beschränkt. Je nach Ventilanzahl und -anordnung ist die Brennraumoberfläche bis zu 40 % und mehr durch Ventilteller und Sitzring bestimmt, Abb. L.32. Dazu kommen Quetschflächen und Zündkerzenbohrung(en). Die nahe liegende Befürchtung, dass das Entfernen der homogenen Gusshaut die Rissanfälligkeit der Brennraumwand erhöht, wird in praxi nicht bestätigt.

**Abb. L.33** Zündkerzen. Eine Rennzündkerze (links) mit M10 × 1-Gewinde ist zum Vergleich mit einer konventionellen Zündkerze mit M14-Gewinde abgebildet

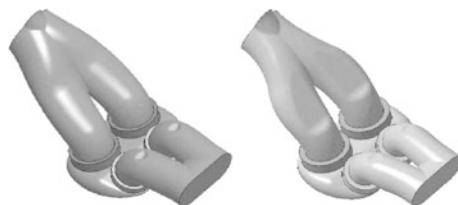


**Abb. L.34** Einfluss des Kanal-durchmessers  $d$  auf den Durchfluss (berechnet) [22]. Das Verhältnis Zylindervolumen  $V_h$  zu Kanal-durchmesser  $d$  zeigt einen Einfluss auf den volumetrischen Wirkungsgrad



**Zündkerze Spark Plug.** Zündkerzen mit kleinem Gewindedurchmesser ermöglichen größere Ventile und stören die Brennraumkontur weniger. In Rennmotoren werden daher wesentlich kleinere Zündkerzen eingesetzt als in Serienmotoren. So werden Kerzen mit M10 × 1-Gewinde statt des üblichen M14 × 1,25-Gewindes eingeschraubt, Abb. L.33. Die Methanolmotoren der Indy-Cars fahren mit „solideren“ 12-mm-Kerzen. Einige Formel-1-Motoren sind sogar mit winzigen 8-mm-Kerzen ausgerüstet.

#### Kanalgestaltung Port Design.

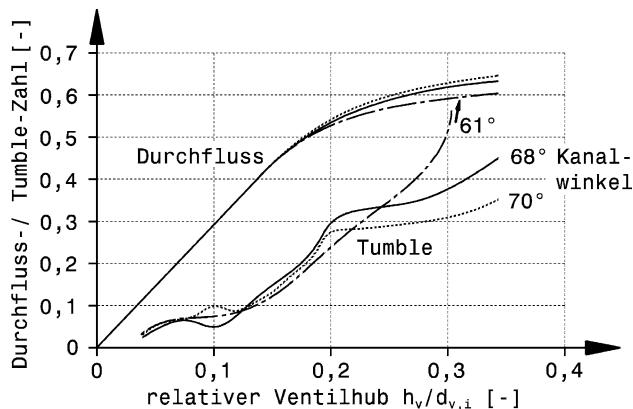


Die prinzipielle Lage der Ventile und der Kanäle erörtern die Abb. L.24 und L.26. Die Ventilstellung beeinflusst nicht nur den Durchfluss, sondern auch die Brennraumform und damit fahrbare Vor-zündwinkel, die Klopfneigung usw.

Was den volumetrischen Wirkungsgrad betrifft, wirken zwei gegensätzliche Einflüsse auf die Strömung, Abb. L.34.

Ein kleiner Kanaldurchmesser reduziert den Luftdurchsatz durch Wandreibungsverluste. Ein großer Querschnitt wiederum verringert die Strömungsgeschwindigkeit und damit Nachladeeffekte durch die Trägheit der Luftmasse. Es gibt also einen optimalen Kanalquerschnitt zwischen diesen beiden Extremen. Zur Berechnung s. (L.6).

**Abb. L.35** Einfluss der Kanalneigung (*port gradient*) auf den Durchfluss und den Tumble nach [23]. Je größer der Durchfluss bzw. der Tumble, desto größer die jeweilige Kennzahl



**Einlasskanal Intake Port.** Einlasskanäle werden als reine Füllungskanäle, als Drall- oder Tumblekanäle ausgebildet. Drall- und Tumbleerzeugung gehen allerdings zu Lasten des Durchflusses, Abb. L.35. Hochleistungsmotoren mit äußerer Gemischbildung verlangen keine Maßnahmen zur Ladungsbewegung, bei ihnen kann die Kanalentwicklung rein auf größten Durchfluss ausgerichtet werden. Bei Vierventilmotoren liegt oft ein Kanal zur Erzeugung von Ladungsbewegung (Drall, Tumble) neben einem Füllungskanal. Das begrenzende Kriterium für den kleinsten Kanalwinkel stellt die Bearbeitung für die Ventilfederalauflage dar. In diesem Bereich muss ja eine Mindestwandstärke verbleiben. Das Ventil kann zwar mitsamt der Federauflage nach oben verschoben werden, dadurch wird es jedoch schwerer und muss durch eine stärkere Feder am Nocken gehalten werden. Das wiederum führt zu größerer Reibung im Ventiltrieb und zu geringerer Höchstdrehzahl. Die Kühlflüssigkeit soll den Einlasskanal möglichst wenig umspülen. Wegen der höheren Temperatur des Kühlwassers wird das Frischgas ja tatsächlich erwärmt. Im Bereich der Federauflage wird ohnedies nicht zuletzt aus Platzgründen auf einen Kühlkanal verzichtet. Aber auch in Brennraumnähe sollen nur der Sitzring und die Zündkerzenaufnahme gekühlt werden.

Die Kanaloberfläche soll möglichst glatt sein, aber nicht von Hand poliert. Besonders bei kleinen Kanaldurchmessern wirken sich Querschnittssprünge und wellige Oberflächen, wie sie bei manueller Bearbeitung leicht entstehen, störend aus. Dadurch kann der Durchfluss sogar sinken, wenn die Kanalwand von Hand poliert worden ist. Gestaltungsempfehlungen für Einlasskanäle können den Abb. L.36 und L.37 entnommen werden. Abbildung L.84 zeigt einen typischen Einlasskanal eines Formel-1-Motors.

**Strömung im Ventilspalt Valve Gap Flow.** Der Strömungsquerschnitt am Ventil ist für den Ladungswechsel wichtig. Der von der einströmenden Luft genutzte Querschnitt ist durch Einschnürung und weitere gasdynamische Effekte etwas kleiner als der geometrisch vorhandene. Näherungsweise lassen sich die Verhältnisse jedoch errechnen und so Auslegungen für hohe Durchflüsse ableiten.

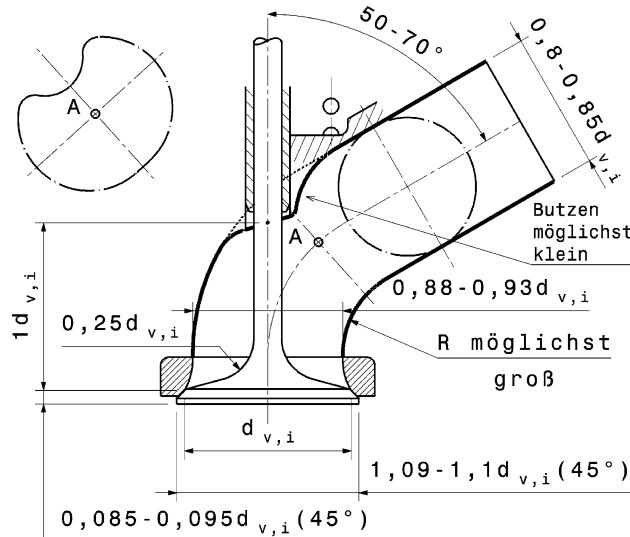
Die mittlere Gasgeschwindigkeit berechnet sich aus der Kontinuitätsgleichung. Der Volumenstrom durch die Ladungswechselkanäle muss genau so groß wie der Volumenstrom im Zylinder sein.

$$v_{Ga} \cdot A = v_m \cdot A_{Pi} \Rightarrow v_{Ga} = v_m \frac{A_{Pi}}{A} \quad \text{bzw.} \quad = v_m \frac{B^2}{d^2} \quad (\text{L.5})$$

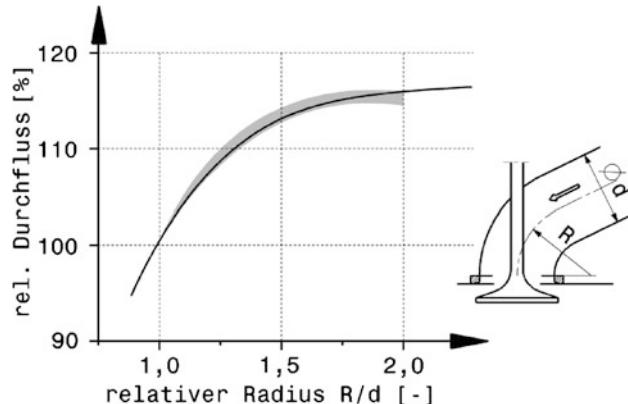
$v_{Ga}$  mittlere Gasgeschwindigkeit im Kanal mit der Fläche  $A$  bzw. dem Durchmesser  $d$ , m/s

$A_{Pi}$  Kolbenfläche mit der Bohrung  $B$ , m<sup>2</sup>

**Abb. L.36** Gestaltungsempfehlungen Einlasskanal für Otto Pkw-Motor. Der Kanal ist als Füllungs-kanal ausgelegt. Die Maße sind in Abhängigkeit vom kleinsten Ventilsitzdurchmesser  $d_{v,i}$  angegeben. Der Kanal soll im Kühlwasserman-tel möglichst frei gestellt sein



**Abb. L.37** Einfluss des Kanal-bodenradius (*port curvature*)  $R$  auf den Durchfluss [22].  $d$  Kanal-durchmesser *port diameter*. Der Durchfluss ist auf jenen bei  $R/d = 1$  bezogen. Unterschiedliche Diffe-renzdrücke ergeben ein schmales Streuband. An der grundsätzlichen Aussage ändert das jedoch gar nichts. Ein Verhältnis  $R/d$  von 2 sollte mindestens angestrebt werden



$v_m$  mittlere Kolbengeschwindigkeit, m/s.

$v_m = 2sn$  bzw. (L.2). Bei Rennmotoren werden maximale Kolbengeschwindigkeiten von 20–26 m/s erreicht.

Mit steigender Gasgeschwindigkeit nehmen die Strömungsverluste zu. Bei geringen Geschwindigkeiten sind die gasdynamische Effekte zu wenig ausgeprägt und sie erzielen keinen merklichen Aufladeeffekt. Es existiert also ein optimaler Geschwindigkeitsbereich zwischen diesen beiden Ex-tremen.

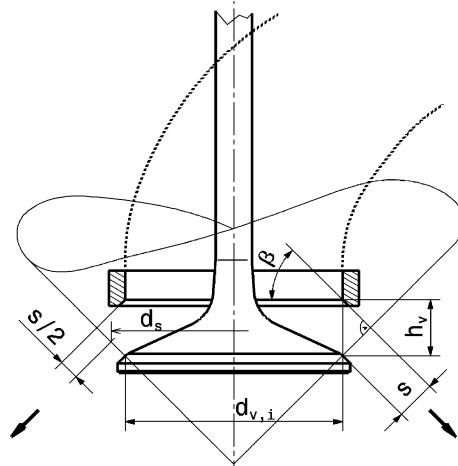
Richtwerte für mittlere Gasgeschwindigkeiten:

Einlasskanal  $v_{Ga} \approx 70$  m/s für Serienmotoren

$v_{Ga} \approx 100$  bis 130 m/s für Hochleistungsmotoren [33] bzw. ca. 5  $v_m$ .

Auslasskanal  $v_{Ga} \approx 110$  m/s für Serienmotoren

**Abb. L.38** Bezeichnungen am Ventilspalt. Der geometrische Öffnungsquerschnitt ist näherungsweise eine Kegelstumpffläche mit der Seitenlänge  $s$ .  $s$  Ventilspalt valve gap,  $\beta$  Ventilsitzwinkel valve seat angle,  $h_v$  Ventilhub valve lift,  $d_{v,i}$  kleinster Ventilsitzdurchmesser minor valve seat diameter



Mit den angegebenen Richtwerten lässt sich aus (L.5) der erforderliche Kanalquerschnitt ermitteln:

$$A_{\text{erf}} = A_{\text{Pi}} \frac{v_{m,n}}{v_{G,a,id}} \quad (\text{L.6})$$

$A_{\text{erf}}$  erforderlicher Kanalquerschnitt,  $\text{m}^2$

$v_{m,n}$  mittlere Kolbengeschwindigkeit bei Nenndrehzahl,  $\text{m/s}$

$v_{G,a,id}$  ideale mittlere Gasgeschwindigkeit,  $\text{m/s}$

Aus dem solcherart festgelegten Kanalquerschnitt folgt mit derselben Überlegung der Ventilquerschnitt:

$$A_v = \frac{1}{j_v} A_{\text{erf}}$$

$A_v$  freier Querschnitt einer Ventilöffnung bei max. Ventilhub,  $\text{m}^2$

$j_v$  Anzahl der Ventile pro Kanal, –

Der geometrische Ventilquerschnitt wird nach Abb. L.38 berechnet.

$$\begin{aligned} s &= h_v \cos(\beta), \quad d_s = d_{v,i} + s \cdot \sin(\beta) \\ A_v &= d_s \cdot \pi \cdot s = \pi \cdot h_v \cdot \cos(\beta) \cdot [d_{v,i} + h_v \cos(\beta) \sin(\beta)] \end{aligned} \quad (\text{L.7})$$

$s$  Ventilspalt,  $\text{m}$

Mit steigendem Ventilhub  $h_v$  nimmt zunächst der Öffnungsquerschnitt zu, vgl. Abb. L.35 Durchfluss, ab einem relativen Hub von  $h_v/d_{v,i} \approx 0,35$  bringt eine Hubsteigerung jedoch keine Durchflussteigerung mehr, weil der Ventilquerschnitt nicht mehr zunimmt.

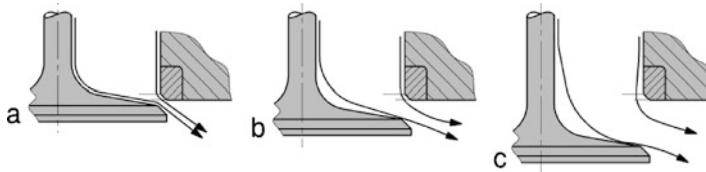
Bei bekanntem freiem Ventilquerschnitt kann man den Ventilsitzdurchmesser leicht berechnen (L.7):

$$d_{v,i} = \frac{A_v}{\pi \cdot h_{v,max} \cos(\beta)} - h_{v,max} \cos(\beta) \sin(\beta)$$

$d_{v,i}$  kleinster Ventilsitzdurchmesser,  $\text{m}$

$h_{v,max}$  maximaler Ventilhub,  $\text{m}$

$\beta$  Ventilsitzwinkel,  $^\circ$ . Bei Pkw-Motoren sind Sitzwinkel von  $45^\circ$  bei Ein- und Auslassventilen üblich, bei Rennmotoren findet man auch  $50$  bis  $55^\circ$



**Abb. L.39** Einlassströmung im Ventilspalt [24]. **a** Kleiner Hub: Der Strahl füllt den Spalt. Die Strömung liegt am Ventil und am Sitzring an, **b** mittlerer Ventilhub. Die Strömung löst teilweise ab, **c** großer Ventilhub. Es bildet sich ein freier Strahl aus

Der Auslasskanal- und ebenso dessen Ventildurchmesser werden beim Saugmotor im ersten Ansatz um etwa 15 % kleiner als der des Einlasskanals ausgeführt. Das Ausströmen erfolgt ja bei einer größeren Druckdifferenz und somit stellen die kleineren Ventile keinen Strömungsnachteil dar. Außerdem wird die Temperaturbelastung durch die kleinere wärmeaufnehmende Oberfläche verringert. Weitere Verhältnisse von Ventilgrößen s. auch Tab. L.4.

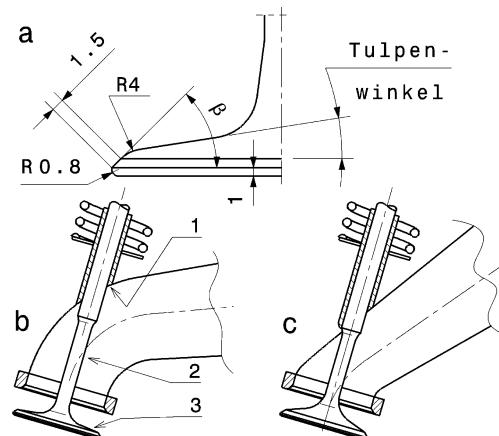
Die Strömung im Ventilspalt ist neben dem Gasdurchsatz auch vom Ventilhub abhängig, Abb. L.39.

Damit die Strömungsverluste bei hohen Gasgeschwindigkeiten klein bleiben sollen der Ventilkopf und der umströmte Bereich des Ventils nach Abb. L.40 gestaltet werden. Die Ventilköpfe von Rennmotoren sind brennraumseitig eben, haben also keine konkave Ausnehmung, die die wärmeaufnehmende Oberfläche vergrößern würde. Polieren des Tellers verkleinert die Oberfläche ebenfalls und verringert darüber hinaus Ablagerungen.

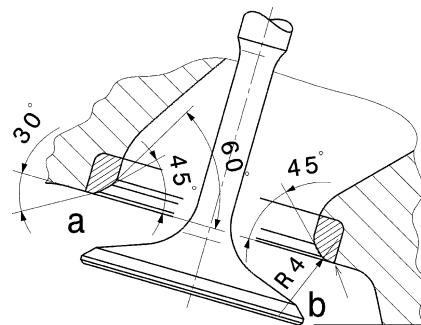
Die Ausführung von Einlass-Ventilsitzringen für höchste Drehzahlen zeigt Abb. L.41b. Zum Vergleich ist ein Sitzring für günstige Turbulenzbildung (Flammengeschwindigkeit) gegenübergestellt, wie er für Rennmotoren mit mittlerer Drehzahl (bis etwa  $10.000 \text{ min}^{-1}$ ) günstig ist. Wichtig neben der Gestaltung der Sitzumgebung ist in jedem Fall, dass der Sitzring bündig mit der Brennraumwand abschließt (Pfeil) und nicht vorsteht oder zurück versetzt ist.

**Werkstoffe.** Sitzringe werden aus Kupfer-Beryllium-Legierungen hergestellt. Ventilführungen aus Bronze oder einer Kupfer-Beryllium-Legierung, Ventile aus Stahl (Chrom-Mangan-Stahl), Nimo-

**Abb. L.40** Gestaltung eines Einlassventils für hohe Gasgeschwindigkeiten. **a** Typische Gestalt eines Ventilkopfs mit Maßen (Ventildurchmesser etwa 35 bis 40 mm). Ventilsitzbreite 1,5 mm. Weitere Maßnahmen zur Durchflussverbesserung (**b**): 1 Ventilführung bündig zum Kanal, 2 Ventilschaft im Kanalbereich verjüngt, 3 an Kanalwinkel angepasster Tulpenwinkel, **b** kleiner Tulpenwinkel bei großen Kanalwinkeln (über  $60^\circ$ ) [37], **c** großer Tulpenwinkel bei kleinen Kanalwinkeln (unter  $45^\circ$ ) [37]



**Abb. L.41** Gestaltung von Einlassventilsitzringen. **a** Ausführung mit drei Fasen zur Durchflussteigerung [37], **b** Ausführung mit einer Rundung. Der Ventilsitz wird nach dem Eimpresen des Sitzrings auf  $45^\circ$  bearbeitet. Neigt das Ventil zum Nachspringen wird der Sitz auf  $50$  bis  $55^\circ$  geändert

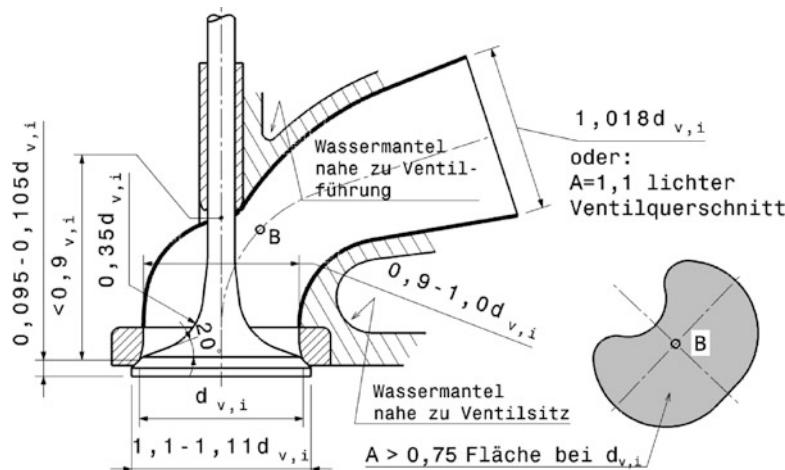


nic (Nickel-Superlegierung), Titanlegierungen, Titanaluminid (TiAl) oder Keramik (Siliziumnitrid). Auslassventile können auch einen hohlen Schaft mit Natriumfüllung zur besseren Wärmeabfuhr aufweisen.

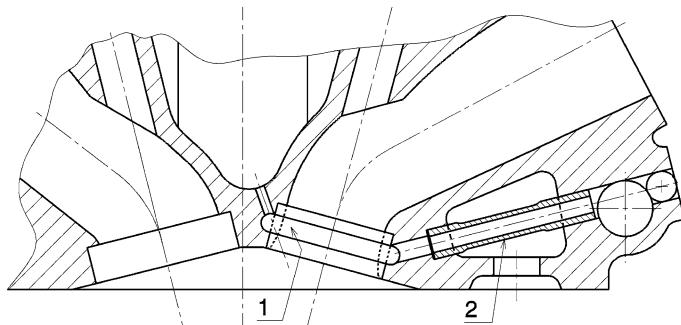
**Auslasskanal Exhaust Port.** Auslasskanäle müssen gut gekühlt werden und ihre Länge im Zylinderkopf soll möglichst klein sein (Wärmeeintrag). Abbildung L.42 illustriert Gestaltungsempfehlungen.

Auch Auslasssitzringe müssen gut gekühlt werden. Das Ventil gibt den überwiegenden Anteil der aufgenommenen Wärme über den Sitz wieder ab. Ein wesentlich kleinerer Teil der Wärmeabfuhr erfolgt über die Ventilführung. Sitzringe hoch belasteter Motoren werden auch mit Öl oder Wasser zwangsgekühlt, Abb. L.43. So waren beim Ferrari V6-1,5-l-Formel-1-Motor Ein- und Auslasssitzringe ölgekühlt.

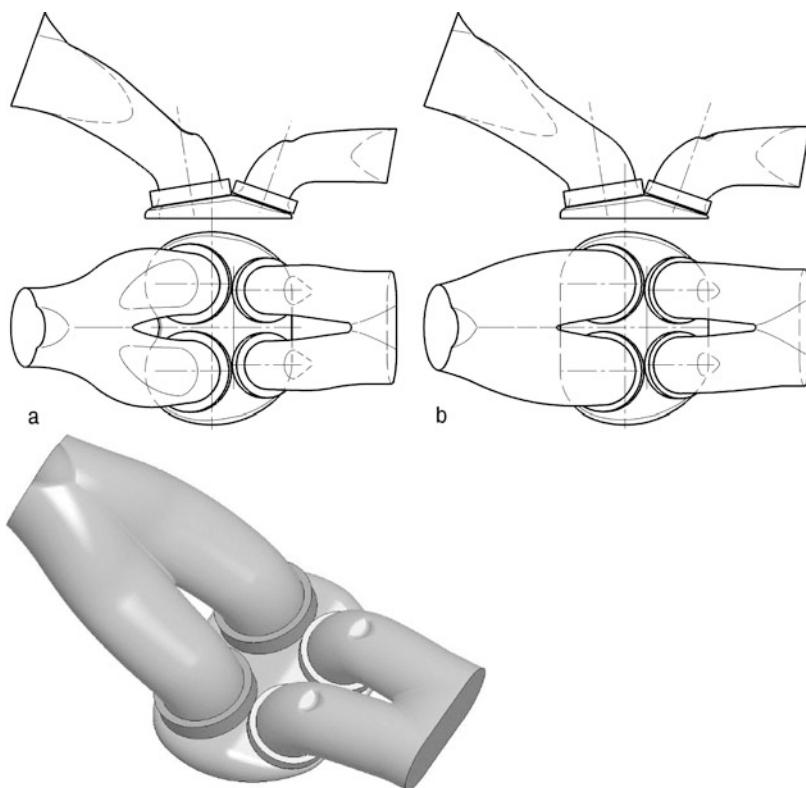
Einen direkten Vergleich zwischen Serien- und Rennkanälen bietet Abb. L.44. Die Motoren der DTM werden nämlich aus Serienaggregaten abgeleitet. Basierend auf den vorhandenen Ventilwinkeln und -abständen werden die Kanäle des Rennmotors gestaltet. Die Kanäle sind bereits im Zylinder-



**Abb. L.42** Gestaltungsempfehlungen Auslasskanal Otto Pkw-Motor. Die Maße sind in Abhängigkeit vom kleinsten Ventilsitzdurchmesser  $d_{v,i}$  angegeben. Wichtig ist, dass der Wassermantel kritische Bereiche gut erreicht



**Abb. L.43** Wasserkühlung von Auslassventilsitzringen (Formel 1, TAG Porsche Turbo). 1 Umlaufende Nut in der Aufnahmebohrung des Auslassventilsitzes, 2 Verbindungsröhrchen. Der Auslassventilsitzring (strichiert eingezeichnet) wird von Kühlflüssigkeit umspült. Die Flüssigkeit wird aus dem Wassermantel angesaugt und gelangt über ein Röhrchen (2) in den gebohrten Sammelkanal, der unter dem Auslasskanal liegt



**Abb. L.44** Gaswechselkanäle mit Brennraum, nach [12]. a Serienmotor, b daraus abgeleitete Rennausführung (diese ist auch schattiert dargestellt). Die Einlassesseite ist links. Die obere Ausnehmung beim Einlassbereich der Einlasskanäle dient für das Einspritzventil. Der Gasdurchsatz ist vor allem bei größeren Ventilhüben gegenüber dem Serienstand erhöht. Die dazugehörigen Brennräume sind in Abb. L.29 dargestellt

kopf zusammengeführt. Zwischen den Auslasskanälen muss jedoch noch Platz für den Wassermantel sein. Der Gasdurchfluss ist zunächst durch größere Ventildurchmesser gegenüber der Serie und anschließend durch angepasste, geradlinigere Kanalführung vor allem für große Ventilhübe erhöht.

Der Kühlwassermantel bei Serienmotoren „ergibt sich“ sozusagen durch den Raum den Brennraum, Ladungswechselkanäle, Schraubenbutzen und Zündkerzenpfeifen abzüglich einer Wandstärke übrig lassen. Bei Rennmotoren wird der Wassermantel gezielt auf die Bedürfnisse hin konstruiert. Er wird möglichst klein gehalten, damit die Strömungsgeschwindigkeit des Wassers hoch ist und Totwassergebiete verhindert werden. Dies gelingt beispielsweise mit zweiteiligen Wassermänteln, in denen eine annähernd horizontale Trennwand den Wasserraum in einen brennraumnahen Teil und in einen oberhalb liegenden Bereich teilt. Außerdem führen Bohrungen mit ca. 5 mm Durchmesser die Kühlflüssigkeit gezielt an heiße Stellen (*hot spot*), vgl. Abb. L.147 rechter Zylinderkopf. Mit dieser so genannten Präzisionskühlung werden unter anderem Auslassventilsitzbereiche und Zündkerzensitze gekühlt. Die Brennraumwand wird verrippt. Damit wird die Kühlflüssigkeit geleitet und die wärmeabgebende Oberfläche vergrößert. Zwänge, die durch die Gießtechnik entstehen, werden durch Skelettbauweise vermieden. Die Zylinderköpfe werden teilweise seitlich offen, also mit unterbrochener Seitenwand, gegossen und erst vor der mechanischen Bearbeitung wird der Wasserraum durch Einschweißen dünne Bleche geschlossen.

Bei Rennmotoren wird die sogenannte Querstromkühlung bevorzugt. Die Kühlflüssigkeit tritt dabei auf einer Seite des Zylinderkopfes bei jedem Zylinder separat ein, umströmt das jeweilige Brennraumdach und tritt auf der gegenüberliegenden Seite wieder aus. So erfährt jeder Zylinder dieselbe Kühlwirkung. Das ist bei der Längstromkühlung – wie sie bei Serienmotoren aus Gründen der Einfachheit bevorzugt wird – nicht der Fall. Die Kühlflüssigkeit durchströmt hierbei den Zylinderkopf in Längsrichtung und es ergibt sich folglich ein entsprechender unvorteilhafter Temperaturanstieg in den aufeinander folgenden Zylindern.

**Werkstoffe.** Zylinderköpfe bestehen aus Aluminiumlegierungen, Serienteile aus Standardgusslegierungen (in der Reihenfolge fallender Festigkeiten bei 250 °C): EN AC-ALSi6Cu4 (war G-ALSi6Cu4), EN AC-AlSi8Cu3 (war G-AlSi9Cu3), EN AC-AlSi7Mg0,3 (war G-AlSi7Mg), EN AC-AlSi10Mg (war G-AlSi10Mg) jeweils T6 wärmebehandelt.

Hochwarmfeste Legierungen weisen zwar ungünstige Verarbeitungseigenschaften auf, ermöglichen jedoch höchstbeanspruchte Zylinderköpfe: G-AlSiCu5Ni1, 5CoSbZr, G-AlCu4MgTi, G-Al2MgTi.

Besonders in Brennraumnähe wird auf ein feinkörniges Gefüge (kleiner Dendritenarmabstand) großer Wert gelegt. Dies wird durch gezieltes, örtliches Kühlen des Gusswerkzeugs im Brennraumbereich erreicht.

**Herstellung.** Zylinderköpfe und Zylinderkopfdeckel werden gegossen. Wegen der geringen Stückzahl bieten sich Verfahren wie Sandguss und Feinguss an. Die Gaswechselkanäle werden mit Sandkernen dargestellt oder bloß vorgegossen und teilweise bzw. vollständig spanend auf die Endform bearbeitet.

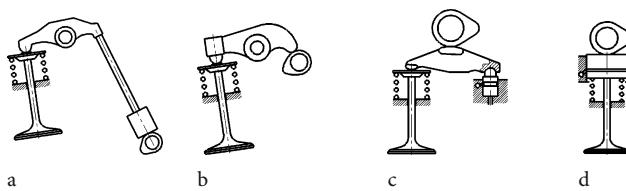
Serienteile werden im Kokillenguss, Druckguss oder Core-Packaging-Verfahren gefertigt.

**Zylinderkopfhaube *Cylinder Head Cover*.** Der Ölraum eines Zylinderkopfs wird nach oben hin durch die Zylinderkopfhaube abgeschlossen. Ist der Motor mittragend im Fahrzeug eingebaut, so beinhaltet die Hauben bei V-Motoren meist Motorbefestigungen, weil sie zwei vom unteren Motorende weit entfernte Punkte bereitstellen. Dafür benötigt die Haube allerdings entsprechende Struktursteifigkeit und Anbindungen an den Zylinderkopf. Durch Integration zumindest einiger Nockenwellenlager in die Haube lässt sich dieses Ziel erreichen. Zur Einstellung der Steuerzeiten werden die dem Antrieb am nächsten gelegenen Lagerdeckel „konventionell“ am Zylinderkopf verschraubt.

**Tab. L.6** Vergleich von Ventiltriebskonzepten

Ohne Nockenrolle, mit hydraulischem Ventilspielausgleich:

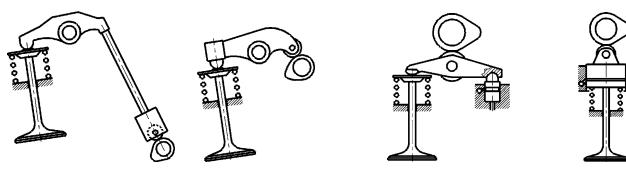
Konzept



Kriterium	a	b	c	d
Reibung	--	-	Ø	Ø
Masse	--	+	++	+
Steifigkeit	--	Ø	+	++
Bauhöhe	++	+	Ø	Ø

Mit Nockenrolle, mit hydraulischem Ventilspielausgleich:

Konzept



	e	f	g	h
Reibung	+	+	++	+
Masse	--	Ø	+	-
Steifigkeit	--	Ø	+	++
Bauhöhe	++	+	Ø	--

Legende: ++ sehr gut, + gut, Ø durchschnittlich, - ungünstig, -- sehr ungünstig.

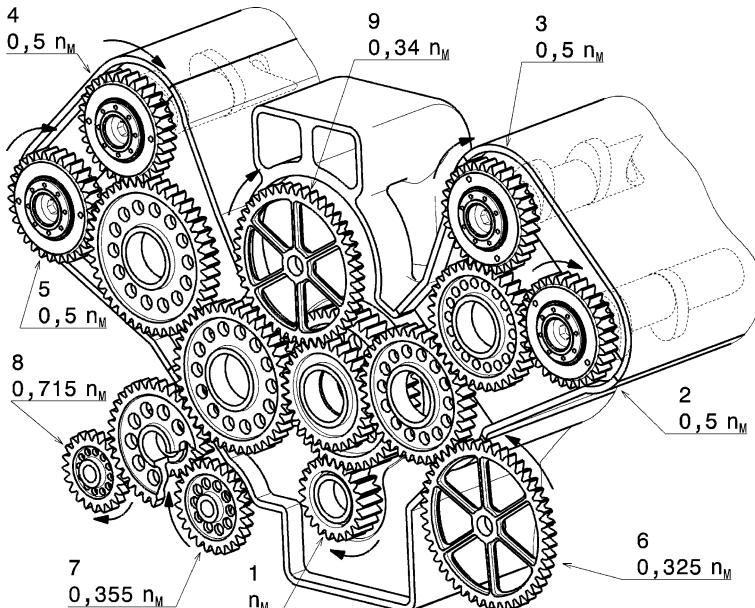
Dann sind bei der Montage die Nockenwellen durch dieses eine Lager fixiert und anschließend kann die Zylinderkopfhaube mit den übrigen Lagerstellen aufgesetzt werden.

Die Hauben werden aus Aluminium- oder Magnesiumlegierungen gegossen. Aus Festigkeitsgründen werden hochbelastete Hauben auch aus dem Vollen gefräst.

Minimale Wandstärken nichttragender Bereiche bei Aluminium-Legierungen 2 mm, bei Magnesium-Legierungen 1,8 mm.

## 4.2 Ventiltrieb Valve Train

Pilzventile werden direkt oder mittels eines Übertragungsglieds (Kipp-, Schlepphebel) von einer Nocke geöffnet und wieder geschlossen. Eine Auswahl gängiger Möglichkeiten samt deren wichtigsten Eigenschaften bietet Tab. L.6. Eine Nockenumdrehung entspricht dabei einem vollständigen Zyklus (zwei Umdrehungen) eines Viertaktmotors. Demnach ist eine Untersetzung von 2 : 1 zwischen Kurbel- zu Nockenwelle erforderlich. Die Nockenwellen werden von der Kurbelwelle aus meist über Zahnräder, seltener über Zahnriemen oder Kette angetrieben. Zahnriemen weisen eine geringe Masse auf und sind leicht zu tauschen. Riementriebe werden gerne zum Überwinden großer Achsabstände



**Abb. L.45** Steuertrieb Ferrari 3,01 V10 (Typo 049). Der Rädertrieb ist am vorderen Ende des Motors angeordnet und treibt neben den vier Nockenwellen auch alle Nebenaggregate mit einer ihrer Effizienz angepassten Drehzahl an. 1 Kurbelwelle ( $n_{M,n} = 17.500 \text{ min}^{-1}$ ), 2 Auslassnockenwelle links, 3 Einlassnockenwelle links, 4 Einlassnockenwelle rechts, 5 Auslassnockenwelle rechts, 6 Öldruckpumpe und Saugpumpen, 7 Saugpumpen, 8 Luftabscheider, Lichtmaschine und Hydraulikpumpe, 9 Wasserpumpe

de herangezogen. Vor allem bei hochdrehenden Motoren stellt ein reiner Zahnradtrieb das Optimum dar, Abb. L.45. Bei gepaarten Zahnrädern sind Flankenspiele im Hundertstel-Millimeterbereich möglich. Das führt zu einer exakten und vor allem drehzahlfesten Ventilsteuerung. Ein Zahnradtrieb ermöglicht auch relativ leicht mehrere Nebenantriebe sicherzustellen.

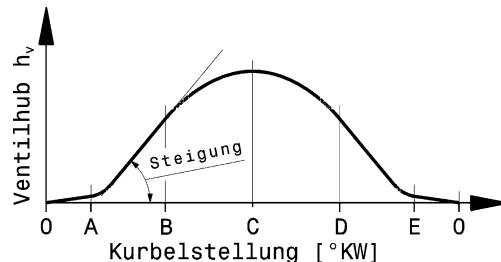
Die Zahnräder laufen gleit- oder nadelgelagert auf festen Steckachsen. Eine Steckachse kann auch als Exzenter ausgebildet werden und so eine Einstellbarkeit des Zahnradspiels gewährleisten.

Ventiltriebe können am vorderen Kurbelwellenende oder schwungradseitig angeordnet sein. Es gibt weiters auch Motoren mit mittig angeordnetem Nockenwellenantrieb. Die schwungradseitige Entnahme des Antriebsmoments ist aus Schwingungsgründen günstig, weil der Abtrieb in einem Torsionsschwingungsknoten der Kurbelwelle erfolgt. Montage und Wartung des Steuertriebs gestalten sich allerdings aufwändiger als am vorderen Motorende. Die Anordnung an der Stirnseite weist auch Vorteile für die Steifigkeit des Motors auf, falls dieser als Mittelmotor mittragend eingebaut wird.

Bei extrem hohen Drehzahlen (über  $17.000 \text{ min}^{-1}$ ) und langen Nockenwellen (etwa 10 Zylinder V-Motor) führen die von den Nockenkräften induzierten Torsionsschwingungen neben möglichen Brüchen dazu, dass die Steuerzeiten unakzeptabel schwanken. Dies ist vor allem beim vom Antriebszahnrad am weitesten entfernten Zylinder festzustellen. Zur Lösung dieses Problems werden Schwingungstilger bzw. -dämpfer im Ventiltrieb erforderlich [35]. Im einfachsten Fall reicht ein einvulkanisiertes Elastomerelement, das in einem Zwischenzahnrad ein elastisches Zwischenglied darstellt.

Für Rennmotoren kommen wegen der hohen Steifigkeit und der geringen bewegten Massen nur der Schlepphebel (Konzept c bzw. g) und der Tassenstößel (d) in die nähere Auswahl, beide aller-

**Abb. L.46** Allgemeine Ventilerhebungskurve. Der Ventilhub ist über dem Kurbelwinkel aufgetragen und gliedert sich in sechs charakteristische Phasen



dings ohne hydraulischen Ventilspielausgleich. Schlepphebel ermöglichen die engsten Ventilwinkel und damit die kompaktesten Brennräume. Viele variable Ventiltriebssysteme fußen darüber hinaus auf Schlepphebelantrieben. Tassenstößel hingegen bieten die fülligsten Ventilerhebungen und damit das Potential für höchste Leistungen, benötigen jedoch weitere Ventilwinkel und weisen größere oszillierende Massen auf.

**Ventilerhebung Valve Lift.** Die Ventilerhebungskurve wird in Zusammenarbeit von Nocken und Abnehmer bzw. Übertragungselement erzeugt. Die Nockenform wird von der Gestalt des Abnehmers bestimmt. Für eine bestimmte Ventilerhebungskurve ergibt ein Abnehmer mit ebener Gleitfläche eine ganz andere Nockenform als ein Abnehmer mit Rolle oder Kreisbogenfläche.

Einen allgemeinen Verlauf der Ventilerhebung zeigt Abb. L.46. Der Verlauf beginnt mit einer Anlauframpe von 0 bis A, die durch eine ansteigende Gerade oder besser durch eine Sinuslinie dargestellt wird und auf der das Ventilspiel aufgehoben wird. Wäre kein Anlauf vorhanden, dann würde das Ventil schon bei geringem Ventilspiel schlagartig hoch geschleudert, der Abnehmer würde den Nocken verlassen, und beide Teile würden sich einschlagen. Die Anlauframpe muss einen stoßfreien Beginn der Ventilerhebung einleiten. Manche Gebrauchsmotoren haben aus Sicherheitsgründen eine sehr lange Anlauframpe, damit größere Unterschiede im Ventilspiel nicht gefährlich werden können. Beser ist jedoch eine kurze steile Rampe.

Nach der Anlauframpe beginnt bei A die eigentliche Ventilerhebung. Es folgt eine steil ansteigende, kurz dauernde Beschleunigung bis zum Punkt B und nach einer kurzen Beruhigungsstrecke eine langsame, aber bis zur Nockenspitze C dauernde Verzögerung. Nach dem Punkt B tritt schon die Ventilfeder in Aktion, die das Ventil bzw. das Übertragungsglied, welches sich geradlinig weiter bewegen möchte, am Nocken hält. Die Rückbewegung des Ventils von der Nockenspitze muss von der Ventilfeder besorgt werden. Ist die Federspannung zu gering, dann verlässt das Übertragungsglied die Nockenbahn, springt höher und trifft erst später wieder auf den Nocken auf. Je schneller die Rückbewegung des Ventils stattfinden soll, umso höher ist die erforderliche Federkraft. Eine Ventilerhebungskurve mit großem Gipfelkreisbogen kommt mit geringerer Federkraft aus und bietet größere Drehzahlsicherheit. Bei der Schließbewegung folgt das Ventil der gleichen symmetrischen Kurve, wird dann von D bis E stark verzögert und setzt sanft auf seinen Sitz auf. Ohne Ablauframpe (Schließrampe) würde das Ventil schlagartig auf seinen Sitz auftreffen, wieder hochspringen und die Steuerzeit in nachteiliger Weise verlängern.

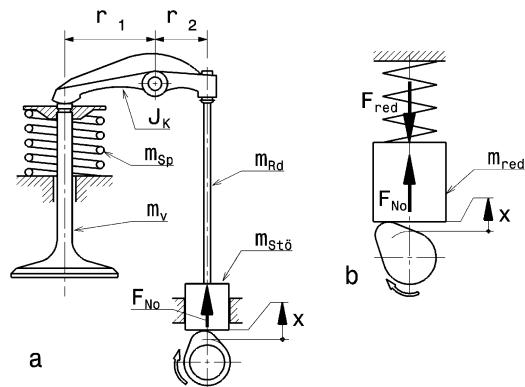
Die Ventilbewegung ist aus Beschleunigungs- und Verzögerungskurven zusammengesetzt. Eine gleichförmige Bewegung, die durch eine längere Gerade dargestellt würde, gibt es bei einer optimalen Ventilerhebung nicht.

Die Ventilerhebungskurve wird nach der von ihr eingeschlossenen Fläche beurteilt. Kennzeichnend für einen Hochleistungsmotor ist eine große Fläche, die durch steile Ventilerhebung und großen Gipfelradius erzielt wird, wobei aber die Länge der Steuerzeit nicht über ein bestimmtes Maß gehen darf. Steile Ventilerhebungen schließen an der steilsten Stelle einen Winkel (= Steigung = Hubge-

**Tab. L.7** Anforderungen an die Ventilerhebung [1]

	Öffnungsrampe möglichst kurz und steil	Hauptnocken- Öffnungsphase: Schnelle Quer- schnittsfreigabe	Hauptnocken- Schließphase: Möglichst steil	Schließrampe möglichst kurz und steil
Einlass	gute Leerlaufqua- lität, niedriger Leerlaufverbrauch	hoher Luftauf- wand	Rückströmen vermindern (Luft- aufwand)	Rückströmen vermindern, Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen
Auslass	geringe Ausschie- bearbeit	niedrige Aus- schiebearbeit		gute Leerlaufqua- lität, niedriger Leerlaufverbrauch

**Abb. L.47** Massen und Kräfte im Ventiltrieb. **a** Reales System  
**b** Ersatzsystem Das reale System wird durch „Reduktion“ auf die Nockenseite zu einem einfachen Ersatzsystem zusammengefasst



schwindigkeit) bis zu  $55^\circ$  ein (bei Maßstab Ventilhub zu Kurbelwinkel = 10:1) [5]. Das entspricht 0,143 mm/ $^\circ$ KW bzw. 0,286 mm/ $^\circ$ NW.

Das Auslassventil soll schnell geöffnet werden. Bei „schleichender“ Öffnung wird das Ventil von den durchströmenden Gasen zu stark erhitzt. Beim Schließen wird die Nocke im Vergleich zum Einlass flacher gehalten, weil in dieser Phase nur mehr geringe Massen ausströmen, Abb. L.48. Zusammenfassend sind in Tab. L.7 die wichtigsten Anforderungen an die Ventilerhebung zusammengestellt.

Zur Bestimmung der Massenkräfte und damit der erforderlichen Ventilfederkraft wird ein Ersatzsystem herangezogen, Abb. L.47.

Die Ventilfederkraft muss für einen ständigen Kontakt zwischen Nocken und Abnehmer sorgen. Die Kraft  $F_{No}$  auf den Nocken folgt aus der dynamischen Gleichgewichtsbetrachtung zu:

$$F_{No} = F_{Sp} \frac{r_2}{r_1} + \left[ m_{Sto} + m_{Rd} + \frac{J_K}{r_1^2} + m_v \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 + \frac{m_{Sp}}{2} \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 \right] \cdot \ddot{x}$$

$F_{No}$  Kraft auf Nocke, N

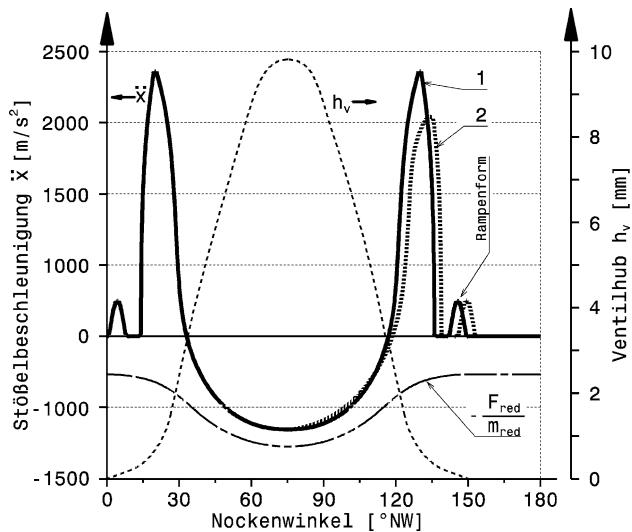
$r_1, r_2$  Hebellängen des Kipphebels, m

$x$  Stößelhub, m

$F_{Sp}$  Kraft der Ventilfeder, N

$m_{Sto}$  Masse des Stößels, kg

$m_{Rd}$  Masse der Stoßstange, kg



**Abb. L.48** Beschleunigungen im Ventiltrieb. 1 Einlassventil, 2 Auslassventil. Der Beschleunigungsverlauf wird von der Rampenform und von der Nockenform beeinflusst. Auslassventile können sanfter schließen. Die reduzierte Beschleunigung  $F_{\text{red}}/m_{\text{red}}$  muss bei allen Drehzahlen dem Betrag nach größer als die größte Verzögerung sein, damit das Übertragungselement nicht von der Nocke abhebt

$J_K$  Massenträgheitsmoment des Kipphebels,  $\text{kg m}^2$

$m_v$  Ventilmasse, kg

$m_{Sp}$  Federmasse, kg

Fasst man diese Gleichung gemäß des Ersatzsystems (Abb. L.47) zusammen, so erhält man die Beziehung:

$$F_{No} = F_{\text{red}} + m_{\text{red}} \ddot{x}$$

$F_{\text{red}}$  reduzierte Ventilfederkraft, N

$m_{\text{red}}$  reduzierte Masse des Ventiltriebs, kg

$\ddot{x}$  Stößelbeschleunigung,  $\text{m/s}^2$

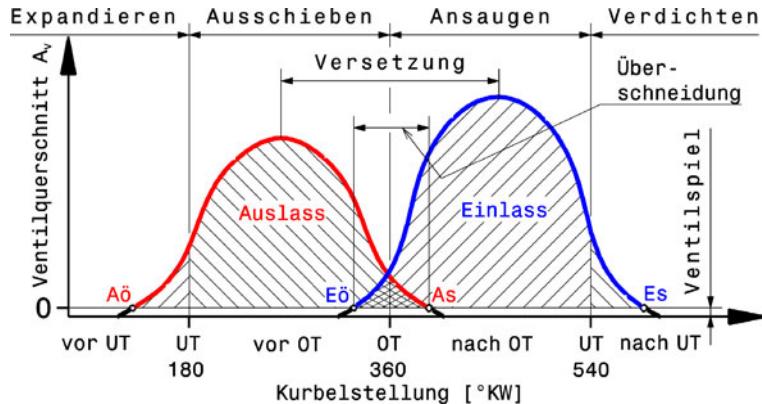
Daraus folgt unmittelbar eine Bedingung für die minimale Federkraft, damit kein Abheben des Abnehmers ( $F_{No} = 0$ ) bei einer bestimmten Ventilbeschleunigung möglich ist:

$$F_{\text{red}} > -m_{\text{red}} \ddot{x} \quad \text{bzw.} \quad \ddot{x} < -F_{\text{red}}/m_{\text{red}}$$

Diese Verhältnisse gibt Abb. L.48 beispielhaft für eine Nockenwellendrehzahl eines Ventiltriebs wieder.

Einige Auslegungswerte: Rampensteigung etwa  $0,0084 \text{ mm/}^\circ\text{NW}$ , Rampenhub etwa  $0,25 \text{ mm}$ . Geschwindigkeit am Ende des Vornockens: Bei Serienmotoren max.  $0,3 \text{ m/s}$  [13], bei Rennmotoren  $0,5 - 1 \text{ m/s}$ . Die größte Beschleunigung (2. Ableitung der Erhebungskurve) liegt bei  $0,018 \text{ mm/}^\circ\text{NW}^2$  [58].

Rennnocken weisen durchschnittliche Verzögerungen an der Nockenspitze von  $2500 - 3800 \text{ m/s}^2$  auf [5]. Das entspricht bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  Nockenwellendrehzahl einem Wert von  $0,0043 - 0,0066 \text{ mm/}^\circ\text{NW}^2$ .



**Abb. L.49** Allgemeines Steuerdiagramm eines Viertaktmotors (*timing diagramme*). Über dem Kurbelwinkel sind die Ventilerhebungen und damit die Ventilöffnungen aufgetragen. UT unterer Totpunkt *bottom dead centre*. OT oberer Totpunkt *top dead centre*, Aö Auslass öffnet *exhaust opens*, As Auslass schließt *exhaust closes*, Eö Einlass öffnet *intake opens*, Es Einlass schließt *intake closes*. Wichtige, charakteristische Größen sind Versetzung (Spreizung *offset*) und Überschneidung (*overlap*)

Die Zusammenhänge zwischen den diversen Einheiten liefert eine analytische Betrachtung der Ventilerhebungskurve  $h_v(\phi)$ :

$$\dot{h}_v = \frac{dh_v}{dt} = \frac{dh_v}{d\phi} \cdot \frac{d\phi}{dt} = h'_v \cdot \omega_{No}$$

$h_v$  Ventilhub, mm

$\phi$  Nockenwinkel, rad

$\omega_{No}$  Kreisfrequenz der Nockenwelle,  $s^{-1}$

$\dot{h}_v$  Ventilhubgeschwindigkeit, mm/s

$h'_v$  Ventilhubgeschwindigkeit (erste Ableitung der Erhebungskurve), mm/rad.  $1\text{mm}/{}^\circ \equiv 57,29\text{ mm}/\text{rad}$ .  $(1\text{ rad} = 180^\circ/\pi = 57,29^\circ)$ .

$$\ddot{h}_v = \frac{d^2 h_v}{dt^2} = \frac{d^2 h_v}{d\phi^2} \cdot \omega_{No}^2$$

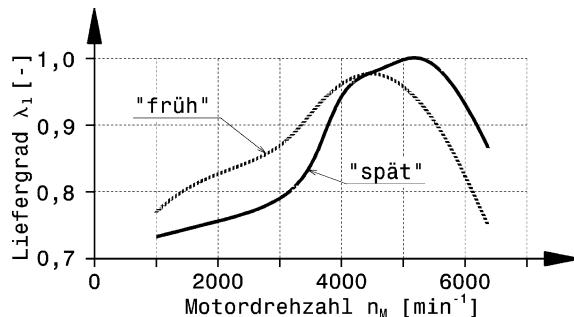
$\ddot{h}_v$  Ventilhubbeschleunigung, mm/s<sup>2</sup>.

$h''_v$  Ventilhubbeschleunigung (zweite Ableitung der Erhebungskurve), mm/rad<sup>2</sup>.  $3283\text{ mm}/\text{rad}^2 \equiv 1\text{ mm}/{}^{\circ 2}$ .

Max. Druckspannung (Hertz'sche Pressung) an der Nockenspitze: Für langlebige Großmotoren 700–800 N/mm<sup>2</sup>. Pkw-Motoren fahren mit Pressungen von etwa 1600 N/mm<sup>2</sup>. Bei Rennmotoren werden Werte von 2100–2200 N/mm<sup>2</sup> erreicht.

**Steuerzeiten Valve Timing.** Werden die Ventilerhebungen von Aus- und Einlass über Kurbel- oder Nockenwinkel (Steuerwinkel) aufgetragen, erhält man das Steuerdiagramm. Das Steuerdiagramm zeigt aber auch die Ventilquerschnittsfläche (Ventilöffnungsfläche) in Abhängigkeit vom Steuerwinkel, Abb. L.49. Für hohen Liefergrad und geringe Drosselverluste werden große Ventilquerschnitte angestrebt.

**Abb. L.50** Einfluss des Einlassschlusses Es auf den Liefergrad  $\lambda_1$  [31]. Die Messung wurde an einem 8-Zyl.-Ottomotor mit 4 Ventilen pro Zylinder durchgeführt. Durch Verstellen der Einlassnockenwelle um  $20^\circ\text{KW}$  nach spät ergibt sich im unteren Drehzahlbereich eine deutliche Abnahme des Liefergrads. Dem gegenüber erhöht sich die Ladungsmenge bei hohen Drehzahlen



Noch wichtiger ist es aber, den Weg des Ventils zu betrachten, denn es kommt darauf an, wie schnell und wie hoch ein Ventil angehoben wird. Diese Ventilerhebungskurve ist die für die Beurteilung der Gaswechselvorgänge wichtigste graphische Darstellung, s. oben Abschn. Ventilerhebung.

Die Steuerzeiten beeinflussen die Vorgänge beim Ladungswechsel und damit die Motorcharakteristik in folgender Weise, [30] und [31]:

- Der Einlassschluss Es beeinflusst die Füllungs- und damit die Drehmomentencharakteristik sehr viel stärker als die anderen Steuerzeiten, s. Abb. L.50, wobei frühes Es ein hohes Drehmoment im unteren Drehzahlbereich, aber Füllungsverluste bei höheren Drehzahlen, und spätes Es eine hohe Nennleistung, aber Füllungsverluste bei niedrigen Drehzahlen (Sportmotor) bedeutet.
- Bei niedrigen Drehzahlen und Vollast (geöffnete Drosselklappe) folgt der Massenstrom am Einlassventil der Kolbenanregung (-bewegung). Um Ladungsverluste (Rückschieben in den Saugtrakt) zu vermeiden, sollte das Schließen des Einlassventils möglichst nahe bei UT sein. Auch die Ventilüberschneidung im Ladungswechsel-OT sollte klein sein, um den Restgasgehalt im Frischgas zu minimieren.
- Bei hohen Drehzahlen und Vollast führen große Ventilöffnungsflächen zu einer Entdrosselung und fördern eine dynamische Nachladung, wenn die Einlassventile ausreichend lange geöffnet sind. Dies erzwingt einen späten Einlassschluss.
- Im Leerlauf und bei Teillast wird durch eine späte Einlassöffnung die Ventilüberschneidung reduziert, wodurch das Rückströmen von Abgas in den Saugtrakt (Restgasanteil) vermindert wird (geringerer Restgasanteil führt zu besserer Energieumsetzung und damit zu Kraftstoffverbrauchsvorteilen in erster Linie durch schnelleres Durchbrennen der Ladung und geringere Zyklusschwankungen).
- Eine große Ventilüberschneidung bewirkt höhere Spülverluste, wodurch der effektive Wirkungsgrad abnimmt. Die damit verbundene verbesserte Restgasausspülung bewirkt jedoch eine bessere Zylinderfüllung und damit eine höhere Leistung.
- Frühes Aö führt zwar zu hohen Verlusten an Expansionsarbeit, reduziert aber die erforderliche Ausschiebearbeit.

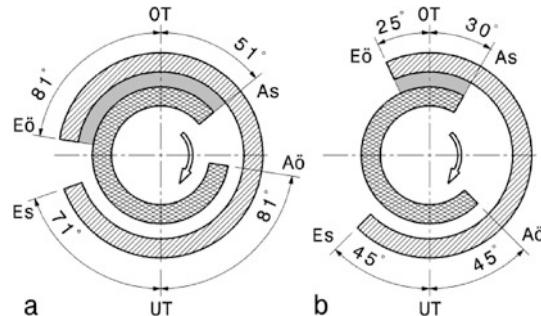
Die Steuerzeiten werden vereinfacht auch als „Steuerdiagramm“ aufgezeichnet. Darin werden die Punkte angegeben, an denen die Ventile von ihrem Sitz abheben und wieder aufsetzen, Abb. L.51.

In Tab. L.8 sind die Steuerzeiten einiger Gebrauchsmotoren sowie Sport- und Rennmotoren angegeben. Hierbei ist zu beachten, dass Mehrzylindermotoren mit nur einem Vergaser fast gar keine Ventilüberschneidung vertragen, und dass z. B. auch Vierzylindermotoren mit zwei Vergasern auf Y-förmigen Ansaugrohren, die durch ein Ausgleichsrohr verbunden sind, nur ganz geringe Ventilüberschneidung haben dürfen. Wenn, eine höhere Leistung erzielt werden soll, ist unbedingt für jeden Zylinder ein eigener Vergaser (bzw. eine eigene Einspritzdüse) erforderlich. Wie aus der Ta-

**Tab. L.8** Steuerzeiten unterschiedlicher Motoren in Grad Kurbelwinkel [5]

	Serienmotoren			Sportmotoren			Rennmotoren		
Einlass öffnet vor OT	5	20	25	40	50	55	60	95	104
Einlass schließt nach UT	40	60	55	80	90	85	80	105	104
Auslass öffnet vor UT	50	65	55	80	90	85	90	110	100
Auslass schließt nach OT	5	10	25	40	50	55	60	90	80

**Abb. L.51** Steuerzeiten eines Saugrennmotors (Porsche Formel 1, 1960er Jahre) und eines Serienmotors in °KW, nach [30]. **a** Rennmotor, **b** Serienmotor. Die Ventilüberschneidung ist der grau gefärbte Bereich



belie ersichtlich, beträgt die Gesamtsteuerzeit für das Einlass- wie für das Auslassventil bei einem Gebrauchsmotor durchschnittlich  $240\text{--}265^\circ$ , für einen Sportmotor bis etwa  $320^\circ$  und für Rennmotoren meist zwischen  $320\text{--}360^\circ$ , aber auch darüber. Dabei ist zu beachten, dass für Zylinderköpfen mit kleineren Ventilquerschnitten (also Zweiventilköpfe) längere Steuerzeiten erforderlich sind als für Vierventilköpfe mit größeren Ventilquerschnitten.

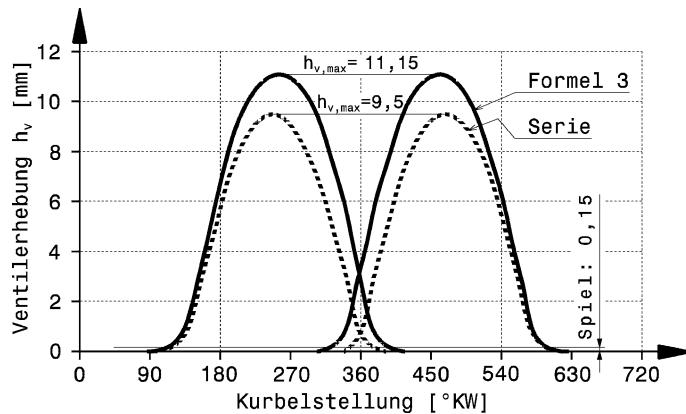
Gebrauchsmotoren arbeiten mit Ventilsteuerzeiten, die schon bei niedrigen Drehzahlen hohes Drehmoment sowie geringen Kraftstoffverbrauch und lange Lebensdauer gewährleisten; auf Höchstleistung wird kein Wert gelegt. Diese relativ „zahmen“ Steuerzeiten ermöglichen bei höheren Drehzahlen keine gute Zylinderfüllung.

Abbildung L.52 stellt die Ventilerhebungen eines Serienmotors einem daraus abgeleiteten Formel-3-Triebwerk gegenüber. Die Ventilschäfte sind beim Rennmotor von 7 auf 6 mm Durchmesser reduziert. Der Nockenwellengrundkreis ist von 34 auf 30 mm verringert, damit die geforderte Ventilerhebung ohne Überschreitung der maximalen Flächenpressung erreicht wird.

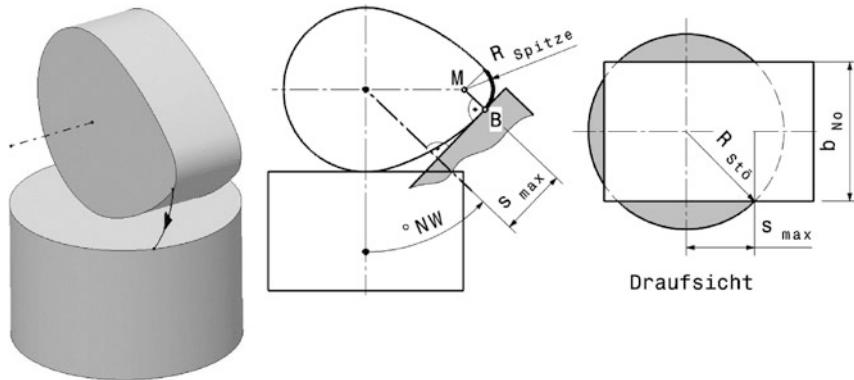
**Übertragungselemente Follower.** Für Rennmotoren kommen Tassenstößel und Schwinghebel zum Einsatz. Zur Reduktion von Reibung und Verschleiß sind die Gleitflächen DLC-beschichtet (*diamond like carbon*). Diese Schichten sind weniger als  $5\text{ }\mu\text{m}$  dick bei einer Härte von über 3000 HV (Vickershärtegrade). Die Oberfläche, auf der eine DLC-Schicht aufgebracht wird, muss poliert sein, sonst wirkt die konturtreue DLC-Schicht extrem abrasiv. Reibungskoeffizienten zwischen DLC-Flächen und Stahlgegenläufer liegen bei 0,1 und für beide Laufpartner DLC-beschichtet betragen sie die Hälfte davon [38].

**Tassenstößel Bucket Tappet.** Der Mindestdurchmesser der Tasse hängt von der Nockenform und der Nockenbreite ab, Abb. L.53.

Beim Rotieren des Nockens berührt dieser die Tasse im Punkt B. Im Bild wird zur Veranschaulichung der Nocken festgehalten und stattdessen die Tasse im Gegensinn (Grad Nockenwinkel °NW) geschwenkt. Dabei wandert der Berührpunkt B aus, bis der Kreisbogen mit dem Spitzendurchmesser  $R_{\text{Spitze}}$  beginnt und die größte Auswanderung  $s_{\max}$  erreicht ist. Bei weiterer Drehung bleibt B – solange der



**Abb. L.52** Vergleich von Steuerzeiten zwischen Serienmotor und daraus abgeleittem Renntriebwerk, nach [11]. Serienmotor: 2,0 l 4-Ventil. Rennmotor: Formel 3. Ventilhöhe (11,15 mm gegenüber 9,5 mm), Ventilerhebung, Spreizung, Überschneidung und Steuerzeiten weichen beim Rennmotor stark vom Serienmotor ab. Steuerzeiten, Serie Aö 60 °KW v UT; As 32 °KW n OT; Eö 20 °KW v OT; Es 72 °KW n UT. Rennmotor: Aö 58 °KW v UT; As 28 °KW n OT, Eö 33 °KW v OT; Es 53 °KW n UT



**Abb. L.53** Durchmesser von Tassenstößel. Der Durchmesser muss so groß sein, dass der Nockenberührpunkt B immer auf dem Tassenboden liegt. Es ist jene Stellung gezeigt, bei welcher der Kreisbogen ( $R_{\text{Spitze}}$ ) gerade die Tasse berührt und die größte Auswanderung  $s_{\text{max}}$  erreicht wird. Der Punkt B ist also auch der Anschlusspunkt dieses Kreisbogens an die restliche Nockenflanke

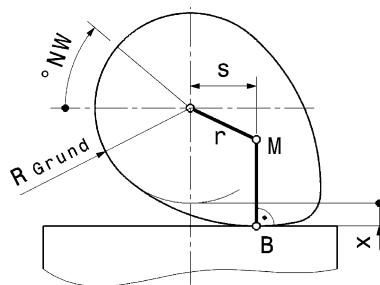
Spitzenbogen die Tasse berührt – an derselben Stelle der Tasse, weil der Krümmungsmittelpunkt M ja konstant ist. Sobald der Kreisbogen abläuft, diktieren andere Krümmungsmitten die Lage des Berührpunkts und dieser wandert wieder in Richtung Tassenmitte. Der kleinste Stößeldurchmesser hängt darüber hinaus noch von der Nockenbreite ab:

$$R_{\text{Stö}} = \sqrt{s_{\text{max}}^2 + \left(\frac{b_{\text{No}}}{2}\right)^2}$$

$R_{\text{Stö}}$  Stößelradius, mm

$s_{\text{max}}$  größte Auswanderung des Berührpunkts, mm. S. Abb. L.53

$b_{\text{No}}$  Nockenbreite, mm



**Abb. L.54** Kinematik des Stößelhubs. Rotiert der Nocken (Grad Nockenwinkel,  $^{\circ}\text{NW}$ ) so bewegt sich der Tassenstößel (Weg  $x$ ), sobald die Nockenkontur den Grundkreis (Radius  $R_{\text{Grund}}$ ) verlässt. Die vom Nocken herverursachte Stößelbewegung kann durch einen Schubkurbeltrieb ersetzt werden. Die Kurbel ( $r$ ) reicht bis zum Krümmungsmittelpunkt  $M$  der Nockenkontur mit dem jeweiligen Berührpunkt  $B$ . Bei gleichmäßiger Drehung des Nockens führt eine große Auswanderung  $s$  des Berührpunktes  $B$  zu einer hohen Hubgeschwindigkeit des Stößels

Der Tassendurchmesser ist weiters für die größte Ventilhubgeschwindigkeit von Bedeutung, Abb. L.54.

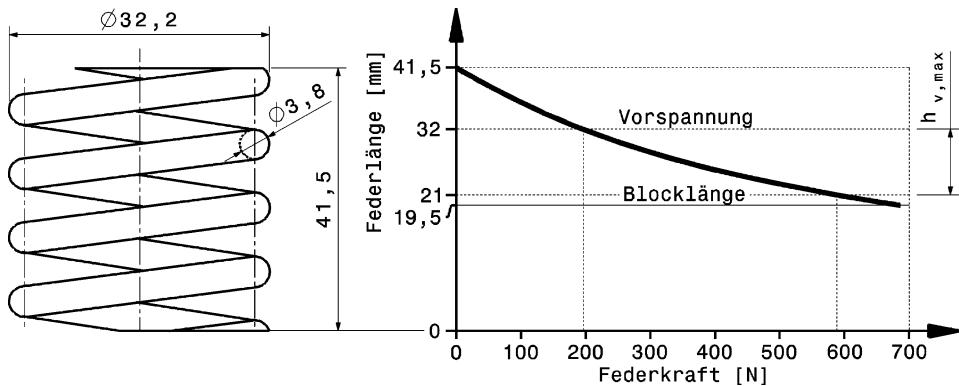
Für hohe Drehzahlen sind große Zeitquerschnitte für den Ladungswechsel zweckmäßig. Das erfordert bei vorgegebener Öffnungszeit (Steuerzeit) große Ventilhöhe und führt in Folge zu großen Ventilhubgeschwindigkeiten. Dafür wiederum müssen die Stößeldurchmesser angepasst groß sein.

**Schwinghebel (Schlepphebel) Finger Follower.** Schwinghebel übernehmen wie Stößel die Seitenkraft des Nockens weisen aber dabei weniger bewegte Masse auf. Sie können auch relativ einfach mit einer Rolle versehen werden und so die Reibung im Ventiltrieb wesentlich reduzieren. Außerdem kann eine bauhöhenparende Übersetzung zwischen Nocken- und Ventilhub realisiert werden. Übliche Hebelübersetzungen liegen zwischen 1,2 bis 1,6. Vor allem bei kurzen Hebelen ist die Gestaltung der Auflagefläche zum Ventilschaft dafür entscheidend, dass keine Seitenkraft auf den Schaft wirkt. Die Krümmungsmittelpunkte der Auflagekontur sollen beim Schwenken des Hebels immer auf der verlängerten Ventilachse liegen (Wälzbewegung). Bei einer Kreiskontur soll der Mittelpunkt beim halben Ventilhub auf der Ventilachse liegen.

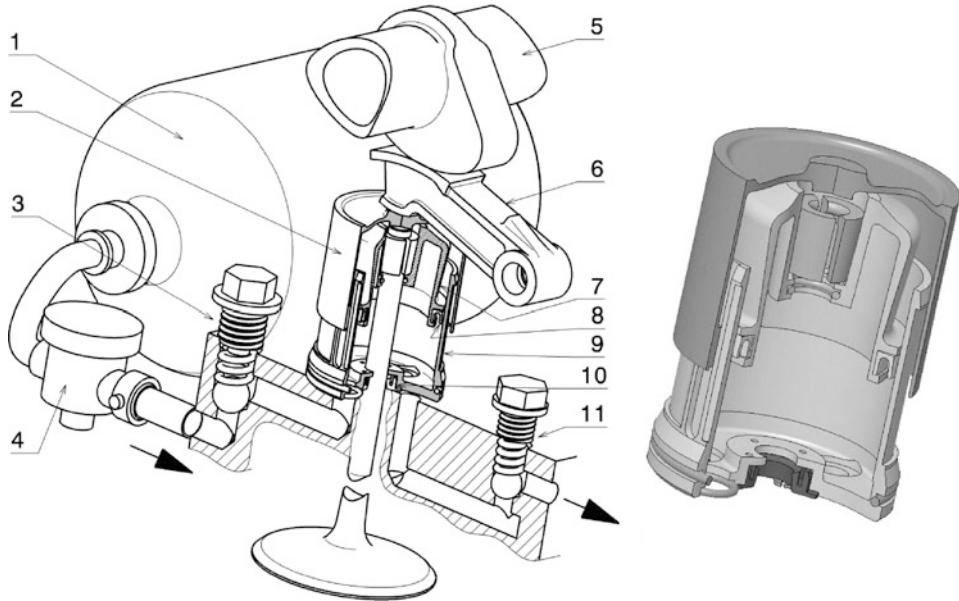
Das Ventilspiel (valve lash) wird über Plättchen oder Kappen, die auf den Ventilschaft gesteckt werden, eingestellt. Das spart gegenüber der komfortablen Lösung der selbsttätigen hydraulischen Ausgleichselemente von Serienmotoren Masse und erhöht gleichzeitig die Steifigkeit im Ventiltrieb. Hebel enthalten vielfach eine kleine Bohrung, die Schmieröl auf die Eingriffsfläche spritzt.

Für Werte von größtmöglichen Flächenpressungen (surface pressure) siehe Abschn. Ventilerhebung.

**Ventilfeder Valve Spring.** Die Hauptaufgabe der Ventilfeder liegt darin, den Kontakt zwischen Nocke und Abnehmer bei allen Drehzahlen aufrecht zu erhalten, vgl. Abschn. Ventilerhebung. Grenzen in der Auslegung ergeben sich durch den beschränkten Bauraum und durch die Grenzdrehzahl, bei der Abheben zwischen Abnehmer und Nocke auftritt. Darüber hinaus muss die Eigenfrequenz des Ventiltriebs oberhalb der Höchstdrehzahl der Nockenwelle (= 0,5 Motordrehzahl) liegen. Zur Reduzierung von Reibverlusten wird versucht auch die Federmasse durch Gestaltoptimierung möglichst klein zu halten. So werden Federn mit veränderlichen Steigungen oder veränderlichem Windungsdurchmesser gewickelt. Der Federdraht kann zur Vergleichsmäßigung der Spannungsverteilung ein eiförmiges Profil aufweisen. Federkennlinien werden durch solche Maßnahmen auch vorteilhaft progressiv gestaltet. Abbildung L.55 zeigt ein Beispiel einer Ventilfeder.



**Abb. L.55** Ventilfeder eines Hochleistungsmotors (Porsche 911), nach [5]. Diese Feder weist eine leicht progressive Kennlinie auf. Kraft bei Vorspannung (9,5 mm): 196 N. Kraft bei max. Ventilhub ( $h_{v,\max} = 11$  mm): 589 N. Im Motor wird eine zweite Feder innerhalb dieser eingebaut. Die Gesamtkräfte sind dann 334 bzw. 961 N



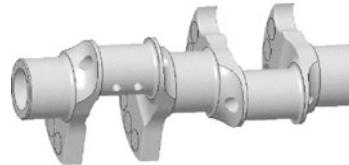
**Abb. L.56** Funktionsprinzip einer pneumatischen Ventilfeder. 1 Druckbehälter *pressure reservoir*, 2 Tassenstößel *bucket tappet*, 3 Rückschlagventil *one-way valve*, 4 Zulaufregler *inlet regulator*, 5 Nockenwelle *camshaft*, 6 Schwinghebel *finger follower*, 7 Kolben *piston*, 8 Kolbendichtung *piston seal*, 9 Zylinder *cylinder*, 10 Ventilschaftabdichtung *valve stem seal*, 11 Überdruckventil *outlet valve*

Die Drehzahlgrenze eines Motors liegt mit einer Ventilfeder aus Stahl bei ca.  $16.000 \text{ min}^{-1}$ . Höhere Kurbelwellendrehzahlen lassen sich z. B. mit einer pneumatischen Feder erzielen. Diese weist eine stark progressive Kennlinie bei extrem geringer Eigenmasse auf. In Serienmotoren hat die pneumatische Ventilfeder wegen des hohen Aufwands noch nicht Eingang gefunden. Abbildung L.56 enthält eine Systemübersicht.

Die eigentliche Luftfeder wird von einem Kolben (7), der in einem Zylinder (9) läuft, gebildet. Ein Druckbehälter (1) mit etwa 0,5 bis 0,7 l Volumen unter ca. 300 bar stellt über ein Differenzdruckventil die Luftversorgung mit 10 bis 20 bar sicher. Das Rückschlagventil (3) wird nur über die Gasfeder geschlossen. Beim Komprimieren der Luft durch den Nocken steigt der Druck im Zylinder (9) auf etwa 95 bar, die Temperatur auf ca. 300 °C an. Starten des Motors darf nur bei vollständig gefülltem System erfolgen. Wenn der Behälterinhalt für eine Renndistanz nicht reicht, muss er während eines Boxenstopps aufgefüllt werden.

**Zylinderkopfdichtung Cylinder Head Gasket.** Bei Serienmotoren besteht die Zylinderkopfdichtung aus Montagegründen aus einer Einheit, die sämtliche Schnittstellen (Brennraum, Öl- und Wasserdurchlässe sowie evtl. Sekundärluftkanäle) abdichtet. Meist sind dies Metalllagen-Sickendichtungen mit einvulkanisierten Elastomerringen. Bei Rennfahrzeugen werden einzelne Bronzeringe zur Brennraumabdichtung verbaut, die in entsprechende Nuten des Kurbelgehäuses eingelegt werden. Die restlichen Dichtstellen übernehmen O-Ringe. Bei Hochdrehzahlmotoren werden im Brennraumbereich gerne Garlock Helicoflex Ringe eingesetzt. Dieser Hohrring besteht aus einer Nickellegierung (z. B. Inconel) und ist gasgefüllt (meist Stickstoff). Unter Wärmeeinwirkung unterstützt die Ausdehnung des Füllgases die Dichtwirkung [38].

### 4.3 Kurbeltrieb Cranktrain



Der Kurbeltrieb beinhaltet sämtliche Bauteile, die bei einer Leistungssteigerung im Zentrum der Entwicklung stehen: Der Kolben, das Pleuel, die Kurbelwelle und die Lager. Die begrenzende Größe ist die (Warm-) Festigkeit dieser hoch dynamisch beanspruchten Bauteile. Die Kräfte im Kurbeltrieb ändern sich über dem Kurbelwinkel und sind von der Drehzahl und der Last abhängig, Abb. L.57. Die eigentliche Arbeit verrichtende Gaskraft entsteht durch den Verbrennungsdruck, der auf den Kolben wirkt. Maximale Verbrennungsdrücke bei Formel-1-Saugmotoren liegen bei  $p_{\max} = 100$  bar. Das Druckmaximum liegt etwa 8° nach dem Zünd-OT (0 °KW) [3]. Bei konventionellen Pleuelverhältnissen von Serienmotoren liegt der ideale Wert bei ca. 12 bis 15 °KW. Die drehzahlabhängigen Massenkräfte wirken der Gaskraft entgegen und ändern während eines Arbeitsspiels ihr Vorzeichen mehrfach.

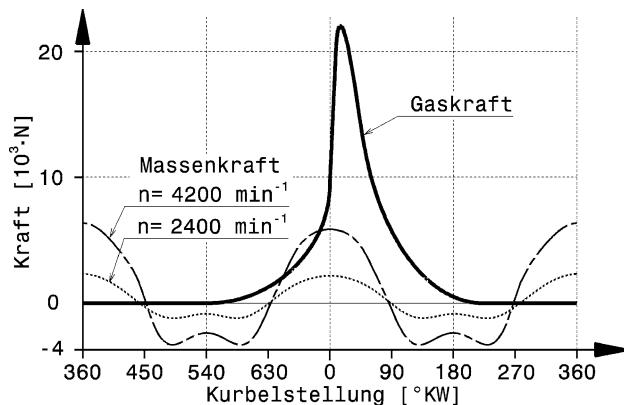
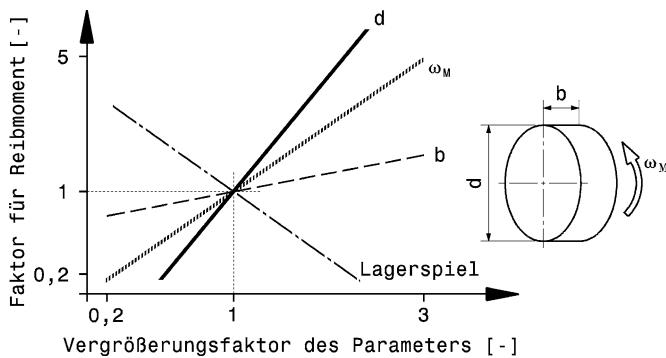
**Kurbelwelle Crankshaft.** Das zentrale Bauteil im Kurbeltrieb stellt die Kurbelwelle dar. Sie überträgt die oszillierende Kolbenkraft in eine rotierende Bewegung und gibt bei Mehrzylindermotoren die Zündfolge vor. Hauptabmessungen typischer Rennmotorwellen fasst Tab. L.9 zusammen.

Die Abmessungen der Lagerzapfen beeinflussen das Reibmoment sowie die Torsions- und Biegefesteitigkeit. Abbildung L.58 zeigt den Einfluss der wichtigsten Abmessungen auf die Lagerreibung. Übliche Lager weisen ein Breiten-Durchmesser-Verhältnis  $b/d$  von 0,3 bis 0,6 (max. 0,8) auf.

Für eine vorteilhaft gleichmäßige Drehmomentabgabe muss die Zündung der einzelnen Zylinder im selben Abstand erfolgen. Das setzt voraus, dass die Kröpfungen der Kurbelwelle gleichmäßig über dem Kreisumfang verteilt sind. Der ideale Zünd- bzw. Kröpfungsabstand ist daher  $720^\circ/\text{Zylinderzahl}$  bei Viertaktmotoren (Zweitakter:  $360^\circ/\text{Zylinderzahl}$ ). Die Kröpfungsanordnung beeinflusst auch die Massenkräfte und -momente. Zur Mittelebene symmetrische Kurbelwellen sind in dieser Hinsicht

**Tab. L.9** Hauptabmessungen von typischen Kurbelwellen einiger Rennserien [16]

	World Rally Car	Indy Racing League	Formel 1
Motortyp	4-Zyl. Reihe	V8	V10
Hubraum, l	1,6 bis 3	3,5	3,0
Hub, mm	44	33	46
Wellenzapfen: $\varnothing$ , mm	56	56,5	44
Wellenzapfen: Breite, mm	25,7	26,45	29,5
Hubzapfen: $\varnothing$ , mm	45	46,98	36,5
Hubzapfen: Breite, mm	25	47,1	39
Gesamtlänge, mm	497	511	577
Gegengewichtsradius, mm	146	152	105

**Abb. L.57** Kräfte im Kurbeltrieb eines Viertaktmotors. Die Kräfte im Kurbeltrieb sind hochdynamisch. Die Gas- kraft verrichtet Nutzarbeit. Die drehzahlabhängigen Massenkräfte wirken ihr entgegen**Abb. L.58** Einfluss wichtiger Lagergrößen auf das Reibmoment. Den größten Einfluss zeigen der Zapfendurchmesser  $d$  und das Lagerspiel. Den geringsten Einfluss weist die Lagerbreite  $b$  auf. Nicht im Diagramm eingetragen – weil offensichtlich – ist der Einfluss der Lageranzahl. Diese erhöht direkt proportional die Reibung und ist somit ebenfalls ein Kriterium bei der Wahl der Motorbauform, vgl. Abb. L.59

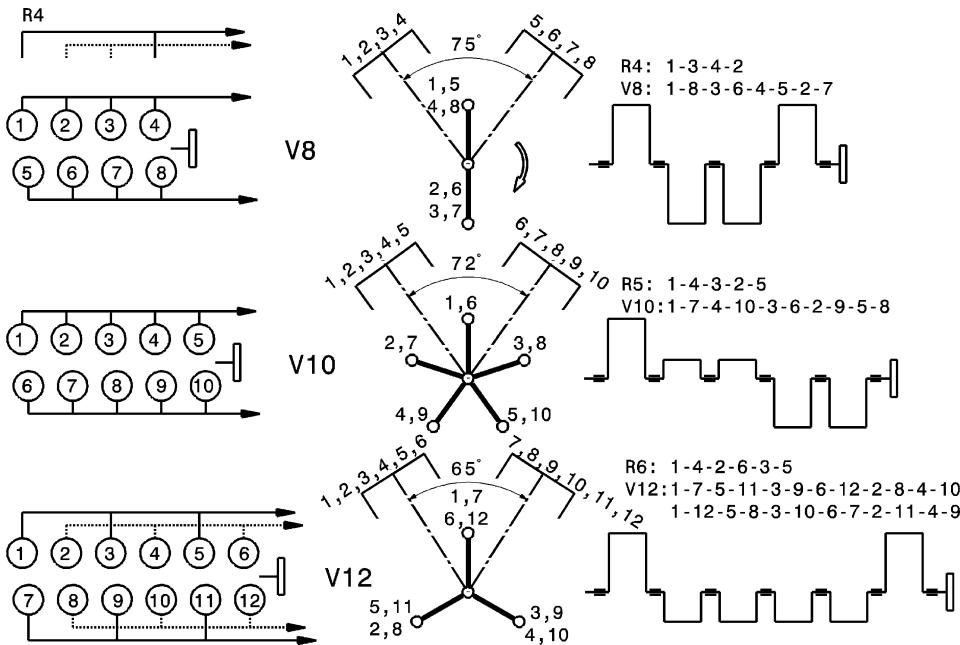
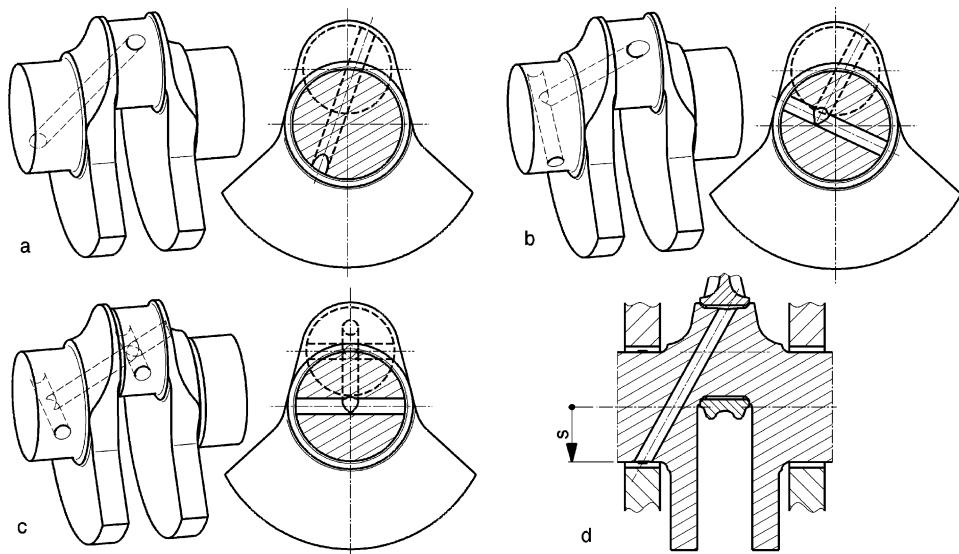


Abb. L.59 Kurbelwellen und Zündfolgen einiger Motorbauformen, nach [2]. Durch die Kröpfungsanordnung und die Drehrichtung der Kurbelwelle ergeben sich mögliche Zündfolgen

zu bevorzugen. Viertaktmotoren weisen zwei obere Totpunkte auf, die als Zünd-OT in Frage kommen, deshalb gibt es für eine bestimmte Kröpfungsanordnung mehrere mögliche Zündfolgen. Neben dem Drehschwingungsverhalten der Welle ist ein weiterer Gesichtspunkt bei der Wahl der Zündfolge auch die Druckschwingung im Abgasstrang, welche für eine Abgasturboaufladung von Bedeutung ist. Bei V-Motoren können gleiche Zündabstände erreicht werden, wenn der Bankwinkel dem idealen Zündabstand entspricht. Falls der V-Winkel davon abweicht, können gleiche Zündabstände nur noch durch einen Hubzapfenversatz (Split-Pin) erzielt werden. Dabei wird ein Zapfen in zwei um den Differenzwinkel zwischen V-Winkel und Zündabstand versetzten Hälften aufgeteilt. In Abb. L.59 sind für einige Motorbauformen Kurbelwellen und übliche Zündfolgen zusammengestellt.

Die Motoren sind in der Sicht von oben mit der üblichen Zylindernummerierung dargestellt. Die Führung der Abgasrohre und die Kupplung (Kraftabgabeseite) sind ebenfalls eingetragen. Die Motoren weisen als Reihenmotor und damit auch innerhalb einer Bank als V-Motor einen gleichmäßigen Zündabstand auf. Dennoch sind nur beim V10-Motor alle Zündabstände gleichmäßig. Aus Komfortgründen werden bei Pkw-8-Zylinder deshalb auch Kurbelwellen mit um 90° versetzten Kröpfungen eingesetzt, was bei einem V-Winkel von 90° eine gleichmäßige Zündfolge bewirkt. Der Nachteil liegt dabei in der für die Leistung ungünstigen Zusammenfassung der Abgasrohre.

Man erkennt auch die Verwandtschaft zwischen Reihenmotoren und V-Motoren doppelter Zylinderzahl, die dieselbe Kröpfungsanordnung benutzen. Interessant ist auch die Anzahl der Hauptlager. Diese ist neben der Motorlänge für die Reibleistung von Bedeutung. Der Reihenvierzylinder (R4) braucht gleich viele wie der V8-Motor, nämlich fünf. V-Motoren weisen also neben ihrer Kompaktheit auch den Vorteil weniger Lagerstellen auf. Diese können vergleichsweise kleiner dimensioniert werden, weil durch die höhere Zylinderzahl die Kräfte pro Lager geringer sind.



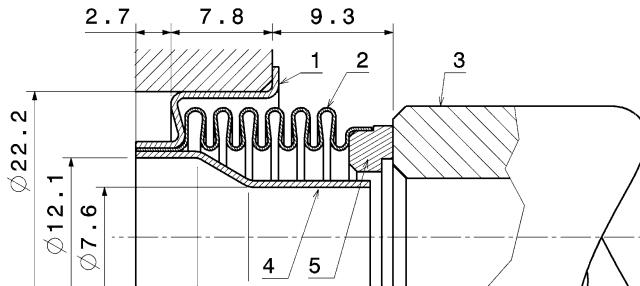
**Abb. L.60** Ölbohrungen in Kurbelwellen. **a** Einzelbohrung, **b** zusätzliche Querbohrung in Wellenzapfen, **c** zusätzliche Querbohrungen in Hub- und Wellenzapfen, **d** Skizze zur Berechnung des erforderlichen Öldrucks

Neben der Kröpfungsaufteilung ist auch die Anzahl der Gegengewichte für die Belastung der Kurbelwelle sowie ihrer Lagerstellen und damit des Kurbelgehäuses entscheidend. Weist jede Kröpfung ein Paar Gegengewichte auf, ergibt das zwar eine in sich gut ausgeglichene Welle, erhöht aber gleichzeitig die Masse und das Massenträgheitsmoment der Welle. Bei Rennkurbelwellen wird daher ein Kompromiss angestrebt, bei dem mit möglichst wenig Gegengewichten die Lagerbelastung noch innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt.

Bei Einzylindermotoren ist in der Praxis ein 90-%-Ausgleich der oszillierenden Massenkräfte bei Einsatz einer Ausgleichswelle ausreichend. Im Kartsport und bei Rennmotorrädern werden die Ausgleichswellen von manchen Teams entfernt. Als direkte Folge stellen sich oft Schäden beim Startermotor ein. Außerdem ist die Belastung des Fahrzeugrahmens größer und manche Fahrer klagen über Augenflimmern bzw. Sehstörungen. Eine Ausgleichswelle kompensiert in Summe der Eigenschaften also ihren Gewichtsnachteil.

**Ölversorgung Lubrication.** Über die Kurbelwelle werden die Pleuellager und damit auch die Kolbenbolzenlager mit Schmieröl versorgt. Die Bohrungen sollen an Stellen der Zapfen münden, wo das Öl möglichst ungehindert austreten kann. Am besten sind Bereiche, an denen während eines Viertakt-Zyklus Unterdruck auftritt. Bei Punktlast liegt die ideale Mündung etwa  $90^\circ$  vor dem Kraftangriff. Tatsächlich wird eine Flächenlast vorhanden sein, deren Resultierende jedoch als Punktlast zur Festlegung der Mündung herangezogen werden kann. Die Mündungsstelle muss gut verrundet werden. Abbildung L.60 zeigt einige Möglichkeiten von Schmierbohrungen (*lubrication holes*) in Kurbelwellen.

Bei Serienmotoren gelangt das Öl über Bohrungen im Hauptlagerstuhl zu den Hauptlagern, die umlaufende Nuten aufweisen. Über die Hauptlager wird das Öl durch Bohrungen in der Kurbelwelle weitergeleitet. Weil die Welle rotiert, muss das Öl daher zunächst gegen seine Massenträgheit bis zur Wellenmitte gepumpt werden. Erst ab da hilft die Fliehkraft bei der Ölversorgung. Der erforderliche



**Abb. L.61** Gestaltung des vorderen Kurbelwellenendes zur Ölversorgung, nach [2]. Eine Gleittringdichtung mit gezielter Anpresskraft (ca. 42 N) stellt sicher, dass kein Öl verloren geht. 1 Gehäuse, 2 Metallbalg, 3 Kurbelwelle, 4 Edelstahlrohr, 5 Gleitstein aus kunstharzimprägnierter Hartkohle

Druck zur Überwindung des Abstands bis zur Wellenmitte hängt also von der Wellendrehzahl ab, Abb. L.60d:

$$p_{\text{erf}} = 10^{-8} \frac{1}{2} \rho_{\text{Öl}} \cdot s^2 \cdot \omega_M^2$$

$p_{\text{erf}}$  erforderlicher Öldruck, bar

$s$  Weg des Öls bis zur Wellenmitte, mm

$\rho_{\text{Öl}}$  Dichte des Öls, kg/dm<sup>3</sup>. Bei Raumtemperatur ist  $\rho_{\text{Öl}}$  ca. 0,9 kg/dm<sup>3</sup>

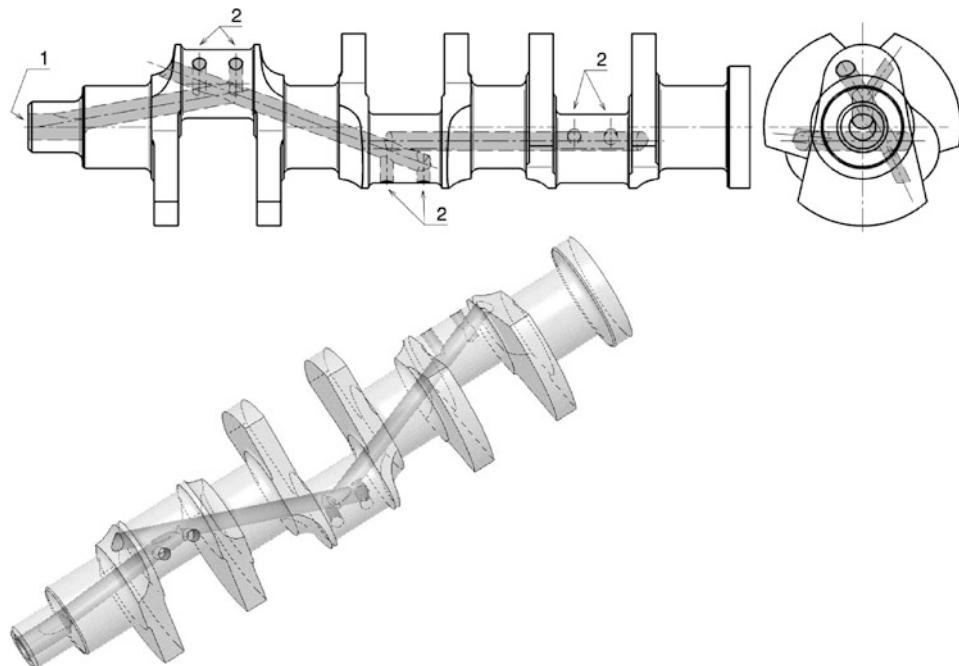
$\omega_M$  Kreisfrequenz der Kurbelwelle, s<sup>-1</sup>.  $\omega_M = \pi n_M / 30$

Bei 15.000 min<sup>-1</sup> wird so bei einem Wellenzapfen mit 56 mm Durchmesser ein Öldruck von ca. 8,7 bar nötig. Bei hochdrehenden Motoren erfolgt die Schmierölzufuhr (*oil feed*) daher in Wellenmitte, Abb. L.61.

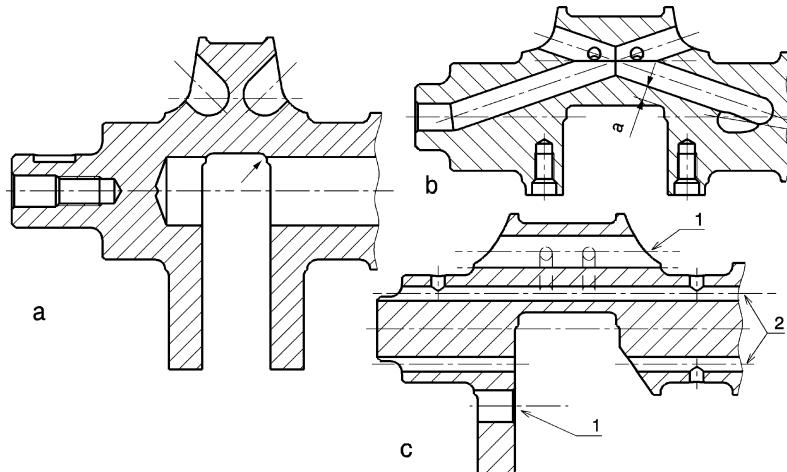
Außerdem weisen solche Motoren einen geringen Hub auf. Das verringert die Ölwege entgegen der Fliehkraft und führt durch große Zapfenüberdeckung zu steiferen Kurbelwellen. Nebenbei wird die Belastbarkeit der Hauptlagerschalen erhöht, weil die sonst erforderlichen Versorgungsnu-ten entfallen. In Abb. L.62 ist eine Kurbelwelle eines hochdrehenden V6-Motors dargestellt. Die Schmierölversorgung erfolgt nur über das vordere Ende. Die Ölbohrungen verlaufen in erster Linie parallel zur Wellenachse. Bei längeren Wellen wird das Öl auch über das hintere Ende zugeführt.

**Leichtbau.** Kurbelwellen sind aus Stahl und daher sind Maßnahmen zur Vermeidung von Masse lohnend. Erster Ansatz ist die Gewichtserleichterung des Hubzapfens. Je leichter dieser Zapfen ist, desto weniger Gegengewicht wird erforderlich. Das wiederum reduziert die Gesamtmasse der Welle und deren Trägheitsmoment. Bei kleinerem Gegengewicht kann dessen Bewegungsradius ebenfalls klein gehalten werden und damit kann die Kurbelwelle tief im Kurbelgehäuse angeordnet werden, was den Motorschwerpunkt niedrig halten hilft. Abbildung L.63 zeigt einige Ausführungsvarianten von Erleichterungsmaßnahmen.

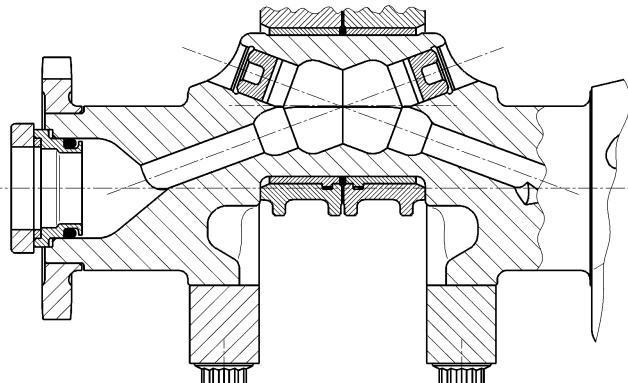
Abbildung L.63a: Eine Tieflochbohrung durch die gesamte Kurbelwelle entfernt entsprechend Material zur Gewichtsreduktion. Eine so tiefe Bohrung muss mit einem Einlippenbohrer erzeugt werden. Weil dessen Schnitt nicht unterbrochen sein darf, muss dieser Fertigungsschritt zu Beginn der Herstellung vorgenommen werden. Der Bohrungsdurchmesser wird durch den Hubzapfen begrenzt. Dieser darf von der Bohrung nicht erfasst werden (Pfeil). Die Hubzapfen werden durch zwei schräge Bohrungen erleichtert. Zur Spannungsreduktion wird der Bohrungsgrund mit einem halbkugelför-migen Fräser fertig bearbeitet.



**Abb. L.62** Schmierölversorgung der Lagerstellen an einer schnelllaufenden Kurbelwelle eines V6-Motors. Das Öl wird vorne axial in die Welle eingespeist und mit möglichst geringen Umlenkungen zu den Hubzapfen geführt.  
1 Ölzufluss, 2 Versorgungsbohrungen zu den Pleuellagern



**Abb. L.63** Erleichterung von Kurbelwellen, nach [16]. a zentrale Tieflochbohrung, b große Ölversorgungsbohrungen, c dezentrale Tieflochbohrung



**Abb. L.64** Schnittdarstellung der Kurbelwelle des Formel-1-Motors BMW P82 (3,0l V10) [47]. Der P82 war der Motor für die Saison 2002. Er wurde aus dem Vorgänger P80, der den Sprung an die Spitze in Punkt Leistung geschafft hatte, weiterentwickelt mit dem Ziel auch bei Gewicht und Abmessungen die Bestmarke zu setzen. Mit 86 kg einbauertigem Gewicht gelang dies auch. Haupt- und Pleuellagerdurchmesser schrumpften auf 42 bzw. 36 mm. Dadurch und durch die Innenbearbeitung der Hubzapfen wurde allein an der Kurbelwelle 1 kg eingespart

Abbildung L.63b: Die Ölversorgungsbohrungen sind so groß gewählt, dass sie auch zur Gewichtserleichterung beitragen. Die Grenze ergibt sich durch den minimalen Abstand zur Hohlkehle des Hubzapfens (Maß a). Auch diese Bohrungen werden mit Halbkugelgrund ausgeführt. Bei dieser Welle werden die Gegengewichte angeschraubt. Damit ist ein anderer Werkstoff mit höherer Dichte möglich, wodurch die Gegengewichte noch kleiner ausgeführt werden können.

Abbildung L.63c: Die Hubzapfen werden mit exzentrischen Tieflochbohrungen (1) erleichtert. Bei der gezeigten Welle sind die einzelnen Hubzapfen um  $180^\circ$  versetzt, deshalb werden auch die Gegengewichte von der Tieflochbohrung erfasst. Die Schmierölversorgung der Lagerstellen erfolgt ebenfalls über Tieflochbohrungen (2). Außerdem sind bei dieser Ausführung nicht alle Kröpfungen mit Gegengewichten versehen, was die Gesamtmasse des Bauteils weiter reduziert.

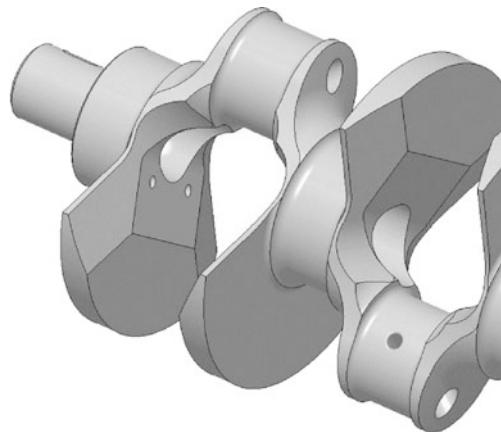
Abbildung L.64 zeigt das vordere Ende einer zusammengebauten Formel-1-Kurbelwelle mit aufwendigen Erleichterungsbohrungen im Hubzapfen. Außerdem kann man angeschraubte Gegengewichte und Verschlussstopfen in den Bohrungen erkennen.

Ein weiteres Beispiel einer Rennkurbelwelle zeigt Abb. L.65. Bei dieser ist neben dem Gewicht auch noch der Luftwiderstand herabgesetzt worden. Bei hohen Drehzahlen (ca. ab  $10.000 \text{ min}^{-1}$ ) kommt nämlich der Luftwiderstand (tatsächlich erzeugt ja ein Öl-Luft-Aerosol im Kurbelgehäuse Widerstand) der rotierenden Teile merklich zum Tragen. Vor allem die auflaufende Flanke muss gut verrundet und angefasst sein. So lassen sich bei 3,0-l-Motoren, die über  $12.000 \text{ min}^{-1}$  drehen, bis zu 30 kW an Nutzleistung gewinnen, die sonst bloß die Ölttemperatur anheben. Eine alternative Möglichkeit diese Verluste beinahe ganz zu vermeiden ist das Evakuieren des Kurbelgehäuses.

Zwei weitere Besonderheiten von Rennkurbelwellen sind in Abb. L.66 zu sehen. Damit die Gegengewichte dieser V10-Welle klein gehalten werden und trotzdem die erforderliche Masse erreicht wird, weisen die Wangen Schwermetallstopfen (Wolfram, Pfeil) auf (a). Die Wangen sind nicht nach aerodynamischen Gesichtspunkten gestaltet, weil das Kurbelgehäuse dieses Motors evakuiert wird. Die Kurbelwangen der V8-Welle weisen schneidenartige Ränder (Abrisskanten, Pfeil) auf, die das aus den Hauptlagern austretende Öl gezielt abschleudern (b).

**Werkstoffe.** Vergütungsstähle (C45E (war Ck45), 42CrMo4), Nitrierstähle (31CrMoV9), mikroleierte Stähle (38MnS6).

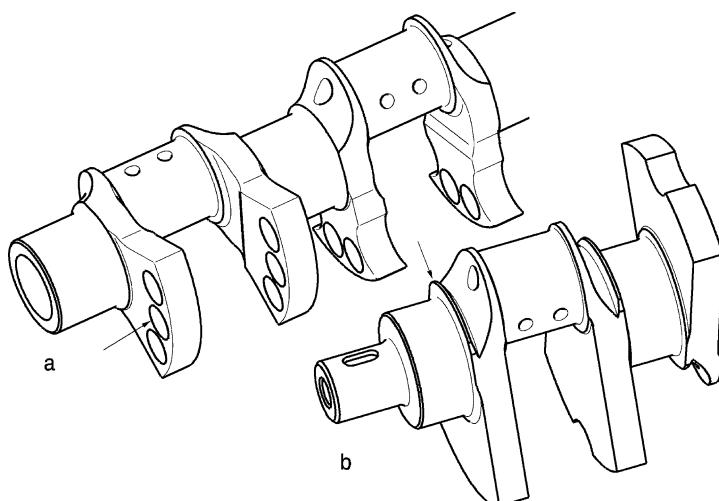
**Abb. L.65** Kurbelwelle eines 4-Zylinder-Reihemotors. Die Welle ist durch eine zentrale Tieflochbohrung erleichtert. Die Wangen und die Gegengewichte sind abgeschrägt, damit der Luftwiderstand reduziert wird



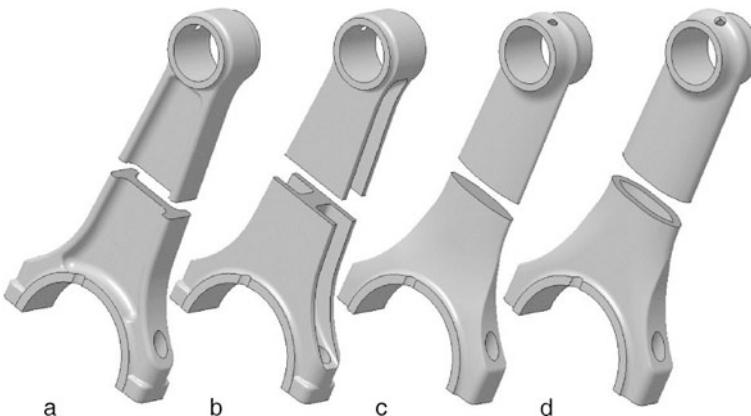
**Herstellung.** Rennkurbelwellen werden meist aus dem Vollen einteilig gearbeitet. Bei Motoren, die von Serienaggregaten abgeleitet werden, kommen Schmiedewellen zum Einsatz. Bei diesen kann die Zündfolge des Rohlings gegenüber der Serie durch Twisten (Verdrehen) der Wellenzapfen geändert werden.

Wellen von Serienfahrzeugen werden geschmiedet oder aber auch gegossen.

**Schwungrad Flywheel.** Rennmotoren haben meist gar kein Schwungrad, abgesehen von der Aufnahmepinne für die Kupplung, die gleichzeitig die Starterverzahnung am Umfang aufnehmen kann, falls der Motor mit einem Elektrostarter angeworfen wird. Eine kleinere Schwungmasse verlangt nach



**Abb. L.66** Details an Rennkurbelwellen. **a** Schwermetallstopfen im Gegengewicht (Ferrari V10 Tipo 049), **b** Abrißkanten an der Kurbelwange (Ford Cosworth DFV V8)



**Abb. L.67** Querschnittsprofile von Pleuelschäften. **a** I-Profil (Doppel-T) *I-section*, **b** H-Profil *H-section*, **c** Messerprofil *blade section*, **d** Hohlprofil *hollow section*

einer höheren Leerlaufdrehzahl. Rennmotoren bleiben im Gegensatz zu Gebrauchsmotoren daher auch schlagartig stehen, sobald die Zündung abgeschaltet wird.

Diese Flanschplatte besteht aus Stahl oder wärmebehandeltem Aluminium.

**Pleuel Con Rod.** Das Pleuel verbindet den Kolben mit der Kurbelwelle. Es überträgt Gas- sowie Massenkräfte und wird durch die Querbeschleunigung der eigenen Masse gebogen. Der Schaft wird daher als biegesteife Stütze ausgeführt. Schäfte von geschmiedeten oder gegossenen Serienpleuel weisen hauptsächlich ein vorteilhaftes I-Profil (Doppel-T-Profil) auf, Abb. L.67. Rennpleuel werden meist aus dem Vollen gefräst und werden dann gerne als Glattschaftpleuel mit H-Profil ausgeführt. Kurze Pleuel (ca. unter 130 mm) können auch als Messerpleuel gestaltet werden. Sie weisen einen geringen Luftwiderstand auf und können einseitigen Biegungen von Hubzapfen besser folgen. Eine ideale Leichtbau-Kombination aus hoher Festigkeit und geringem Luftwiderstand bietet ein ovaler Hohlschaft. Die Pleuel der hochdrehenden Formel-1-Motoren haben typischerweise ein I-Profil und werden vom Kolben geführt.

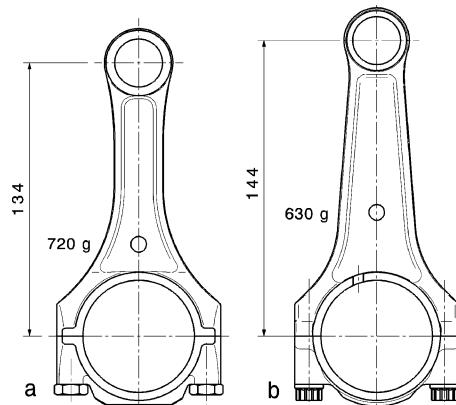
Die größten Belastungen, nach denen ein Pleuel ausgelegt wird, stellt die Gaskraft durch den maximalen Verbrennungsdruck im Zylinder dar und die Höchstdrehzahl im Überschneidungs-OT, also wenn praktisch keine Gaskraft der Kolbenbeschleunigung entgegenwirkt. Zünddrücke liegen für Rennmotoren im Bereich um 120 bar für Saugmotoren und 170 bis 220 bar bei aufgeladenen Triebwerken. Einen Vergleich zwischen Serien- und Rennausführung zeigt Abb. L.68. Ein DTM-Motor wird aus einem Serienaggregat abgeleitet. Das Rennpleuel ist länger und in Querrichtung biegesteifer, trotzdem ist seine Gesamtmasse geringer. Dazu muss allerdings erwähnt werden, dass der Werkstoff des Rennpleuels hochwertiger ist. Es gibt einige Rennserien, in denen die Pleuelmasse reglementiert ist. Aber auch da gibt es Entwicklungsmöglichkeiten für die Konstrukteure. So ist der Bauraum, den das Pleuel beansprucht, von Interesse. Weiters wird nach einem optimalen Verhältnis von rotierender zu oszillierender Pleuelmasse gesucht.

Die Pleuellänge beeinflusst die Motorhöhe und die Massenkräfte. Überlegungen dazu s. Abb. L.21.

Die Pleuelbreite ergibt sich aus der zulässigen Lagerbelastung. Kleinste Breiten von 3,0-l-Formel-1-Motoren liegen bei 12 mm. Serienpleuel sind doppelt so breit.

Pleuelfüße werden aus Montagegründen geteilt. Nur bei gebauten Kurbelwellen können einteilige Pleuel verwendet werden. Die Lagerdeckel werden über Stifte, Passhülsen oder Sägezahn-Profile

**Abb. L.68** Vergleich von Pleuelstangen eines 3,0-l- Ottomotors, nach [12]. Aus einem Reihensechszylinder wird ein Rennmotor abgeleitet. Bei gleich bleibender Höhe des Kurbelgehäuses führt die längere Pleuelstange des Rennmotors zu einer verkürzten Kompressionshöhe des Kolbens. Beide Pleuel werden geschmiedet, allerdings ist der Werkstoff des Rennpleuels hochwertiger. Dieses ist daher auch trotz des größeren Stichmaßes leichter. **a** Serienpleuel, **b** Rennpleuel



zum Pleuelfuß zentriert. Bruchgetrennte Pleuel, wie sie in der Serie Eingang gefunden haben, kommen wegen des dafür erforderlichen Werkstoffes nicht zum Einsatz. Die Verschraubung erfolgt mit hochfesten Schrauben, die z. B. aus Nimonic bestehen. Die Schraubenachsen werden manchmal abweichend von der üblichen Parallelanordnung leicht gepfeilt ange stellt.

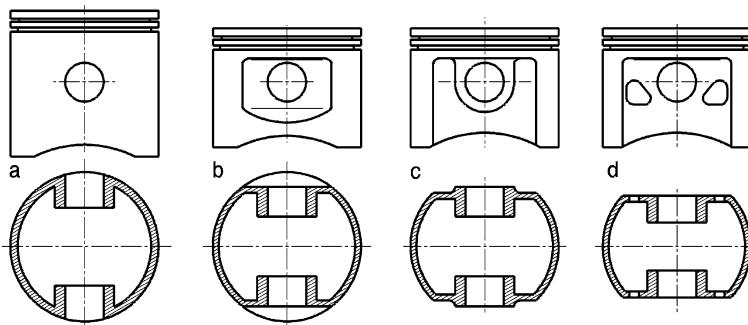
Die Schmierölversorgung des kleinen Auges geschieht entweder über das vom Kolben abgestreifte Öl bzw. über das Öl aus den Kolbenkühldüsen, das über kleine Bohrungen im Pleuelkopf eintritt, oder vom großen Auge aus mittels einer eigenen Bohrung durch den Schaft. Für letztere Ausführung bietet sich ein H-Profil an.

**Werkstoffe.** Vergütungsstahl (31CrMoV9, 42CrMo4), Einsatzstahl (18CrNi8, 15CrNi6, 34CrNiMo5 V), Titanlegierungen (TiAl4V4). Titan ist ein schlechter Laufpartner für Stahl und muss daher an den Berührstellen (Seitenflächen der Augen) beschichtet werden oder es muss eine Bundlagerschale verbaut werden. Außerdem leiden Titanpleuel an Bohrungserweiterungen im Betrieb, wodurch die Lagerschalen lose werden.

**Herstellung.** Geschmiedet oder aus dem Vollen gearbeitet. Serienpleuel werden gegossen, geschmiedet oder gesintert (Sinter F31).

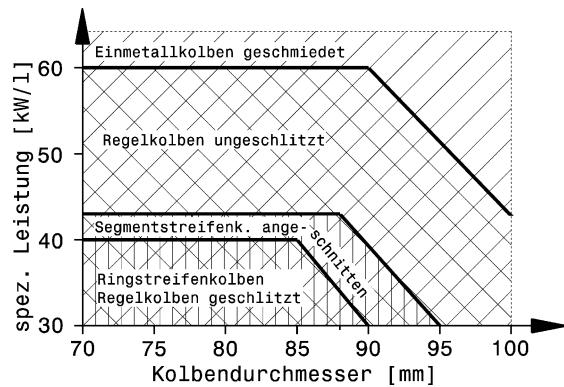
**Kolben Piston.** Neben dem Pleuel ist der Kolben das anspruchsvollste Bauteil, wenn es um Drehzahl- und Leistungssteigerung geht. Er enthält einen Teil des Brennraums, soll möglichst leicht sein und dabei trotzdem hohe Warmfestigkeit aufweisen. Darüber hinaus benötigt er gute Laufeigenschaften in der Buchse. Kein Wunder, dass Kolben zu den bestgehüteten Geheimnissen von Rennmotoren gehören. Die Wahl der Bauform, Abb. L.69, wird von der spezifischen Leistung und der Bohrung bestimmt. Der Glattschaftskolben hat nur noch bei Dieselmotoren eine Bedeutung. Der Schaft ist beim Kastenkolben im Nabenhochbereich eingezogen und liefert so die namensgebende Gestalt. Slipperkolben sind am gesamten Schaftbereich eingezogen und noch stärker gewichtsoptimiert. Slipperkolben können bei extremer Ausreizung eine beeinträchtigte Gerafführung aufweisen. Was ihren Einsatz wegen der daraus folgenden Geräusch- und Emissionsprobleme in Gebrauchsmotoren einschränkt.

Abbildung L.70 ist zu entnehmen, dass nur geschmiedete Kolben den Anforderungen im Rennsport gewachsen sind. Bewährte Bauarten sind der Fenster-, der Kasten- und der Slipperkolben. Rennkolben sind jedoch davon abgesehen durchwegs Sonderkonstruktionen. Die Kompressionshöhe ist sehr niedrig und der Kolben insgesamt extrem gewichtsoptimiert. Es kommen nur geschmiedete Kolben zum Einsatz. Die Gewichtsoptimierung und die Kolbenkühlung sind hier entscheidende



**Abb. L.69** Kolbenbauarten schematisch. Ansicht und Querschnitt in Nabenmitte. **a** Glattschaftkolben *smooth-skirt piston*, **b** Kastenkolben *full slipper piston*, **c** Slipperkolben *slipper piston*, **d** Fensterkolben *piston with weight-saving openings*

**Abb. L.70** Einsatzgrenzen verschiedener Kolbenbauarten. Die Werte gelten für Ottomotoren mit Kurbelgehäuse bzw. Laufbuchse aus Grauguss



Kriterien für die Auslegung dieser Kolben. In der Formel 1 sind spezifische Leistungen von mehr als 200 kW/l und Drehzahlen von mehr als 18.000 l/min üblich. Die Lebensdauer der Kolben ist auf die extremen Bedingungen abgestimmt [26].

Typische Abmessungen (bezogen auf die Bohrung B) von Kolben verschiedener Motoren können in Tab. L.10 verglichen werden. Erläuterungen zu den Maßbezeichnungen dazu können Abb. L.71 entnommen werden.

Den größten Einfluss auf das Kolbengewicht zeigt dabei die Kompressionshöhe [39]. Weitere einflussreiche Bereiche sind der Augenabstand, der naturgemäß auch die Kolbenbolzenmasse diktiert, die Bodenstärke und die Form der Nabenaufstützung.

Der Bereich der Bolzenbohrung verdient bei hoch belasteten Kolben hohe Aufmerksamkeit. Zur Spannungsentlastung sind die Bohrungen zum Pleuel hin formgebohrt und geben so Raum für die Durchbiegung des Bolzens. Außerdem erhöhen durchgehende, seitliche Öltaschen die ertragbare Flächenpressung und die Ovalverformung des Bolzens sprengt die Nabe nicht.

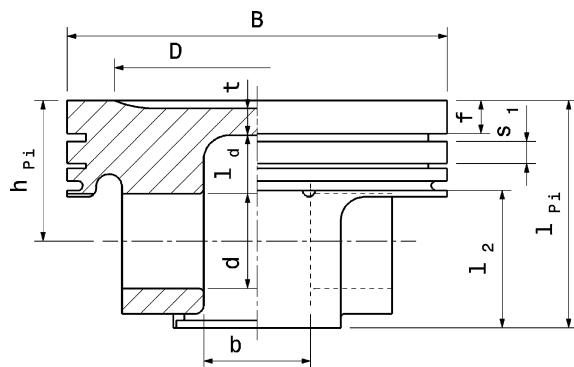
Die derzeit übliche Bauform von Rennkolben ist die Kasten-im-Kasten Bauform (*box-bridged type*), Abb. L.72. Die starke Verrippung in Pleuelschwenkrichtung (Druck bzw. Gegendruckseite) gestattet geringe Kompressionshöhen bei gleichzeitiger Reduktion der Bodenstärke. Abbildung L.73 zeigt die Gestaltung der Brennraumseite eines Formel-1-Kolbens.

**Tab. L.10** Kolbenabmessungen von Viertaktmotoren [26, 39]. Maßbezeichnungen: S. auch Abb. L.71

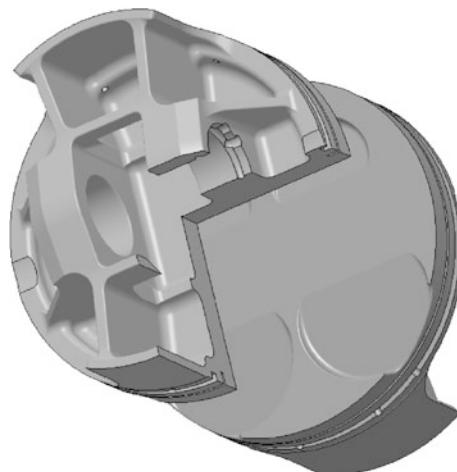
Maß	Ottomotor		Dieselmotor DI	
	Serie	Leichtbau	Serie Pkw	Leichtbau
Durchmesser $B$ , mm	65 bis 105		65 bis 95	
Gesamtlänge $l_{pi}/B$	0,6 bis 0,7		0,80 bis 0,95	
Kompressionshöhe $h_{pi}/B$	0,30 bis 0,45	0,32	0,5 bis 0,6	0,47
Bolzendurchmesser $d/B$	0,20 bis 0,26	0,24	0,32 bis 0,40	0,31
Feuersteg $f$ , mm bzw. $f/B$	2 bis 8	0,04	4 bis 15	0,09
1. Ringsteg $s_1/B$	0,040 bis 0,055	0,045	0,05 bis 0,09	0,05
Schaflänge $l_2/B$	0,4 bis 0,5	0,4	0,50 bis 0,65	0,5
Augenabstand $b/B$	0,20 bis 0,35	< 0,3	0,20 bis 0,35	0,25
Bodendicke $t/B$ bzw. $t/D^*$	0,06 bis 0,10	< 0,06	0,2	0,09

\* für Dieselmotoren

**Abb. L.71** Abmessungen am Kolben.  $B$  Bohrungsdurchmesser bore diameter,  $d$  Bolzendurchmesser pin hole diameter,  $l_{pi}$  Gesamtlänge total length,  $h_{pi}$  Kompressionshöhe compression height,  $l_2$  Schaflänge skirt length,  $t$  Bodendicke crown thickness,  $l_d$  Dehnlänge elongation length,  $f$  Feuersteghöhe top land height,  $s_1$  Höhe erster Ringsteg 1<sup>st</sup> ring land height,  $b$  Augenabstand boss spacing



**Abb. L.72** Formel-1-Kolben geschnitten. Der Kasten-im-Kasten-Kolben wird geschmiedet, nur der Stegausbruch zwischen den Naben wird ausgefräst. Der Kolbenschaft ist nur da vorhanden, wo er gebraucht wird, nämlich in der Ringzone und im Druck-Gegendruckbereich. Der Aufnahmebereich für den Kolbenbolzen ist extrem kurz. Der Kolben hat bei einer Bohrung von 95 bis 100 mm eine Masse von nur 220 bis 250 g



**Abb. L.73** Kolben eines Formel-1-Motors (Asiatech V10 3,0l). Bohrung 91 mm, Einlassventile Durchmesser 40 mm, Auslassventile Durchmesser 30 mm. Die Ventiltaschen sind tief eingearbeitet und gut verrundet. Man kann darüber hinaus auch erkennen, dass auch gleichnamige Ventile einen Winkel einschließen, die Ventile also radial angeordnet sind

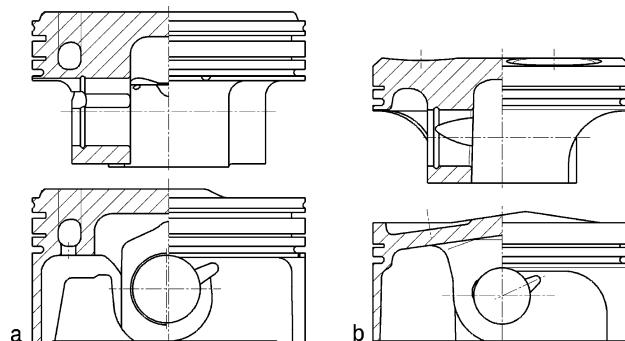


Bei Rennmotoren werden auch elektronenstrahlgeschweißte Kühlkanalkolben eingesetzt, Abb. L.74. Zur Senkung der KolbenbodenTemperatur dient eine Anspritzkühlung über Ölspritzdüsen, die am Laufbahnhende von unten auf den Kolbenboden spritzen.

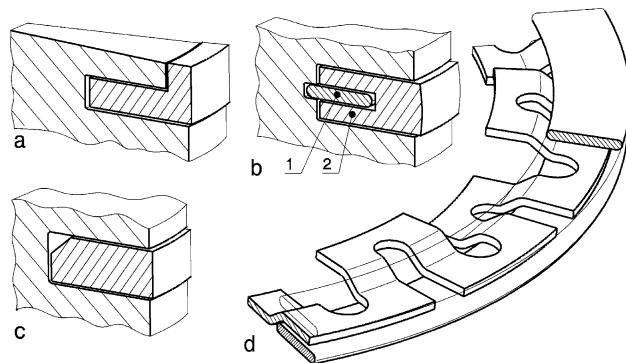
**Werkstoffe.** Aluminium-Silizium-Legierungen, Aluminium-Kupfer-Legierungen und Leichtmetall-Verbundwerkstoffe. Siliziumkarbid-verstärktes Aluminium (MMC). Diese Leichtmetallkolben werden Molybdän- oder DLC-beschichtet und laufen in einer Nikasil-Bohrung. Faserverstärkte Magnesiumlegierungen und Konstruktionskohlenstoff sind vielversprechende zukünftige Materialien.

Seit 2008 werden bei Dieselmotoren in Le Mans geschmiedete Stahlkolben eingesetzt (zunächst Peugeot, 2009 folgte Audi diesem Beispiel). Stahlkolben haben eine höhere Steifigkeit, zeigen geringere Laufspieländerung über der Temperatur und reduzieren deutlich die Hemd-Reibung. Außerdem ermöglichen sie die Kompressionshöhe zu verkleinern und so entweder das Pleuel zu verlängern oder den Zylinderblock zu kürzen. Der Kolbenbolzen kann durch die hohe übertragbare Kraft in der Bolzenbohrung verkürzt werden. In Summe kann ein Stahlkolben das Gewicht des Aluminium-Pendants erreichen oder sogar unterschreiten [L49]. Stahlkolben werden mittlerweile auch für Pkw-Dieselmotoren als eine Maßnahme für weitere Leistungssteigerungen angesehen [54].

**Abb. L.74** Rennsportkolben, nach [9]. Beide Kolben sind im Grunde Kastenkolben mit einer schmalen Schaffbreite, was zu einem steifen Kolben mit allerdings geringer Schaffelastizität führt. **a** Kühlkanalkolben, elektronenstrahlgeschweißt, **b** Formel-1-Kolben



**Abb. L.75** Kolbenringe. **a** L-Ring *L ring*, **b** zweiteiliger Verdichtungsring *compression ring*, **1** Dichtring in einer Zusatznut im Kolben, **2** Hauptring mit balligem Belag, **c** Ring mit Innenfase *ring with inside bevel*, **d** dreiteiliger Ölabbreifring *oil control ring*, **a-c** sind Verdichtungsringe, werden also in der ersten Ringnut eingesetzt



**Herstellung.** Hochbeanspruchte Kolben werden geschmiedet und – falls geometrisch erforderlich (Hinterschnitt) – spanend nachbearbeitet. Serienkolben werden bei geringer Beanspruchung auch gegossen. Kurzfaserverstärkte Leichtmetalle werden pressgegossen. Pulvermetallurgisch hergestellte Werkstoffe (z. B. RSA –Rapidly Solidified Aluminium Alloy) kranken im Motorbetrieb noch an permanenter Verformung.

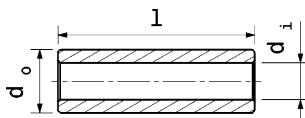
**Kolbenringe Piston Rings.** Ihre Aufgabe ist die Abdichtung des Kolbens zur Laufbahn, die Wärmeabfuhr vom Kolben und die Regulierung des Ölhaushalts. Sie tragen etwa zur Hälfte der Reibleistung der Kolbengruppe bei, die wiederum rund 40 % der Motorgesamtreibung stellt. Das Ziel bei der Motorenentwicklung sind daher möglichst wenig Ringe mit geringer Vorspannung und Bauhöhe, die die geforderten Funktionen erfüllen. Undichte Ringe führen u. a. zu Drehmomentverlust oder in Folge gestörter Kolbenschmierung zu einem Motorschaden. Eine übliche Serienbestückung besteht aus zwei Verdichtungs- und einem Ölabbreifring. Rennmotoren laufen mit je einem Ring der beiden Arten. Abbildung L.75 zeigt einige Arten von Ringen für Rennmotoren. Der L-Ring (a) wird so eingebaut, dass seine oberste Kante mit jener der Kolbenkrone zusammenfällt. Er bietet durch den somit direkt hinter dem senkrechten L-Schenkel wirkenden Gasdruck hohe Flattersicherheit auch bei hohen Drehzahlen. Er neigt jedoch zum Kippen. Zweiteilige Verdichtungsringe (b) kombinieren die Dichtwirkung zweier einzelner Ringe bei geringerer Bauhöhe sowie Reibung und haben eine hohe Flatterdrehzahl. Verdichtungsringe mit Innenfase (c) verwerfen sich durch den asymmetrischen Querschnitt tellerförmig. Ist die Fase oben, liegt im drucklosen Zustand nur die untere Kante des Ringes an der Zylinderwand an. Das erhöht die Ölabbreifwirkung. Solche einteiligen Ringe werden mit minimalen Höhen von 1 manchmal sogar 0,8 mm gefertigt. Ölabbreifringe werden vorteilhaft dreiteilig (d) gestaltet. Zwei schmale Ringe werden von einer Bandfeder auf Distanz gehalten. Die gesamte Höhe kann unter 2 mm liegen. Das abgestreifte Öl gelangt über vier bis acht Bohrungen am Nutgrund durch die Kolbenwand nach innen und zum Kolbenbolzen.

**Werkstoffe.** Sphäroguss vergütet. Stähle für hohe Bruchsicherheit (niedrige Ringe  $\leq 1,2$  mm, hohe Drehzahlen): Cr-Ni-Stahl, X90CrMoV18, 67SiCr5. Die Lauffläche erhält Verschleißschutzschichten (z. B. PVD-Schichten).

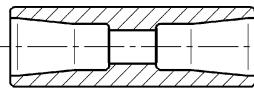
**Herstellung.** Die für den Vorspannungsverlauf entscheidende Form entsteht durch Doppelformdrehen. Stahlringe werden gewickelt.

**Tab. L.11** Abmessungen von Kolbenbolzen

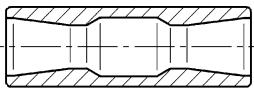
Maß	Ottomotor	Dieselmotor	Rennmotor
Außendurchmesser $d_o/B$	0,24 bis 0,28	0,30 bis 0,35	0,2 bis 0,22
Innendurchmesser $d_i/d_o$	0,55 bis 0,65	0,48 bis 0,52	
Länge $l/B$	0,70 bis 0,75	0,70 bis 0,75	0,5



**Masse: 100%**



97%



85%

**Abb. L.76** Masseeinsparung bei Kolbenbolzen, nach [39]. Der Bolzen mit den Abmessungen  $19,5 \times 12 \times 63$  mm (100 % Masse) wird in der Gestalt der Belastung angepasst indem die Innenform geändert wird

**Kolbenbolzen Gudgeon Pin.** Kolbenbolzen von Rennmotoren sind schwimmend in Kolben und Pleuel gelagert. In Gebrauchsmotoren werden Bolzen auch in das kleine Pleuelauge eingepresst. Bewährte Abmessungen von Kolbenbolzen zeigt Tab. L.11.

Die Masse bei Kolbenbolzen kann zunächst durch Verringerung der Bolzenlänge reduziert werden. Weitere Einsparungen sind durch Anpassung der Gestalt an die Belastung zu erzielen, Abb. L.76.

Es wurden auch schon Potentialuntersuchungen an Bolzen mit I-Profil durchgeführt. Die Masseeinsparung betrug 30 % [39].

**Werkstoffe.** Einsatzstahl (16MnCr5, 15CrNi6 (DIN 73 126)), Nitrierstahl (31CrMoV9 (DIN 73 126)). Hochbelastete Bolzen bestehen aus ESU-Stahl (Elektro-Schlacke-Umschmelzverfahren). Keramik (Siliziumnitrid  $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) erlaubt Masseeinsparung bis 50 % im Vergleich zu Stahl, führt aber zu Geräuschproblemen wegen der geringen Wärmeausdehnung. Das ist allerdings nur für Gebrauchsmotoren ein Nachteil.

**Kolbenbolzensicherung Locating Circlip.** Die übliche Drahtringssicherung kann bei höchsten Drehzahlen ( $> 12.000 \text{ min}^{-1}$ ) zum Problem werden. Springt ein flatternder oder gebrochener Ring aus seiner Nut, ist ein Motorschaden unausweichlich. Sicherungsringe werden daher eingeschraubt oder sind speziell gestaltet, Abb. L.77.

Die Schraubsicherung (a) wird eingeschraubt und ihr Kragen zur Verdrehssicherung in eine Ausparung des Kolbens verstemmt. Der Drahtssicherungsring (b) ist wesentlich leichter. Die Lage der radialen Nut für die Verdrehssicherung ist allerdings entscheidend für die Drehzahl-Tauglichkeit. Das Drahtende zur Verdrehssicherung muss auch nach außen abgewinkelt werden. Serienlösungen haben nach innen abgewinkelte Enden, deren Massenträgheit bei hohen Drehzahlen den Ring tatsächlich aus der Nut springen lassen. Eine weitere Möglichkeit stellen Teflon-Stopfen dar, die seitlich in die Bolzenbohrung gesteckt werden.

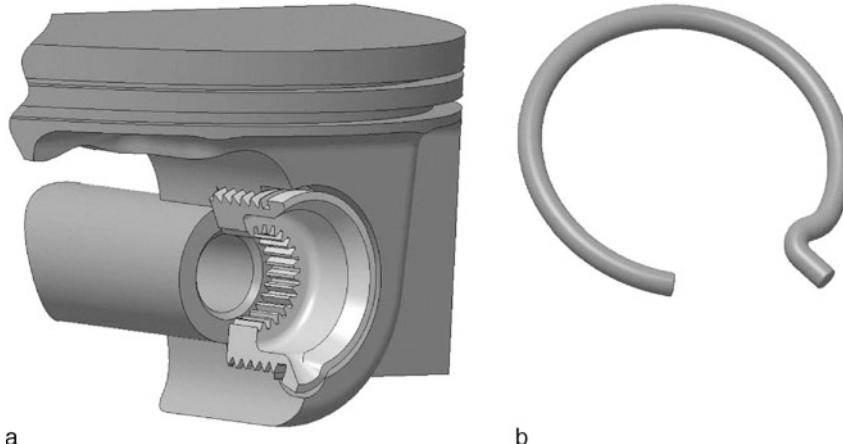
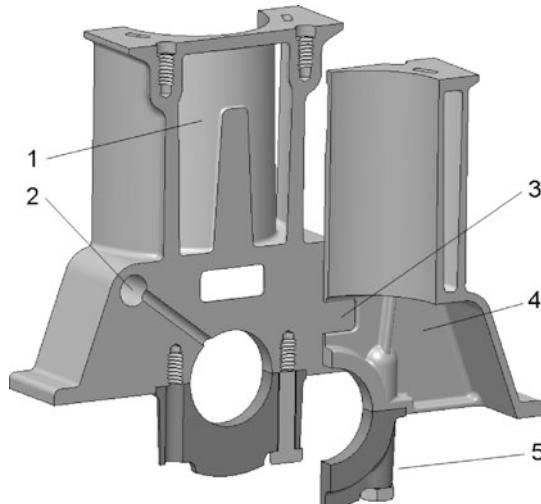


Abb. L.77 Kolbenbolzensicherungen. a Schraubsicherung *nut-type retainer*, b Drahtsprengring *wire circlip*

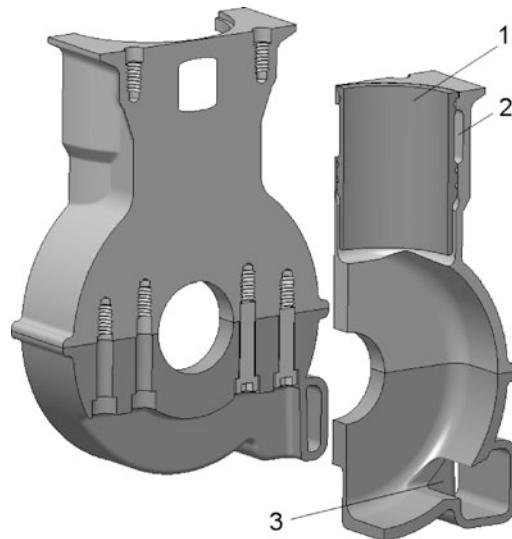
#### 4.4 Kurbelgehäuse Crankcase

Das Kurbelgehäuse ist das zentrale und größte Bauteil eines Motors. Es beherbergt die Kurbelwelle und nimmt meist auch die Kolbenlaufbahn (so genanntes Zylinderkurbelgehäuse) direkt oder als Laufbuchsen auf. Es stellt die Verbindung zum Getriebe her und nimmt die Motorlager auf oder wird direkt an den Rahmen bzw. an das Monocoque angeschraubt. Bei voll mittragend angeordneten Motoren muss es auch einen Großteil (einen Anteil übernehmen meist die Zylinderköpfe) der auftretenden Kräfte und Momente zwischen den Achsen des Fahrzeugs übertragen. Die Zylinderköpfe werden ebenfalls auf das Kurbelgehäuse geschraubt wie auch Nebenaggregate. Außerdem wird ein Teil des Kühl- und Schmiersystems durch das Kurbelgehäuse gebildet.

Abb. L.78 Gestaltungsmerkmale eines Serienkurbelgehäuses.  
Das Kurbelgehäuse gehört zu einem Reihenmotor und beherbergt die Laufbahn des Kolbens direkt. Die Kurbelwelle wird von unten durch Lagerdeckel gehalten. Den Abschluss nach unten bildet eine Ölwanne, die gleichzeitig den Ölverrat aufnimmt. 1 Wassermanntel *water jacket*, 2 Hauptölkanal *main oil gallery*, 3 Durchbruch in Schottwand *passage in bulkhead*, 4 Schottwand *bulkhead*, 5 Lagerdeckel *bearing cap*



**Abb. L.79** Gestaltungsmerkmale eines Rennkurbelgehäuses.  
 1 Laufbuchse (nass) *liner (wet)*, 2 Wassermantel *water jacket*, 3 Öffnung zum Saugkanal *passage to suction gallery*



Bei Serienmotoren reicht der Wassermantel (1) meist bis zum Kurbelraum, Abb. L.78. Die Lagerung der Kurbelwelle wird von Schottwänden (4) aufgenommen, die örtlich durch Rippen und Stege verstieft werden. Der Gasaustausch zwischen den Kurbelräumen einzelner Zylinder wird durch Öffnungen (3) in den Schottwänden erleichtert. Die Ölversorgung der Hauptlager erfolgt über Bohrungen in den Schottwänden, die die Hauptölgalerie (2) treffen. Lagerdeckel halten die Kurbelwelle über zwei Schrauben. Das Gehäuse wird nach unten von einer Ölwanne abgeschlossen, in der der Ölvrat gespeichert wird.

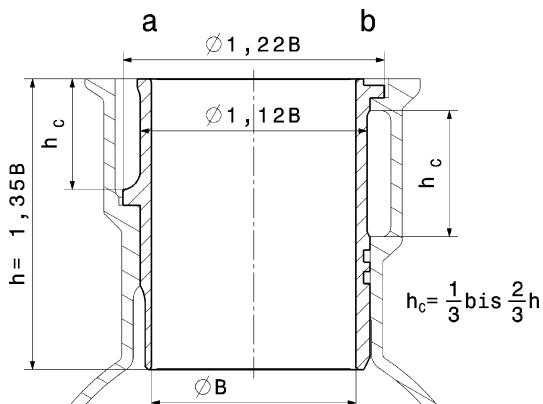
Bei Rennmotoren umspült die Kühlflüssigkeit (2) nur ein Viertel bis ein Drittel der Buchsenlänge, Abb. L.79. Der Zylinderkopf hat mitunter ein getrenntes Kühlungssystem mit einer wesentlich geringeren Kühlmitteltemperatur. Die Laufbuchse (1) ist ein eigenes Bauteil, das von oben eingesteckt wird. Das sorgt für geringeren Verzug der Buchse beim Verschrauben des Zylinderkopfs und für bessere Kühlungsverhältnisse. Der Kurbelraum ist glatt und kreisrund ausgeführt. Das Unterteil des Gehäuses bildet dabei die zweite Hälfte und den „Lagerdeckel“. Die Verschraubung erfolgt wegen der höheren Belastung besonders bei V-Motoren meist über vier Schrauben. Die Schottwände, die die Kurbelwellenlager aufnehmen, sind massiv bzw. doppelwandig ausgeführt. Das Öl-Luftgemisch wird über eine hobelförmige Öffnung (3) für jede Kurbelkammer (bei V-Motoren der Bereich für zwei Pleuel am selben Hubzapfen) abgesaugt.

Die Laufbahn des Kolbens wird entweder direkt vom Kurbelgehäuse gestellt oder es wird eine separate Buchse eingepresst bzw. eingeschoben. Laufbuchsen von Rennmotoren bestehen meist aus nikasilbeschichtetem Aluminium. Merkmale von solchen Laufbuchsen zeigt Abb. L.80.

An der Oberseite weisen manche Kurbelgehäuse flache Nuten auf, die am Rand des Zwickelbereichs zwischen benachbarten Zylinderbohrungen münden. Damit lassen sich frühzeitig Leckagen der Zylinderkopfdichtungen erkennen [27]. Abbildungen L.81 und L.82 präsentieren zwei Beispiele von Kurbelgehäusen aus der Formel 1.

**Werkstoffe.** Aluminiumlegierungen (EN AC-AlSi8Cu3 (war AlSi9Cu3), EN AC-AlSi6Cu4 (war AlSi6Cu4), EN AC-AlSi7Cu4Mg (war AlSi17Cu4Mg), En AC-AlSi7Mg0,3 (war AlSi7Mg wa)), Magnesiumlegierungen. Bei Serienmotoren werden auch Eisenwerkstoffe vergossen: EN-GJL-250 (war GG25), EN-GJL-300 (war GG30), GJV (war GGV, Gusseisen mit Vermiculargraphit).

**Abb. L.80** Gestaltungsmerkmale von Laufbuchsen. Die Maße sind Mittelwerte von Formel-1-Buchsen und in Relation zum Bohrungsdurchmesser B angegeben.  $h_c$  Höhe des Wassermantels. Es sind zwei verschiedene Buchsen samt der entsprechenden Aufnahmeholebohrung des Kurbelgehäuses dargestellt. **a** Nasse stehende Buchse *mid-stop liner*, **b** nasse hängende Laufbuchse *wet liner*



**Herstellung.** Kurbelgehäuse-Ober- und -Unterteil werden gegossen. Wegen der geringen Stückzahl bieten sich Verfahren wie Sandguss und Feinguss an. Minimale Wandstärken liegen bei 2,5 bis 2 mm, was bei so großen Bauteilen nicht alle Gießereien schaffen.

Serienteile werden im Kokillenguss, Druckguss oder Core-Packaging-Verfahren mit min. 4 mm Wandstärke gefertigt.

**Hauptlager Main Bearings.** Die Lebensdauer von Gleitlagerschalen liegt bei etwa 30 h für Langstreckenrennen. Das reicht für ein 24-Stunden-Rennen inklusive eines Testlaufs [27]. Bei Sprintbewerben werden die Lagerschalen nach ca. 1200 km generell aus Sicherheitsgründen ausgetauscht. Es kommen Dreistofflager und Sputter-Lager zum Einsatz. Manche Motoren weisen auch Wälzlagerrungen (Zylinderrollenlager mit teilbarem Käfig) auf und es werden auch Mischvarianten gewählt. So waren beim erfolgreichen 12-Zylinder-180°-V-Motor des Ferrari 312B das erste und letzte Hauptlager ein Kugellager während die übrigen Gleitlager waren.

Wälzlager werden bei Serienmotoren teilweise schon eingesetzt, allerdings bisher bei Ausgleichswellen. Nockenwellenlager sind derzeit im Prototypenstadium und Kurbelwellenlager in der Kon-



**Abb. L.81** Kurbelgehäuse eines 3,0-l V10-Zylinder Formel-1-Motors (Asiatech 2001). Der Block ist aus Leichtmetall gegossen und vereinigt zwei Bänke im Winkel von 72°. Er nimmt trockene eingepresste Laufbuchsen auf. Die Kupplungsseite (Kraftabgabeseite) ist links im Bild. Bohrung × Hub = 91 × 46,1 mm



**Abb. L.82** Kurbelgehäuse aus Titan (Ferrari Formel 1 V12 Zylinder 1995). Das Teil ist gegossen und spanend bearbeitet. Es umfasst die Laufbuchsen, die von oben eingesteckt werden, und nimmt den oberen Teil der Kurbelwellenlager auf (Zylinderkurbelgehäuse)

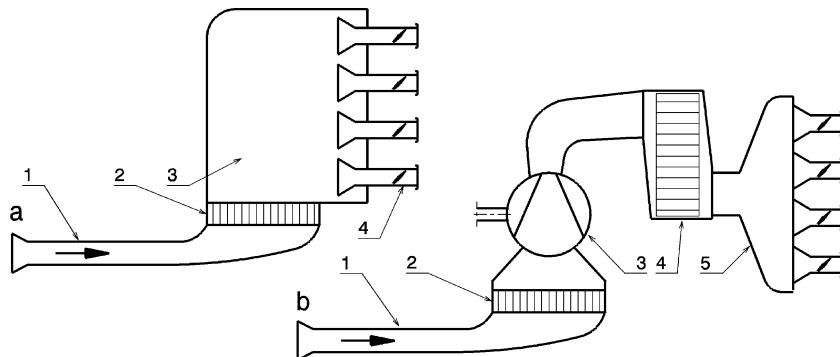
zeptphase. Den Vorteilen der geringeren Reibung gegenüber den Gleitlagern stehen Probleme in akustischen Belangen und der größere Einbauraum gegenüber.

## 4.5 Ansauganlage *Induction System*

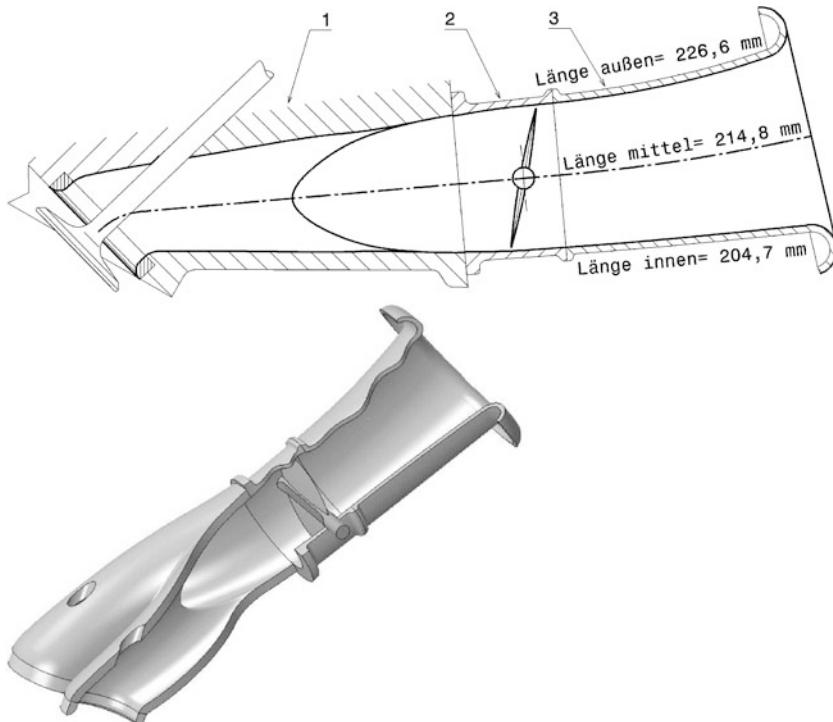
Die Ansauganlage muss den Motor mit möglichst geringen Verlusten mit der erforderlichen Verbrennungsluft versorgen. Wichtig dafür ist der gleichmäßige Verlauf der Luftstrecke. Querschnittssprünge oder Absätze an Trennstellen (Saugrohr – Zylinderkopf etc.) sind unbedingt zu vermeiden. Hochleistungsmotoren haben durchweg Einzelaugrohre und keine Spinnensaugrohre o. ä. wie manche Gebrauchsmotoren. In der Ansauganlage treten gasdynamische Vorgänge induziert durch die periodische Kolbenbewegung auf. Durch entsprechende Gestaltung der Anlage können Resonanzen gezielt zur Steigerung des Liefergrads verwendet werden. Die Ansauganlage ist im Grunde bei allen Verbrennungsmotoren gleich. Unterschiede ergeben sich durch die Art der Steuerung (Drosselorgan bei Ottomotoren mit Quantitätssteuerung) bzw. durch eine Aufladung, Abb. L.83. An aufgeladenen Motoren besteht das Saugrohr aus einem großen Sammelbehälter aus dem kurze Rohrstützen zu den einzelnen Zylindern führen.

Der Reinluftbereich (stromabwärts nach dem Luftfilter) aufgeladener Motoren weist wesentlich mehr Einbauten auf als jener von Saugmotoren. Dagegen ist das Verteilvolumen, das in erster Linie für die namensgebende Aufgabe zuständig ist, einfach gehalten, während beim Saugmotor dieses Teil aufwändig entwickelt wird, weil es maßgeblich den Leistungsverlauf des Motors beeinflusst.

**Airbox Airbox.** Die Verbrennungsluft wird an einer günstigen Stelle des Fahrzeugs angesaugt. Bei Einsitzern wird gerne der Bereich oberhalb des Fahrerhelms und innerhalb des Überrollbügels gewählt. Dabei kann ein leichter Staueffekt zur Leistungssteigerung ausgenutzt werden. Beim 3-l Saugmotor des Ferrari F1-2000 führte der durch 350 km/h resultierende Druckanstieg von 0,058 bar

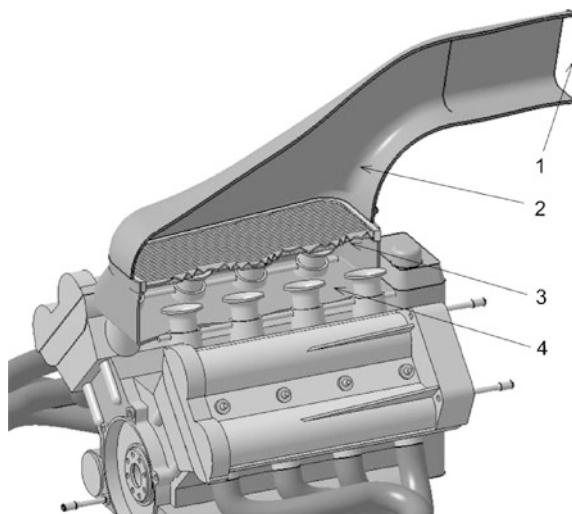


**Abb. L.83** Systemübersicht von Ansauganlagen a für Saugmotor *naturally aspirated engine*, 1 Rohluftansaugung *air intake*, 2 Luftfilter *air filter*, 3 Luftverteilerplenum, 4 Saugrohr (mit Drosselorgan) *intake manifold (with throttle)*, b für aufgeladenen Motor *charged engine*, 1 Rohluftansaugung *air intake*, 2 Luftfilter *air filter*, 3 Verdichter *compressor*, 4 Ladeluftkühler *intercooler*, 5 Verteilervolumen mit Rohrstützen (samt Drosselorgan) *plenum with pipe sockets (and throttle)*. Das Drosselorgan entfällt bei Dieselmotoren und Otto-Direkteinspritzer



**Abb. L.84** Ansaugtrakt eines Formel-1-Motors. 1 Kanal im Zylinderkopf, 2 Drosselklappenstutzen, 3 Ansaugtrichter. Das Saugrohr wird von Teil 2 und 3 gebildet und mit dem Zylinderkopf verschraubt. Der V8-Saugmotor hat seine Nenndrehzahl bei  $13.500 \text{ min}^{-1}$  bei einem Hubraum von 3,5 l. Die Kanalwege werden bereits im Zylinderkopf auf einen Kreisquerschnitt zusammengeführt. Die Drosselklappe sitzt knapp vor dem Zylinderkopfflansch. Ihre Welle ist im Strömungsbereich abgeflacht. Der Einlauftrichter ist gut gerundet. Für eine eindimensionale Strömungsrechnung wird die Kanallänge mit 224,8 mm angesetzt, d. h. 10 mm kommen zur mittleren Kanallänge zur Berücksichtigung der Ventiltellerwirkung hinzu [24]

**Abb. L.85** Airbox eines Formelwagens. 1 Lufteintritt innerhalb des Überrollbügels, 2 Oberteil der Airbox mit Diffusor und Verteilvolumen, 3 Luftfilter, 4 Unterteil der Airbox, am Motor befestigt



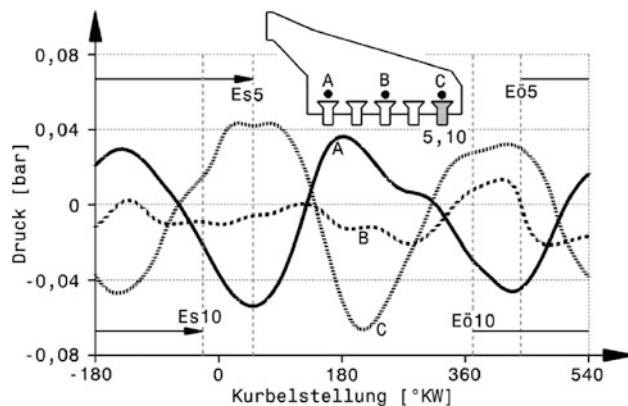
(entspricht einer Dichtesteigerung der Luft um 5,8 %) zu einer Leistungszunahme von 609 kW auf 646 kW [35]. Bei geschlossenen Cockpits gelangt die Luft über Schnorchel, NACA-Einlässe oder durch Hutzeln ins Fahrzeuginnere. Bei Rallyefahrzeugen wird der Lufteinlass für besondere Einsätze mit einem Schnorchel bis auf das Dachniveau angehoben, damit bei Wasserdurchfahrten die entstehenden Bugwellen nicht in den Ansaugtrakt gelangen können.

Die Aufgabe von Airboxen (Abb. L.85) ist neben der Rohluftansaugung das gleichmäßige Verteilen der Luft auf die einzelnen Ansaugstellen der Zylinder und das Reduzieren der Strömungsgeschwindigkeit, was zwangsläufig zu einem Druckanstieg führt (Diffusorwirkung). Außerdem hält der Unterteil der Airbox die Wärmestrahlung des Motors von der Ansaugluft ab. Darüber hinaus beherbergt die Airbox meist den Luftfilter, Abb. L.86. Das Volumen der Airbox betrug bei den 3-l-Saugmotoren der Formel 1 etwa 50 l [43].

**Abb. L.86** Luftfilter an einem V8-Motor eines Formel-Wagens (Lola Zytek 3000). Der Lufteintritt mit dem Oberteil der Airbox ist abgenommen. Man erkennt rechts im Bild die Kontur der Motorabdeckung. Im Vordergrund die Saugrohre mit dem Flachschieber und der Kraftstoffverteilleiste



**Abb. L.87** Druckschwingungen in einer Airbox eines V10-Zylinder-Motors, nach [43]. Der Druckverlauf bei  $15.000 \text{ min}^{-1}$  ist für drei Stellen über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Für zwei benachbarte Ansaugtrichter (Zyl. 5 und 10) sind zusätzlich die Steuerzeiten der Einlassventile eingezeichnet



Die Form ist nicht nur innen interessant, sondern auch außen: Bei Formelwagen verläuft sie nach hinten verjüngt aus, damit die Außenkontur des Wagens möglichst wenig gestört wird. Das Heck soll ja schlank auslaufen und dadurch die Anströmung des Heckflügels vergleichmäßig. Der Druckpunkt des Fahrzeugs kann durch eine in der Seitenansicht große Airbox nach hinten verlagert werden.

Tatsächlich kommt es auch bei Airboxen zu Leistungsunterschieden einzelner Zylinder. Der Grund liegt in Druckschwingungen innerhalb des Luftverteilers, die durch die zündfolgeabhängigen Ansaugvorgänge der einzelnen Zylinder induziert werden, Abb. L.87. Diese Druckwellen führen je nach Ausprägung zu einer Bevorzugung bzw. Benachteiligung eines Zylinders und damit zu ungleichen Leistungsabgaben. Erschwert wird eine Behebung dieses Phänomens durch die Drehzahl-abhängigkeit der Druckschwingungen.

Bei Vergasermotoren ist noch zu beachten, dass die Belüftungsbohrungen der Schwimmerkammer ebenso innerhalb der Airbox münden, andernfalls kann die Druckdifferenz so groß werden, dass die Gemischzusammensetzung außerhalb der Zündgrenzen liegt.

Airboxen kommen auch vorteilhaft zum Einsatz, wenn ein Luftpengenbegrenzer vorgeschrieben ist, s. unten.

**Saugrohr Intake Manifold.** Der Querschnitt eines kreisförmigen Saugrohrs kann aus folgender Beziehung ermittelt werden [25]:

$$A_O = k_s \cdot P_{e,\max} \cdot \frac{4}{z}$$

$A_O$  Einzelrohrquerschnitt mit Kreisform,  $\text{mm}^2$

$k_s$  spezifischer Einzelrohrquerschnittsfaktor,  $\text{mm}^2/\text{kW}$ .

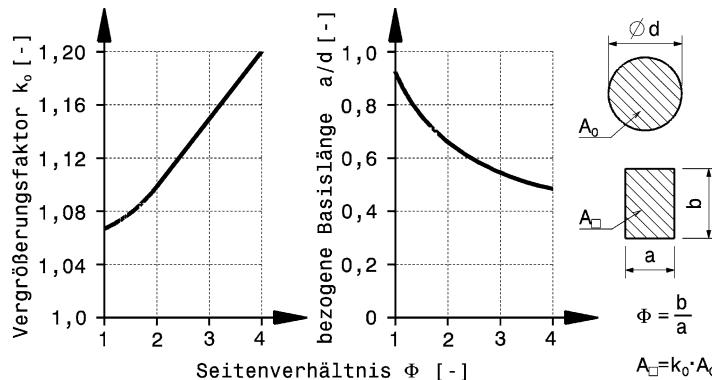
$k_s = 11 \text{ bis } 20 \text{ mm}^2/\text{kW}$ . Die obere Grenze gilt für Hochleistungsmotoren

$P_{e,\max}$  maximale effektive Motorleistung, kW

$z$  Anzahl der Zylinder, –

Der ideale Saugrohrquerschnitt ist die Kreisform. Wird der Querschnitt rechteckig ausgeführt, muss zur Kompensation der geänderten Reibungsverhältnisse die Fläche vergrößert werden. Aus den Bedingungen, dass sowohl Druckverlust als auch Luftmassendurchsatz gleich bleiben müssen, folgt für die Länge  $a$  des Rechtecks, Abb. L.88, bei einphasiger, turbulenter Gasströmung ( $2300 \leq \text{Re} \leq 10^5$ ) [25]:

$$a = \frac{d}{2} \left[ \frac{\pi^7 (1 + \Phi)^5}{\Phi^{12}} \right]^{1/19}$$



**Abb. L.88** Erforderliche Querschnittsvergrößerung bei Übergang von einem kreisförmigen auf einem rechteckförmigen Saugrohrquerschnitt, nach [25]. Aus dem Seitenverhältnis  $\Phi$  des Rechtecks folgt die nötige Zunahme des Rechteckquerschnitts  $A_0$  bzw. die Basislänge  $a$  des Rechtecks

- $a$  Basislänge des Einzelrohr-Rechteckquerschnitts, mm
- $d$  Durchmesser des Einzelrohr-Kreisquerschnitts, mm
- $\Phi$  Seitenverhältnis des Rechteckquerschnitts, -.  $\Phi = b/a$

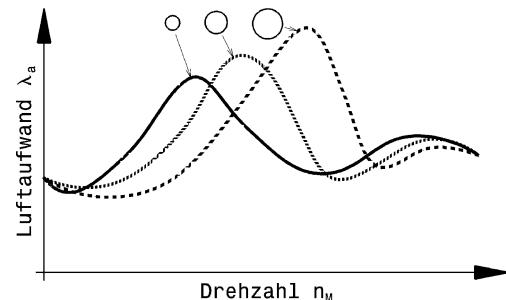
Die erforderliche Querschnittsvergrößerung bzw. die Basislänge des Rechtecks als Funktion des Seitenverhältnisses zeigt Abb. L.88 grafisch.

Die Saugrohrlänge folgt bei bekanntem Rohrquerschnitt aus dem erforderlichen Saugrohrvolumen. Das Volumen soll zur Ausnutzung gasdynamischer Effekte bei einem Saugmotor ca. das 1,5- bis 3-Fache des von ihm versorgten Hubraums sein [15]. Beim Saugrohr überlagern sich dieselben gegenteiligen gasdynamischen Effekte wie sie auch bei der Einlasskanalgestaltung abgewogen werden müssen, vgl. Abb. L.34. Mit steigendem Rohrdurchmesser verlagert sich das Maximum des Luftaufwands zu höheren Drehzahlen, Abb. L.89.

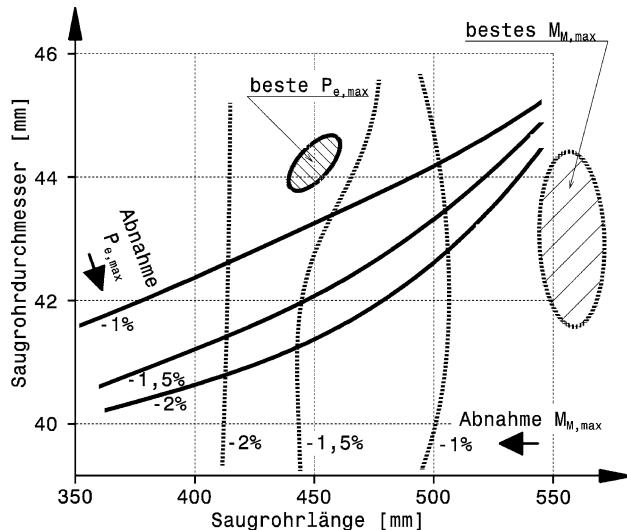
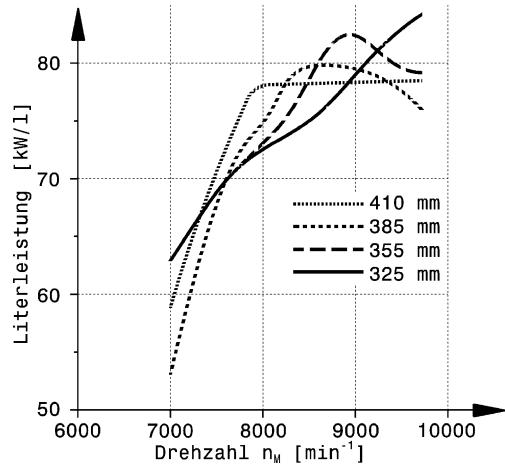
Ein langes Saugrohr führt zu hohem Luftaufwand bei niedrigen Drehzahlen, allerdings auch zu Leistungseinbußen wegen der damit verbundenen größeren Wandreibung. Umgekehrt liegt die Resonanz eines kurzen Saugrohrs bei hohen Drehzahlen und das wirkt sich in hohem Luftaufwand sowie kombiniert mit hoher Drehzahl in hoher Leistung aus, Abb. L.90

Die im Grunde allgemeingültigen resultierenden Ergebnisse des Einflusses von Saugrohränge und -durchmesser beschreibt Abb. L.91 für einen 2-l-Ottomotor.

**Abb. L.89** Luftaufwand als Funktion des Rohrdurchmessers. Das Maximum des Luftaufwands steigt mit dem Rohrdurchmesser, verlagert sich aber gleichzeitig zu hohen Drehzahlen

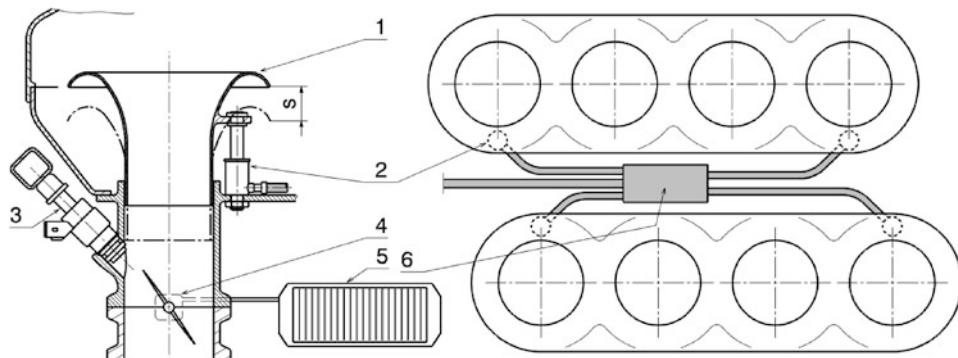


**Abb. L.90** Maximaleistung als Funktion der Saugrohrlänge, nach [15]. Die Maximaleistung ist auf den Hubraum bezogen

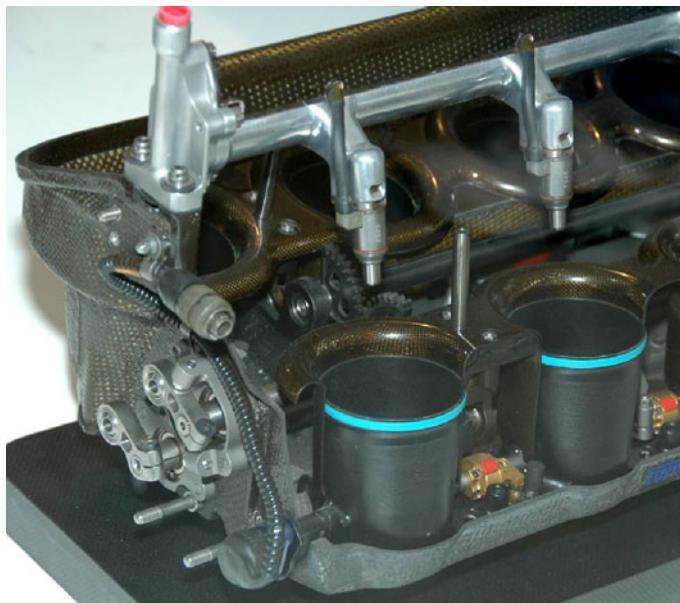


**Abb. L.91** Einfluss von Saugrohrdurchmesser und -länge auf maximales Drehmoment und Leistung, nach [23]. Rechenergebnisse für einen 2l-4-Ventil-Ottomotor. Die Bestwerte für die Maximaleistung  $P_{e,max}$  liefert ein Saugrohr mittlerer Länge (450 mm) und relativ großen Durchmessers (über 44 mm). Wird der Durchmesser verkleinert nimmt die Maximaleistung ab. Man erkennt auch, dass die Leistung gleich bleibt, wenn mit dem Durchmesser die Länge abnimmt. Lange Saugrohre (über 550 mm) ergeben Bestwerte des Maximalmoments bei mittleren Durchmessern (42 bis 44 mm). Mit der Länge nimmt auch das Maximalmoment ab

Für die Saugrohrlänge muss daher ein Kompromiss zwischen fülliger Leistungskurve und hoher Leistung bei Nenndrehzahl gefunden werden. Technisch ideal wäre natürlich ein Saugrohr mit veränderlicher Länge und Durchmesser. Dann ließen sich für jede Last und Drehzahl die optimalen Abmessungen einstellen. Zumindest für die variable Länge existieren zahlreiche Ausführungen. An Oberklasse-Serienfahrzeugen kommen Saugrohre mit mehrfach gestuften Längen zum Einsatz. In

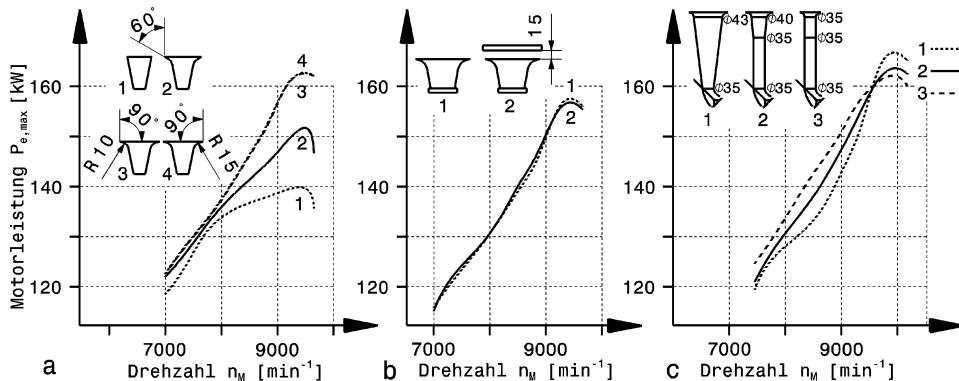


**Abb. L.92** Verstellbare Saugrohrlänge an einem 3,5-l-Formel-1-Saugmotor. Hydraulische Kolben (2) verstehen die Länge der Ansaugtrichter (1) und damit die Eigenfrequenz des Ansaugsystems. 1 Ansaugtrichter *intake trumpet*, 2 Hydraulikzylinder *hydraulic cylinder*, 3 Einspritzventil *injection valve*, 4 Drosselklappe mit Potentiometer *throttle with potentiometer*, 5 ECU (Motorsteuergerät) *ECU (engine control unit)*, 6 hydraulischer Verteiler *hydraulic distributor*



**Abb. L.93** Schaltaugrohr (Ferrari Formel 1 V10-Zylinder). Das Schnittmodell zeigt den Bereich des Saugrohrs, der die Drosselklappen aufnimmt. An diesem gleiten die Einlasstrichter auf und ab. Die Stellung der Trichter wird über die beiden links im Bild erkennbaren Hebel verändert. Die Drosselklappen werden über E-Gas angesteuert. Man beachte auch die Lage der Einspritzventile: Sie sind vor den Ansaugtrichtern angeordnet

der Formel 1 wurden stufenlos verstellbare Systeme angewandt, solange sie vom Reglement gestattet waren. Abbildung L.92 veranschaulicht die Funktion und Abb. L.93 präsentiert ein Schnittmodell.



**Abb. L.94** Versuchsergebnisse an einem Rennmotor, nach [15]. **a** Einlauf gerundet mit min. 0,25d bis 90° zu Saugrohrachse (4), **b** Luft strömt vorwiegend seitlich ein: Die Platte (2) stört erst, wenn die Ringspaltfläche kleiner als der Saugrohrquerschnitt wird, **c** Höchste, aber spitzeste Leistung mit Ausführung (1). Zylindrisches Saugrohr (3) ergibt günstigen, linearen Leistungsverlauf. Der Leistungsverlauf von Ausführung (2) liegt zwischen (1) und (3) und stellt einen brauchbaren Kompromiss dar

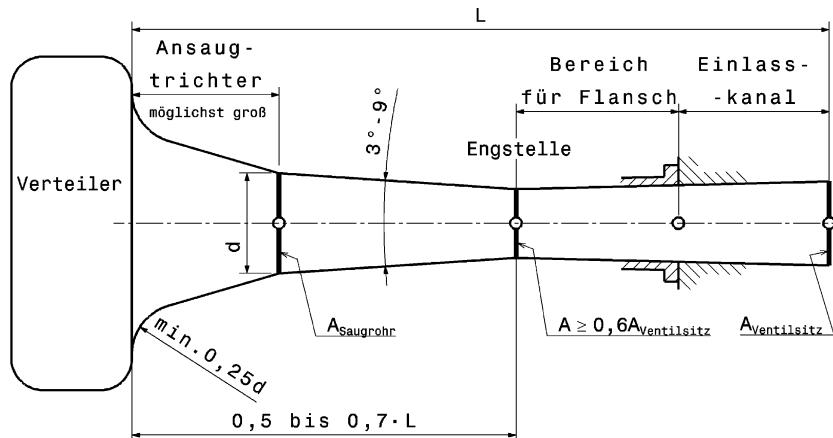
**Ansaugtrichtergestaltung.** Der Gestaltung des Ansaugtrichters kommt große Bedeutung zu, weil an dieser Stelle des Saugtrakts – abgesehen vom Luftfilter – die ersten Verluste entstehen können. Die Luft strömt überwiegend seitlich ein (Abb. L.94b), daher ist ein Ansaugtrichter mit einer Rundung, die mindestens 90° zur Trichterachse reicht füllungsfördernd. Der Rundungsradius soll mindestens 1/4 des mittleren Strömungsdurchmessers sein. Eine sinnvolle Kombination aus Kegel- und Zylinderstücken ergibt den brauchbarsten Leistungsverlauf, Abb. L.94c, Ausführung (2). Ein ausgeprägt trichterförmiges Saugrohr (1) bringt zwar die höchste Maximalleistung, allerdings ist der Verlauf sehr steil, d. h. man braucht ein eng abgestuftes Getriebe.

Den prinzipiellen Verlauf von Querschnitten für den Ansaugtrakt bei Sportmotoren zeigt Abb. L.95. Für eine Nenndrehzahl von 5500 bis 6000 min<sup>-1</sup> muss die Länge  $L$  etwa 400 mm betragen. Der Luftaufwand zwischen 3000 bis 6000 min<sup>-1</sup> kann noch weitergesteigert werden, wenn die Länge über 600 mm angehoben wird und der Ansaugtrichter vergrößert wird. Durch die Engstelle wird der Luftaufwand im Drehzahlbereich 3000 bis 5500 min<sup>-1</sup> angehoben. Soll der Luftaufwand über 5500 min<sup>-1</sup> höher sein, ist ein konstanter Querschnittsverlauf günstiger.

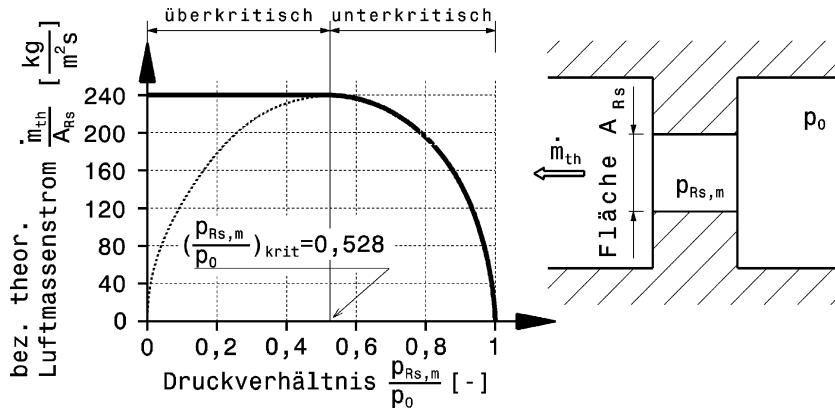
**Saugrohr mit Airrestrictor.** Ein Luftpengenbegrenzer ist eine vom Reglement vorgeschriebene Drossel im Saugtrakt, die dazu führt, dass nur eine bestimmte Luftmasse angesaugt werden kann und damit ist auch die Maximalleistung eines Verbrennungsmotors begrenzt. Bei gegebenen Randbedingungen wie Umgebungsdruck und Dichte der Umgebungsluft ist der maximal mögliche Luftmassenstrom durch die Fläche des engsten Querschnitts  $A_{Rs}$  bestimmt, Abb. L.96. Tritt Schallgeschwindigkeit im Drosselquerschnitt auf (kritisches Druckverhältnis), ist der maximale Durchsatz erreicht:

$$\dot{m}_{th,max} = 240 A_{Rs}$$

$\dot{m}_{th,max}$  maximaler, theoretischer Luftmassenstrom, kg/s  
 $A_{Rs}$  Restriktorquerschnitt, m<sup>2</sup>



**Abb. L.95** Ansaugtrakt von Sportmotoren, schematisch. Der Saugtrakt besteht aus Verteilvolumen oder Airbox, Ansaugtrichter, Saugrohr und Einlasskanal im Zylinderkopf. Der Querschnitt  $A$  nimmt zunächst bis zu einer Engstelle ab und vergrößert sich ab da wieder etwas bis zur Mündung im Brennraum



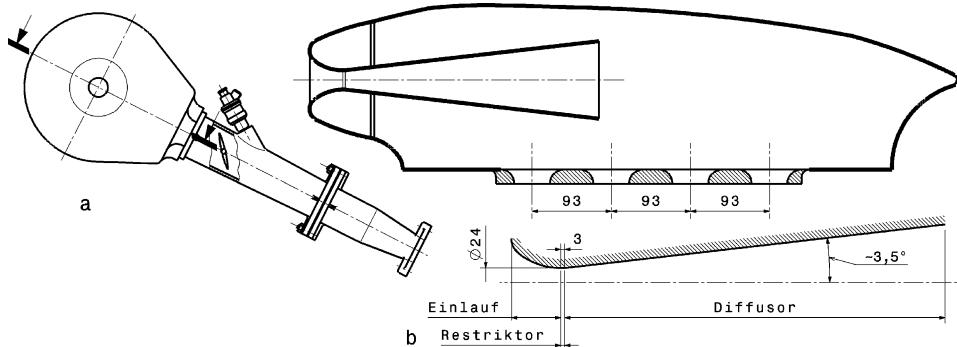
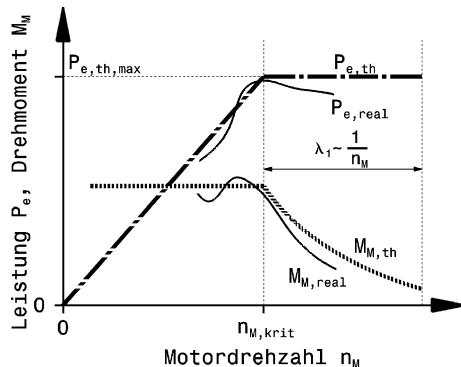
**Abb. L.96** Theoretischer Luftmassenstrom durch eine Drosselstelle, nach [11]. Wird das Druckverhältnis abgesenkt, steigt erwartungsgemäß der Luftmassenstrom. Allerdings nur bis zum kritischen Verhältnis. Ab diesem Punkt steigert eine weitere Druckabsenkung den Massenstrom nicht mehr.  $p_{RS,m}$  mittlerer Druck in der Drosselstelle,  $p_0$  Umgebungsdruck. Randbedingungen:  $p_0 = 1,013$  bar,  $T_0 = 293,15$  K,  $R_L = 287,04$  J/(kg K)

Basierend auf (L.1) mit (L.3) bzw. (L.4) kann die maximale Motorleistung auch angeschrieben werden als:

$$P_{e,th,max} = \eta_e \cdot \dot{m}_{th,max} \cdot \frac{H_u}{\lambda \cdot L_{min}},$$

also:  $P_{e,th,max} \propto \dot{m}_{th,max}$  mit:  $\dot{m}_{th} = i \cdot \lambda_a \cdot n_M \cdot z \cdot V_h \cdot \rho_L$  (L.8)

**Abb. L.97** Drehmoment und Leistung eines idealen und eines realen Motors mit Luftbegrenzer, nach [11]. Der ideale Motor weist konstanten Liefergrad und effektiven Wirkungsgrad auf. Die Leistung des idealen Motors  $P_{e,th}$  ist direkt proportional der angesaugten Luftmasse und damit der Drehzahl. Ab der kritischen Drehzahl  $n_{M,krit}$  nimmt der Liefergrad  $\lambda_1$  indirekt proportional mit der Drehzahl ab



**Abb. L.98** Ausführung einer Airbox mit Restriktor (Opel Formel 3 2 l), nach [11]. a Bauteil, b Gestaltung der Restriktorumgebung

Aus (L.1) folgt damit auch die kritische Drehzahl, bei der diese Maximalleistung auftritt, d. h. die Zylinderfüllung entspricht genau dem maximalen Luftmassenstrom:

$$n_{M,krit} = 60.000 \frac{\dot{m}_{th,max}}{i \cdot z \cdot V_h \cdot \lambda_a \cdot \rho_L}$$

$n_{M,krit}$  Motordrehzahl, bei der die Maximalleistung mit Restriktor erreicht wird,  $\text{min}^{-1}$

$V_h$  Hubvolumen eines Zylinders, l

$\rho_L$  Dichte der Luft,  $\text{kg/m}^3$

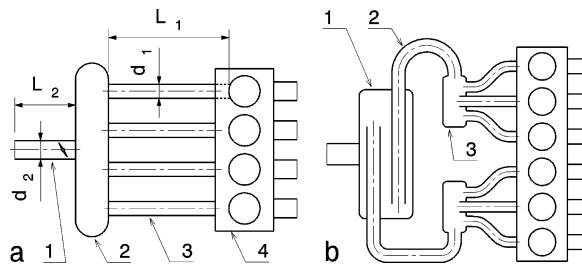
Oberhalb dieser kritischen Drehzahl kann die Motorleistung nicht weiter gesteigert werden, weil der Luftdurchsatz nicht weiter gesteigert werden kann. Abbildung L.97 gibt diese Beziehungen für den idealen und für einen realen Motor grafisch wieder.

Ist reglementbedingt ein Luftmengenbegrenzer vorgeschrieben, wird der Einlauf als Laval-Düse ausgeführt mit dem Restriktor als kleinstem Durchmesser, Abb. L.98. Die Airbox ist in Fahrtrichtung ausgerichtet und enthält beim Lufteintritt den Restriktor. Der Einlauf ist trichterförmig gestaltet und gut verrundet. Der eigentliche Restriktor muss bei diesem Fahrzeug bei einem Durchmesser von 24 mm 3 mm lang sein. Daran schließt ein Diffusor an, der einen kleinen Öffnungswinkel aufweist, damit die Strömung nicht ablöst. Die Anordnung einer solchen Airbox mit Restriktor im Fahrzeug ist in Abb. L.99 zu sehen.

**Abb. L.99** Airbox mit Restriktor an einem Formelwagen (Dallara STV2000). Durch den Restriktor werden alle vier Zylinder des Reihenmotors mit Luft versorgt. Der Restriktor besteht aus Leichtmetall und ist in die faserverstärkte Kunststoff-Airbox eingeschweißt

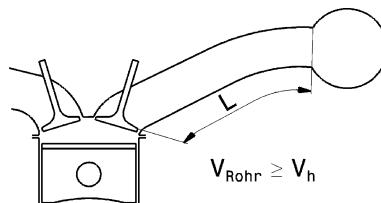


**Abb. L.100** Schema der dynamischen Aufladeverfahren.  
**a** Schwingrohraufladung, 1 Luftzuführrohr, 2 Verteilvolumen, 3 Schwingrohr, 4 Motor.  
**b** Resonanzrohraufladung, 1 Ausgleichsvolumen, 2 Resonanzrohr, 3 Resonanzbehälter

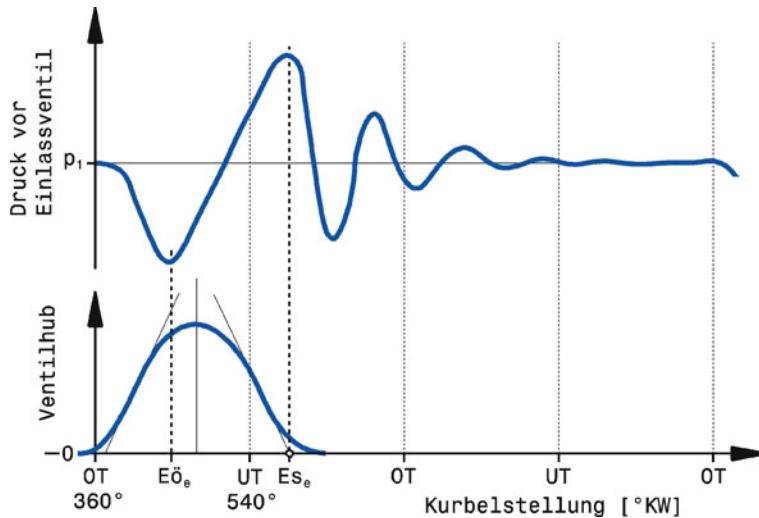


**Aufladung Supercharging.** Zur Steigerung des Luftaufwands mit reinen gasdynamischen Effekten (dynamische Aufladung) werden grundsätzlich zwei Arten eingesetzt, die Schwingrohr- und die Resonanzrohraufladung, Abb. L.100.

**Schwingrohraufladung Ram Pipe Supercharging.** Der Schwingrohreffekt beruht auf der durch den abwärts gehenden Kolben ausgelösten Unterdruckwelle, die im Ansaugrohr entgegen der Strömungsrichtung zum Sammelbehälter läuft und dort am offenen Rohrende reflektiert wird. Die auf diese Weise entstehende Überdruckwelle erhöht die Zylinderfüllung durch Anhebung des Druckgefälles über dem Einlassventil. Kurz vor dem Schließen der Einlassventile bei aufwärts gehendem Kolben ist dieser Effekt besonders wirkungsvoll. Hier wird bei vorliegender Druckwelle das Ausschieben von Frischladung vom Brennraum in das Saugrohr verhindert, Abb. L.101.



**Abb. L.101** Erklärung des Schwingsaugrohrs. Energiebilanz: Die Saugarbeit des Kolbens wird in kinetische Energie der Gassäule vor dem Einlassventil und diese in Verdichtungsarbeit der Frischladung umgewandelt. Die Länge  $L$  der Gassäule reicht vom Ventil bis zum Ansaugtrichter (Querschnittssprung)



**Abb. L.102** Charakteristischer Druckverlauf vor dem Einlassventil [55]. Das Diagramm zeigt den Druckverlauf im Einlasskanal eines Pkw-Motors. Zusätzlich ist die Ventilerhebungskurve des dazugehörigen Einlassventils eingezeichnet. Das Druckminimum tritt beim Kurbelwinkel  $E\ddot{o}_e$  auf. Das Maximum der reflektierten Druckwelle fällt beim Winkel  $Es_e$  mit dem Schließen des Einlassventils zusammen.

Die optimale Schwingrohrlänge folgt daher aus der effektiven Einlassdauer, innerhalb der die Druckwelle das Rohr zweimal (hin und zurück) durchlaufen muss:

$$L_1 = 30\Phi_L \frac{c_s}{n_M}$$

$$\Phi_L = \frac{Es_e - E\ddot{o}_e}{360^\circ \text{KW}}$$

$L_1$  Schwingrohrlänge für Drehzahl  $n_M$ , m

$\Phi_L$  Verhältnis der effektiven Einlassdauer ( $E\ddot{o}_e$  bis  $Es_e$ ) zu einer Kurbelwellendrehung.  $E\ddot{o}_e$  liegt bei ca.  $80^\circ \text{KW}$  nach OT,  $Es_e$  bei etwa  $1/10$  des Ventilhubs [55].

Bei Serienmotoren ist  $\Phi_L$  ca.  $1/3$  bis  $1/2$ , bei Rennmotoren um 1 (vgl. auch Abb. L.51).

$c_s$  Schallgeschwindigkeit, m/s

$n_M$  Motordrehzahl, bei der Aufladeeffekt auftritt, min<sup>-1</sup>

Eine genauere Aussage zur Abstimmung des Saugrohres mit akustischer Modellvorstellung liefert die Betrachtung des Druckverlaufs vor dem Einlassventil (Abb. L.102) und der bekannten Helmholtz-Gleichung (Einströmungsvorgang in Behälter).

Nach [55] liegt der Wert von  $E\ddot{o}_e$  etwa bei  $80^\circ \text{KW}$  nach OT.  $Es_e$  ist der Schnittpunkt der Wendetangente der Ventilerhebungskurve mit der Abszisse. Näherungsweise kann auch der Winkelwert bei  $1/10$  des Ventilhubs herangezogen werden.

Die optimale Länge  $L_1$  eines Schwingrohres für eine bestimmte Drehzahl  $n_M$  kann nun mit folgendem Ausdruck errechnet werden:

$$L_1 = \left[ \frac{60}{n_M - n_{\text{corr}}} \cdot \frac{Es_e - E\ddot{o}_e}{360^\circ} \cdot k \cdot \frac{c_s}{\pi} \right]^2 \cdot \frac{A_1}{V_h}$$

$n_{\text{corr}}$	Korrekturdrehzahl, $\text{min}^{-1}$ . $n_{\text{corr}} = 0 \text{ min}^{-1}$ für offene Schwingsaugrohre. $n_{\text{corr}} = 250 \text{ min}^{-1}$ für vollständige Sauganlagen wie in Abb. L.100.
$E_{\text{s}}, E_{\text{o}}$	Kurbelwinkel bei effektivem Ventilschließen bzw. -öffnen, $^{\circ}\text{KW}$
$k$	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Helmholtz-Gleichung und der Effektivwerte von $A_1, L_1$ und $V_h$ , $-$ . $k = 0,81$
$A_1$	Schwingrohrquerschnitt, $\text{m}^2$ . Bei Kreisform gilt: $A_1 = d_1^2 \pi / 4$ .
$V_h$	Zylinderhubvolumen, $\text{m}^3$

Schallgeschwindigkeit  $c_s$ :

$$c_s = 20,02 \sqrt{T_1}$$

$T_1$  absolute Temperatur der Luft im Schwingrohr, K

Dieser Aufladeeffekt durch Druckschwingungen im Schwingrohr lässt sich auch bei fremdaufgeladenen Motoren beobachten [56].

**Resonanzaufladung Resonance Induction.** Bei diesem Prinzip wird die Eigenfrequenz eines Behälter-Rohr-Systems auf die gewünschte Motordrehzahl abgestimmt. Besonders wirkungsvoll kann dieses Verfahren mit mehreren Zylindern, die gleiche Zündabstände haben, eingesetzt werden. Dabei werden Gruppen von Zylindern über kurze Schwingrohre mit einem Resonanzbehälter verbunden. Dieser Behälter wirkt zusammen mit einem Resonanzrohr als Helmholtz-Resonator gegenüber der Atmosphäre bzw. einem Ausgleichsvolumen. Die Resonanzdrehzahl für einen Zylinder ist [26]:

$$n_M = \frac{15 \cdot c_s}{\pi} \sqrt{\frac{A_1}{L_1 \cdot (V_c + 0,5 \cdot V_h)}}$$

$n_M$  Drehzahl, bei der Resonanz im Saugsystem auftritt,  $\text{min}^{-1}$

$A_1$  Querschnittsfläche Saugrohr,  $\text{m}^2$

$L_1$  Resonanzrohrlänge, m

$V_c$  Kompressionsvolumen,  $\text{m}^3$

$V_h$  Hubvolumen,  $\text{m}^3$

**Verdichter Compressor.** Neben der dynamischen Aufladung gibt es noch die Möglichkeit einen Verdichter im Saugtrakt einzubauen, der den Luftaufwand wesentlich steigert. Bei der Betrachtung prinzipieller Möglichkeiten einer Leistungssteigerung liefert (L.3) mit (L.4) die Erkenntnis, dass eine Steigerung der Luftdichte im selben Ausmaß die Leistung eines Motors erhöht. Die Dichte der Luft wird von einem Lader in folgendem Ausmaß erhöht:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_L \cdot T_2} \quad (\text{L.9})$$

$\rho_2$  Dichte der Luft nach dem Verdichter,  $\text{kg/m}^3$

$p_2$  Ladedruck, Pa;  $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$

$R_L$  spezifische Gaskonstante der Luft.  $R_L = 287 \text{ J}/(\text{kg K})$

$T_2$  absolute Temperatur nach dem Verdichter, K;  $x ^\circ\text{C} = (273,15 + x) \text{ K}$

Man kann sich auch umgekehrt vorstellen, dass durch den Verdichter so viel Luft in den Zylinder gelangt, wie es ein Saugmotor nur mit  $x$ -fachem Hubraum schaffen würde. Der Faktor  $x$  folgt dabei aus dem einfachen (tatsächlich sind die Verhältnisse wegen Rückkühlung etc. komplizierter) Vergleich der Energiemengen:

$$p_1 \cdot V_1 = \text{const.} = p_2 \cdot V_2$$

$$\rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2} = x$$

- $V_1$  Hubraum des Saugmotors  
 $V_2$  Hubraum des aufgeladenen Motors  
 $p_1$  Druck im Saugrohr  
 $x$  Verhältnis der Hubräume

Baut der Verdichter beispielsweise ein Ladedruckverhältnis  $p_2/p_1$  von 2 auf, so entspricht das grob einer Hubraumvergrößerung des Saugmotors um das Doppelte.

Eine genauere Aussage für gleich bleibenden Hubraum liefert die erwähnte Erweiterung des Ausdrucks für den effektiven Mitteldruck, (L.3), mit (L.4):

$$p_{m,e} = \eta_e \cdot \lambda_a \cdot \rho_L \cdot \frac{H_u}{\lambda \cdot L_{min}}$$

Der effektive Mitteldruck ist also der Luftdichte  $\rho_L$  proportional. Eine Verdichtung erhöht die Dichte und steigert so im selben Ausmaß die Leistung des Motors. Geht man von einer polytropen Verdichtung aus und setzt die Mitteldrücke vom aufgeladenen Motor zum Saugmotor ins Verhältnis, liefert das einen Ausdruck für den Einfluss das Ladedrucks:

$$\frac{p_{m,e,T}}{p_{m,e,N}} = \frac{\rho_{L,t}}{\rho_{L,n}} = \frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (\text{L.10})$$

- $p_{m,e,T}$  effektiver Mitteldruck des aufgeladenen Motors, bar  
 $p_{m,e,N}$  effektiver Mitteldruck des Saugmotors, bar  
 $p_2/p_1$  Ladedruckverhältnis, –  
     Indizes 1, 2 siehe auch Abb. L.105  
 $n$  Polytropenexponent, –. Für Verdichter von Fahrzeugmotoren ist  $n = 1,52$  bis  $1,62$

Die tatsächliche Leistungssteigerung bei einem Ladedruckverhältnis  $p_2/p_1$  von 2 liegt somit im Bereich vom 1,53- bis 1,58-fachen. Eine weitere Steigerung lässt sich darüber hinaus durch Rückkühlung der verdichteten Luft erzielen. Wird diese durch Ladeluftkühlung z. B. auf  $40^\circ\text{C}$  ( $= 313,15\text{ K}$ ) zurückgekühlt, beträgt die Dichtesteigerung ausgehend von  $20^\circ\text{C}$  nach (L.9) und damit die Leistungssteigerung 1,87.

Aufgeladene Motoren bieten den Vorteil, dass bei gleicher Leistung kleinere Hubräume und damit Motoren mit kleineren Abmessungen sowie geringerer Masse eingesetzt werden können (*Downsizing*). Das schlägt sich in einem günstigeren Packaging im Fahrzeug und geringerer Motorreibung nieder. Im Vergleich zum leistungsgleichen Sauger kann der aufgeladene Motor alternativ zur Hubraumänderung auch mit geringerer Drehzahl betrieben werden, was ebenfalls günstig für den mechanischen Wirkungsgrad ist (vgl. Abb. L.17). Im Allgemeinen wird als Kompromiss eine Kombination aus beiden Alternativen gebildet.

Je nachdem wie der Verdichter angetrieben wird, unterscheidet man mechanische und Abgasturboaufladung.

**Mechanische Aufladung Mechanical Boost.** Der Lader wird über Zahnräder oder Riementriebe direkt von der Kurbelwelle angetrieben. Der Wirkungsgrad des Motors verschlechtert sich zwar dadurch, sein Mitteldruck steigt aber. Im Vergleich zu einem leistungsgleichen Saugmotor weist der aufgeladene geringere mechanische und thermische Verluste auf und bilanziert somit unter dem Strich mit einem besseren Wirkungsgrad. Als Lader werden meist Roots-Gebläse, Schraubenverdichter oder Spirallader verbaut. Seltener werden Radialverdichter mechanisch von der Kurbelwelle angetrieben. Bei geringen Zylinderzahlen ( $\leq 3$ ) kann die Standfestigkeit des mechanischen Antriebs wegen der Drehungleichförmigkeit des Motors zum Problem werden. Abhilfe schaffte ein elastisches Zwischenglied zur Schwingungsentkopplung.

- Vorteile:
- Relativ einfache Ladegeräte auf der kalten Motorseite
  - verzögerungsfreies Ansprechen auf Laständerungen.

- Nachteile:
- erhöhter Kraftstoffverbrauch
  - Lader nicht beliebig am Motor platzierbar wegen Laderantrieb.

**Abgasturboaufladung Exhaust-Gas Turbocharging.** Bei der Abgasturboaufladung wird ein Radialverdichter von einer Turbine im Abgasstrang angetrieben. Motor und Verdichter sind also nur thermodynamisch gekoppelt. Die Turbine nutzt einen Teil der Abgasenergie, der sonst an die Umgebung abgeführt wird und den Hubkolbenmotor wegen des Kurbeltriebs nicht nutzen kann (unvollständige Dehnung).

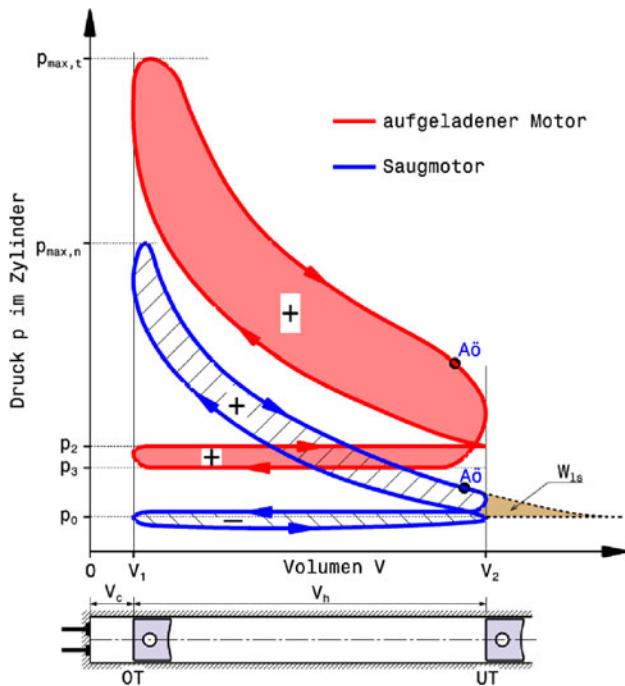
- Vorteile:
- erhebliche Steigerung der Literleistung
  - fülligerer Drehmomentverlauf
  - geringerer Kraftstoffverbrauch im Vergleich zu leistungsgleichem Sauger.

- Nachteile:
- Lader wird im heißen Abgasbereich eingebaut
  - geringes Grunddrehmoment bei niedrigen Motordrehzahlen
  - verzögertes Lastaufnahmeverhalten (Turboloch *turbo lag*).

Bei Serienfahrzeugen hat sich in den letzten Jahren der Trend etabliert bei gleicher oder höherer Leistung den Hubraum zu verkleinern um den Kraftstoffverbrauch zu senken. Dies erfolgt in erster Linie durch Hochaufladung des Motors. Einige Rennserien haben diese Entwicklung aufgegriffen und ihr Reglement entsprechend angepasst. So werden ab 2014 in der Formel 1 turboaufgeladene V6-Motoren mit 1,6 l Hubraum anstelle der 2,4-l-V8-Saugmotoren für den Hauptantrieb sorgen (als weiterer Antrieb kann kurzzeitig ein KERS-System dienen, siehe Abschn. M.8 Hybridantrieb). Außerdem wird der maximale Kraftstoffverbrauch auf 100 kg/h limitiert.

Im Indikatordiagramm (Zylinderdruck über Volumen) wird die Wirkung einer Aufladung ersichtlich, Abb. L.103. Eine durchgehende Kurve stellt das gesamte Arbeitsspiel eines 4-Takt-Motors dar. Pfeile verdeutlichen den Umfahrungssinn des Kreisprozesses. Der Saugmotor erzeugt beim Ansaugen (Kolben bei OT) einen leichten Unterdruck gegenüber der Atmosphäre  $p_0$  und verdichtet bei der folgenden Aufwärtsbewegung des Kolbens bis zum Erreichen des oberen Totpunkts (OT). Durch die Verbrennung steigt der Druck darüber hinaus bis zum Verbrennungsspitzen druck  $p_{\max,n}$  an. Der Kolben wird durch den Druck in Richtung unterer Totpunkt (UT) verschoben und der Zylinderdruck fällt durch das Ende der Verbrennung und die Volumenzunahme ab. Beim Öffnen des Auslassventils (Aö) hat sich das Gas aber noch nicht bis zum Umgebungsdruck  $p_0$  entspannt und das Abgas tritt mit einem Überdruck gegenüber der Umgebung aus. Der Kreislauf ist abgeschlossen und der Prozess beginnt von vorne. Man erkennt eine dreiecksförmige Fläche, die bei der Entspannung des Abgases bis zum Umgebungsdruck nutzbar wäre. Diese Abgasenergie  $W_{ls}$  geht bei einem herkömmlichen Kurbeltrieb aber verloren (Verlust durch unvollständige Dehnung). Durch eine Abgasturbine kann die Abgasenergie jedoch zum Teil dem Kreisprozess zugeführt werden.

Beim aufgeladenen Motor liegt das Druckniveau des Kreisprozesses höher. Der Verdichter stellt für den Einlassstakt einen Ladedruck  $p_2$  zur Verfügung, der über dem Umgebungsdruck  $p_0$  liegt. Die anschließende Hochdruckschleife unterscheidet sich im Grunde von jener des Saugmotors nur durch das höher liegende Druckniveau und die eingeschlossene Fläche. Auch der Verbrennungsspitzen druck  $p_{\max,t}$  liegt deutlich höher als beim Saugmotor. Nach dem Öffnen des Auslassventils (Aö) gelangt das Abgas zur Turbine. Die Turbine wird mit dem Abgasgegendruck  $p_3$  beaufschlagt. Liegt dieser unterhalb des Ladedrucks  $p_2$  (positives Spülgefälle, wie im Diagramm) so leistet der Kolben



**Abb. L.103** pV-Diagramm mit und ohne Aufladung. Aö Auslassventil öffnet,  $p_0$  Umgebungsdruck (Atmosphärendruck),  $p_2$  Ladedruck,  $p_3$  Abgasgegendruck,  $p_{max,n}$  Verbrennungsspitzendruck Saugmotor,  $p_{max,t}$  Verbrennungsspitzendruck aufgeladener Motor,  $W_{1s}$  Verlustarbeit durch unvollständige Dehnung (Abgasenergie),  $V_1 = V_c$  Kompressionsvolumen,  $V_2/V_1$  Verdichtungsverhältnis,  $V_h$  Hubvolumen,  $V_h = V_2 - V_1$ . Im Uhrzeigersinn umfahrene Flächen stellen Nutzarbeit (+) dar. Flächen, die gegen den Uhrzeigersinn eingeschlossen werden, gehen als Verlustarbeit (-) in die Gesamtbilanz ein, so z. B. die Ladungswechselschleife beim Saugmotor. Für einen einfacheren Vergleich sind beide Kompressionsvolumina  $V_1$  gleich groß dargestellt. Tatsächlich würde beim aufgeladenen Motor mit gleichem Hubraum ein größeres Kompressionsvolumen erforderlich, damit die effektive Verdichtung nicht zu groß wird

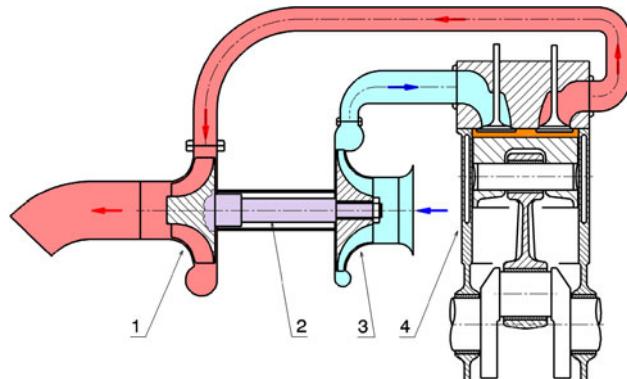
auch beim Ladungswchsel positive Arbeit. Durch die Verbindung Abgasturbine mit Verdichter wird somit ein Teil der sonst verlorenen Abgasenergie für den Kreisprozess genutzt. Ein negatives Spülgefälle ( $p_2 < p_3$ ) ist zu vermeiden. Hohe Restgasanteile vermindern in dem Fall die Zylinderfüllung mit Frischgas und wirken so leistungssenkend und heben den Kraftstoffverbrauch.

Das Funktionsprinzip der Abgasturboaufladung skizziert Abb. L.104. Die Frischluft wird vom Verdichter (3) angesaugt, verdichtet und dem Brennraum des Motors (4) zugeführt. Das Abgas aus dem Brennraum besteht aus der Luftmasse plus der Brennstoffmasse und speist die Turbine (1), die über eine Verbindungsstange (2) direkt den Verdichter antreibt. Nach dem Entspannen in der Turbine strömt das Abgas ins Freie.

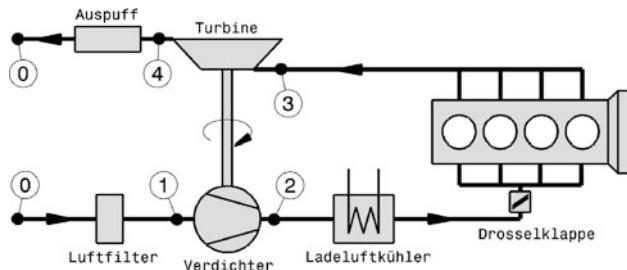
Ein Schema einer Abgasturboaufladung mit den wichtigsten Zustandsbezeichnungen ist in Abb. L.105 dargestellt. Die Bezeichnungen werden bei Formelzeichen als Index angeführt, z. B.  $p_1$ ,  $T_1$  usw.

Auch wenn der Abgasturbolader nicht mechanisch mit dem Motor gekoppelt ist, die beiden Strömungsmaschinen sind miteinander verbunden. Die Turbinenleistung und die Verdichterleistung sind im stationären Betrieb gleich (Freilaufbedingung). Für einen hohen Gesamtwirkungsgrad muss somit die Turbine auf den Verdichter abgestimmt werden. Meist wird ein Betriebspunkt im Verdichterkenn-

**Abb. L.104** Prinzip der Abgas-turboaufladung. 1 Turbine *turbine*, 2 Verbindungs-welle *connecting shaft*, 3 Verdichter *compressor*, 4 Motor *engine*. Die Verbin-dungswelle mitsamt montiertem Verdichter- und Turbinenrad heißt Laufzeug



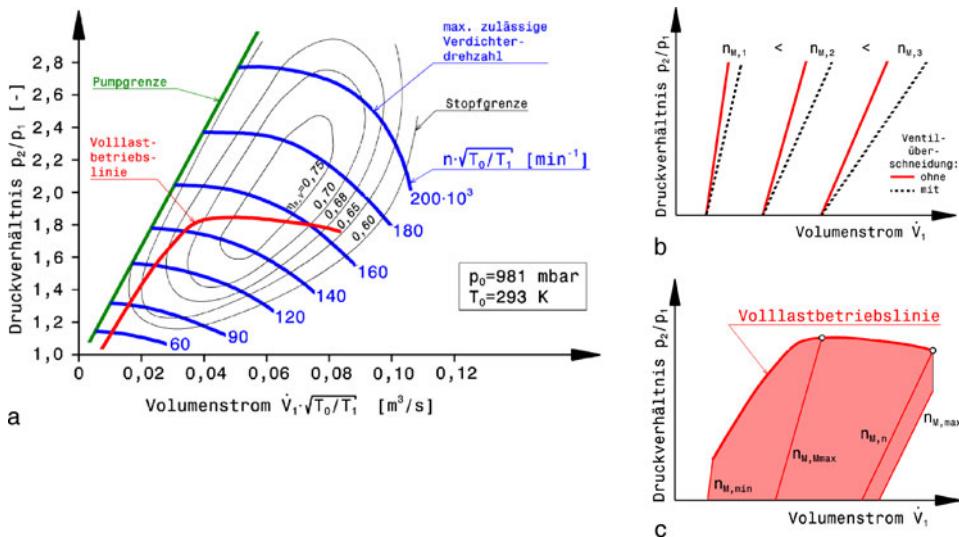
**Abb. L.105** Schema einer Ab-gasturboaufladung. Indizes für Zustandsbezeichnungen von Luft bzw. Abgas: 0 Umgebungszustand, 1, 2 Zustand vor bzw. nach Ver-dichter, 3, 4 Zustand vor bzw. nach Turbine



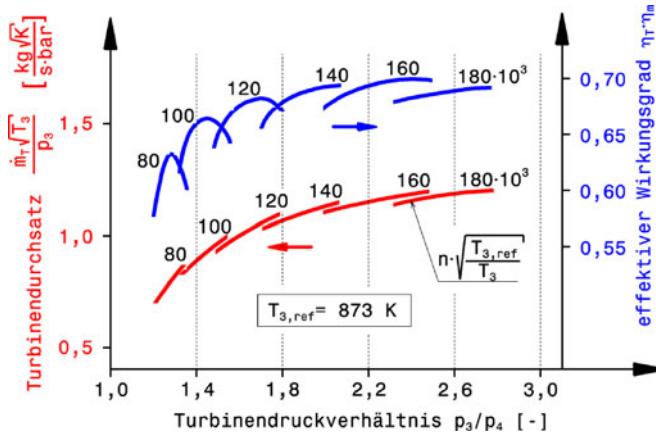
feld gewählt. Daraus folgt eine bestimmte Drehzahl des Laufzeugs. Der Turbinenraddurchmesser wird so ausgeführt, dass die Turbine bei dieser Drehzahl mit höchsten Wirkungsgraden arbeitet. Die Abstimmung erfolgt mithilfe von Kennfeldern. Diese stellen den Gas-Durchsatz über dem Druckverhältnis dar. Damit diese Diagramme allgemeingültig, also unabhängig von Eintrittstemperatur und Eintrittsdruck, eingesetzt werden können, werden die Größen normiert, d. h. mit Bezugsgrößen (Referenzwerten) in ein Verhältnis gesetzt. Die Abb. L.106 und L.107 zeigen beispielhaft je ein Kennfeld für einen Verdichter und eine Turbine.

Der nutzbare Kennfeldbereich eines Verdichters wird eingerahmt von der Pumpgrenze, der Maximaldrehzahl und der Stopfgrenze, Abb L.106. Bei zu kleinen Volumenströmen und zu großen Druckverhältnissen strömt die Luft rückwärts durch den Verdichter bis sich wieder ein stabiles Druckverhältnis einstellt und die Luft wieder zum Verdichteraustritt befördert wird. Der dadurch vergrößerte Ladedruck lässt die Strömung wieder von den Verdichterschaufeln lösen und der Vorgang wiederholt sich. Das periodische Geräusch gibt dieser Erscheinung den Namen „Pumpen“. Wenn die Luft am Verdichtereintritt Schallgeschwindigkeit erreicht hat, ist keine weitere Steigerung des Massendurchsatzes mehr möglich: Die Stopfgrenze ist erreicht. Die Maximaldrehzahl des Laufzeugs wird von der Festigkeit der Laufschaufeln diktiert.

Das Durchsatzverhalten eines 4-Taktmotors ist im Abb. L.106b als so genannte Schlucklinien aufgetragen. Der Durchsatz eines Hubkolbenmotors ist als Volumenverdrängermaschine in erster Linie von der Motordrehzahl abhängig (vgl. (L.8)). Mit steigender Drehzahl wird mehr Volumen durchgesetzt. Bei konstanter Motordrehzahl  $n_M$  steigt der Volumenstrom  $\dot{V}_l$  mit zunehmendem Druckverhältnis nur schwach und linear an. Im Verdichterkennfeld lässt sich so die Abstimmung des Verdichters mit dem Motor eintragen. Im Beispiel ist eine Volllastschlucklinie eingetragen. Beginnend bei geringen Motordrehzahlen fährt der Verdichter nahe der Pumpgrenze hoch und ab dem Erreichen eines bestimmten Ladedrucks wird dieser von einem Regelsystem konstant gehalten. Die



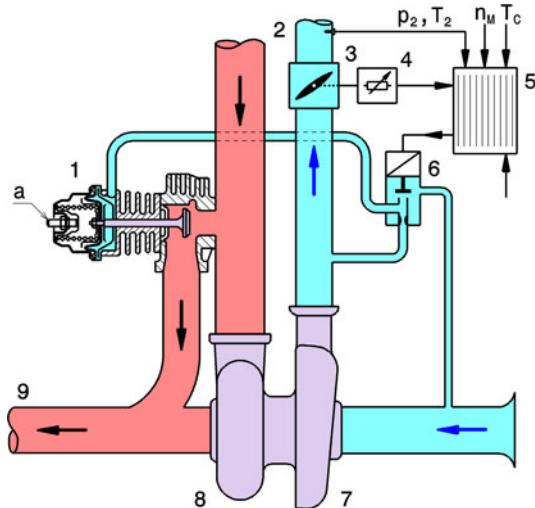
**Abb. L.106** Verdichterkennfeld mit Motorbetriebslinie [48]. a) Verdichterkennfeld mit Vollastbetriebslinie. Der Verlauf der Vollastbetriebslinie des Motors ergibt sich durch die Regelung des Turboladers. Bei Erreichen eines bestimmten Ladedrucks wird ein Teil der Abgasmenge an der Turbine vorbei geleitet und der Ladedruck bleibt annähernd konstant.  $\eta_{s,v}$  isentroper Verdichterwirkungsgrad, b) Schlucklinien eines 4-Taktmotors bei unterschiedlichen Motordrehzahlen  $n_M$ . c) Motorbetriebsbereich.  $n_{M,\min}$  niedrigste Vollastdrehzahl,  $n_{M,\max}$  Drehzahl bei maximalem Drehmoment,  $n_{M,n}$  Drehzahl bei Nennleistung,  $n_{M,max}$  Höchstdrehzahl



**Abb. L.107** Turbinenkennfeld eines Abgasturboladers [48]. Die über Temperaturen normierte Turbinendrehzahl  $n$  ist in  $[\text{min}^{-1}]$  angegeben. Je höher das Druckverhältnis ist, desto größer ist der Turbinendurchsatz und ihre Drehzahl. Die größten Wirkungsgrade werden bei den höchsten Drehzahlen erreicht. Indizes: T Turbine, 3 vor Turbine, 4 nach Turbine, ref Referenzwert

Vollastbetriebslinie verläuft bei höheren Motordrehzahlen im Bereich hoher Verdichterwirkungsgrade. Mit der Vollastlinie wird der gesamte Motorbetriebsbereich im Verdichterkennfeld erkennbar: An der Vollast liegen die Betriebspunkte auf und in der Teillast unterhalb der eingetragenen Betriebslinie.

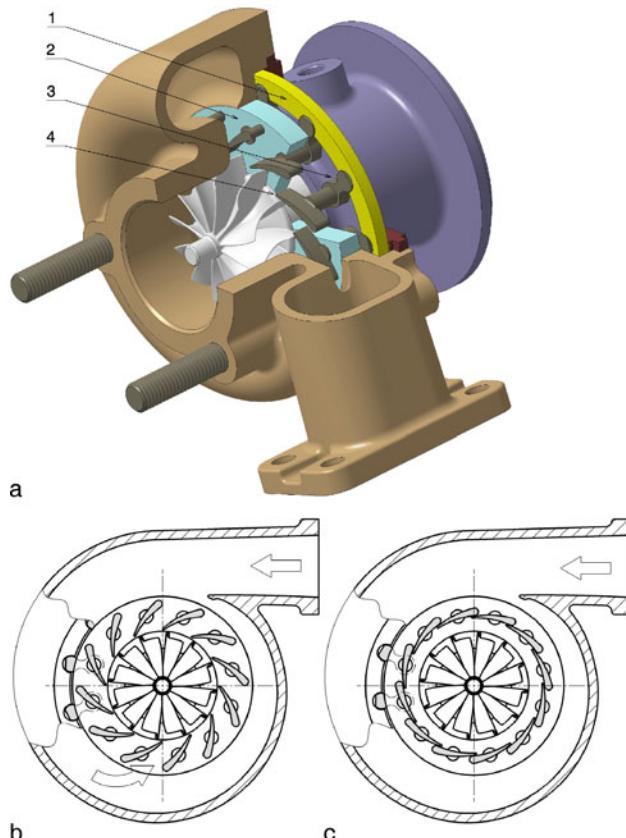
**Abb. L.108** Elektronische Ladendruckregelung. 1 Abblasventil *wastegate*, a Einstellung Feder-vorspannung *adjustment spring preload*, 2 zum Motor *to engine*, 3 Drosselklappe *throttle*, 4 Potentiometer *potentiometer*, 5 Motorsteuergerät *engine ECU*, 6 Taktventil *triggered valve*, 7 Verdichter *compressor*, 8 Turbine *turbine*, 9 Abgasanlage *exhaust*



**Regelung.** Die Turbine wird so ausgelegt, dass bereits bei geringen Lasten und Motordrehzahlen genügend Ladedruck zur Verfügung steht. Sie wird also an einen kleineren Abgasstrom angepasst und nicht an den maximalen Abgassatz des Motors. Durch die geringe Größe weist sie ein geringes Massenträgheitsmoment auf und beschleunigt schneller, sie spricht also bei Laständerungen rascher an. Bei hohen Motordrehzahlen würde das aber zu einer Zerstörung des Motors durch zu hohe Ladedrücke führen oder die Drehzahlgrenze des Turboladers würde überschritten. Daher ist eine Begrenzung des Ladedrucks erforderlich. Dies erfolgt entweder auf der Druckseite des Verdichters oder auf der Einlassseite der Turbine. Auf der Druckseite kann ein Überdruckventil die überschüssige Luft abblasen und so den Ladedruck begrenzen. Diese Methode ist jedoch energetisch ungeschickt, weil ein Teil der Verdichterarbeit für den Motor verloren geht. Günstiger ist eine Regelung der Turbine. Folgende Methoden sind im Einsatz:

- Selbstregelnde Ladedruckregelung über ein ladedruckgesteuertes Umgehungsventil (Ladedruckbegrenzung).
  - Elektronische Ladedruckregelung.
  - Verstellbare Turbinengeometrie (VTG).

Abbildung L.108 zeigt das Schema einer elektronischen Regelung, mit der der Ladedruck nicht nur begrenzt sondern auch im Teillastbereich an den Betriebszustand des Motors angepasst werden kann. Im Prinzip arbeitet das System wie jene mit dem vom Ladedruck limitierten Volumenstrom zur Turbine. Bei solchen selbstregelnden Systemen ist nur die Verbindungsleitung vom Druckrohr nach dem Verdichter (7) zum Umgehungsventil (1) vorhanden. Sobald der Ladedruck einen bestimmten Wert erreicht hat, öffnet das federbelastete Ventil (1) durch den auf eine Membran wirkenden Druck und ein Teilstrom des Abgases umgeht die Turbine (8). Die Federkraft – und damit der Ladedruck – kann über eine Stellschraube (a) justiert werden. Das gezeigte elektronische System ist um das Taktventil (6) erweitert. Dieses Ventil kann den Steuerdruck für das Ladedruckregelventil (1) variieren. Dazu ist es nicht nur mit dem Druckrohr nach dem Verdichter (7) verbunden, sondern auch mit seiner Ansaugseite. Die Feder des Ladedruckregelvents (1) ist im Vergleich zu den einfachen Ladedruckbegrenzungssystemen wesentlich weicher ausgeführt, damit es auch bei

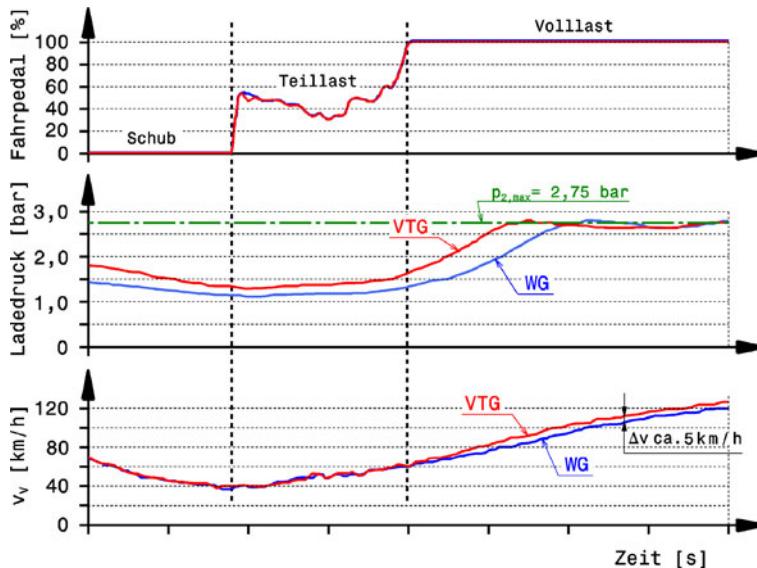


**Abb. L.109** Aufbau und Wirkungsweise einer variablen Turbinengeometrie (nur Turbine und Lagergehäuse dargestellt). **a** Axonometrische Darstellung, teilweise geschnitten, **b** Stellung der Schaufeln offen, **c** Stellung der Schaufeln geschlossen, 1 Verstellring *actuator ring*, 2 Schaufellagering *vanes pivot carrier*, 3 Schaufelhebel *vane lever*, 4 Leitschaukel *vane*

geringeren Ladedrücken öffnen kann. Das Taktventil ist als Zweiwegeventil ausgelegt, dessen mittlerer Querschnitt vom Motorsteuergerät (5) verändert werden kann und damit der Steuerdruck im Regelventil (1). Das Steuergerät verarbeitet dazu Signale der Drosselklappenstellung (4), des Ladedrucks  $p_2$ , der Ladelufttemperatur  $T_2$ , der Motordrehzahl  $n_M$ , der Kühlmitteltemperatur  $T_C$  und vom Klopfsensor bei Ottomotoren. Damit ist auch eine kurzzeitige Überhöhung des Ladedrucks möglich, wie sie beim heftigen Beschleunigen zum Überholen gebraucht werden kann (Overboost, Push-to-Pass-System).

Bei Rennmotoren der 1980er Jahre konnte das damals rein mechanische Regelventil (6) über einen Drehknopf („Dampfrad“) im Cockpit verstellt und so der maximale Ladedruck vom Fahrer eingestellt werden.

Bei der beschriebenen Ladedruckregelung geht beim Umgehen der Turbine ein Teil der Abgasenergie für die Aufladung verloren. Mit einem verstellbaren Zulauf zur Turbine kann der gesamte Abgasstrom genutzt und der Wirkungsgrad erhöht werden. Eine solche variable Turbinengeometrie (VTG; *variable nozzle turbine VNT*) zeigt Abb. L.109. Drehbar angeordnete Leitschaufeln (4)



**Abb. L.110** Vergleich VTG-Lader zu Wastegate-Regelung im dynamischen Verhalten, Audi R15 TDI [49].  $v_v$  Fahrzeuggeschwindigkeit,  $p_{2,\max}$  vom Reglement des ACO limitierter Ladedruck, VTG Abgasturbolader mit VTG-Regelung, WG Abgasturbolader mit Wastegate-Regelung. Das Ansprechverhalten des VTG-Laders ist deutlich besser, was sich in dem Fall in einem Geschwindigkeitsvorteil von etwa 5 km/h bemerkbar macht

verändern den freien Zulaufquerschnitt vom Spiralgehäuse zum Turbinenrad. Zwischen zwei Extremstellungen – offen (b) und geschlossen (c) – können stufenlos Zwischenstellungen angefahren werden. Dazu wird der Verstellring (1) verdreht, wodurch sich die Schaufelhebel (3) mit den Lagerzapfen der Schaufeln drehen. Die Schaufelzapfen sitzen auf dem Lagerring (2), der den Zulaufbereich zum Lagergehäuse hin abdichtet. Der Stellring wird elektronisch beispielsweise über eine Druckdose wie das Umgehungsventil nur über eine Verbindungsstange betätigt. Bei niedrigen Motordrehzahlen wird der Zulaufquerschnitt verkleinert. Dadurch steigt der Druck am Turbineneinlass an und die Leistung der Turbine nimmt mit dem solchermaßen gestiegenen Druckverhältnis zu. Außerdem stellen die Leitschaufeln den gewünschten Anströmwinkel zum Turbinenrad her und erhöhen den Turbinenwirkungsgrad. Der Motor spricht auch schneller auf Lastwechsel an. Mit steigendem Abgasdurchsatz also bei höheren Motordrehzahlen wird der Zulaufquerschnitt vergrößert. Dadurch wird der Abgasgegendruck nicht zu groß und das Spülgefälle bleibt positiv. VTG-Turbolader gibt es für Otto- und Dieselmotoren, wenngleich die Ausführung für den fremdgezündeten Motor später realisiert wurde, weil die höheren Abgastemperaturen warmfestere Werkstoffe verlangen.

Wie sich eine VTG-Regelung im Fahrbetrieb auswirkt, verdeutlicht Abb. L.110 im Vergleich zur Wastegateregelung. Schon im Schiebebetrieb macht sich durch die verbesserte Anströmung des Turbinenrads ein höherer Ladedruck bemerkbar. Beim anschließenden Beschleunigen erreicht der Ladedruck auch früher das vom Reglement vorgegebene Limit.

**Ansprechverhalten.** Die Verzugszeit vom Betätigen des Fahrpedals bis zum spürbaren Drehmomentaufbau charakterisiert das Ansprechverhalten des Motors. Gerade für einen Rennmotor ist ein schneller und sauberer Übergang aus der Schub- in die Beschleunigungsphase wichtig. Insbesondere

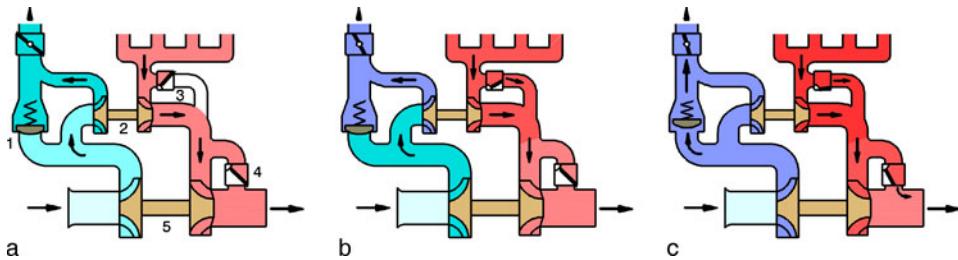
bei widrigen Fahrbahnverhältnissen (Regen) und hochmotorisierten Wagen. Allgemein bieten sich einige Maßnahmen an um den störenden Nachteil des trügen Ansprechverhaltens eines Turbomotors zu beseitigen oder zumindest zu schmälern:

- Ladedruckregelung.
- Zwei Lader (besonders bei V-Motoren), anstelle von einem oder ein kleinerer Lader mit geringem Massenträgheitsmoment.
- Strömungsgünstige und entdrosselte Luftführung auf der Einlassseite sowie entsprechende Gestaltung der Abgasführung.
- Volumen der Luftführung (inbesondere des Luftsammlers) nach dem Verdichter möglichst klein.
- Ladeluftkühlung mit hohem Wirkungsgrad.
- Hohe geometrische Verdichtung des Motors.
- Variable Turbinengeometrie.
- Wälzgelagertes Laufzeug (Radiallager); Entfall des Axiallagers durch Lagerung mit Spindellager.
- Elektrische Unterstützung des Laufzeugs (euATL) oder elektrischer Zusatzverdichter (eBooster).
- Kurzzeitige Zusatzlufteinblasung auf das Verdichterrad mittels Zusatzkompressor.
- Anti-Lag-System (ALS).
- Mehrstufige Aufladung.

**Anti-Lag-System.** (ALS, auch lautmalerisch „Bang-bang“). Vor allem bei aufgeladenen Rallye-Motoren, wo der Restriktor das Verdichterverhalten empfindlich beeinflusst und die Turbolader groß dimensioniert sind, wird gerne folgende Maßnahme ergriffen um das Ansprechverhalten aus dem Schiebebetrieb zu verbessern. Ein Umgehungsventil leitet im Schiebebetrieb die vor der geschlossenen Drosselklappe verdichtete Luft direkt in den Abgastrakt vor der Turbine. Gleichzeitig nimmt die Motorsteuerung den Zündwinkel zurück (ca. 40 °KW oder mehr später, also etwa 20° nach OT!) und fettet das Gemisch an. Dadurch wird die Verbrennung bis in den Auspuff verschleppt und durch die eingebrachte Zusatzluft verbrennt der restliche Kraftstoff vor der Turbine bzw. manchmal auch als züngelnde Flamme am Endrohr sichtbar später. Die Turbine wird so auf Drehzahl gehalten und der Lader beschleunigt beim Gasgeben von einem höheren Ladedruck weg. Die Nachteile liegen auf der Hand: Das Abgassystem wird (kurzfristig) höheren Temperaturen und Drücken ausgesetzt, die dessen Lebensdauer signifikant verringern. Außerdem erhöht es den Kraftstoffverbrauch.

**Registeraufladung.** Den Aufbau und die unterschiedlichen Betriebsmodi einer mehrstufigen Aufladung illustriert Abb. L.111. Zwei Verdichter und die dazugehörigen Turbinen sind in Reihe geschaltet. Die Frischluft wird vom Niederdruckverdichter (5, blau) im gesamten Kennfeldbereich vorverdichtet. Im Hochdruckverdichter (2, blau) erfolgt eine weitere Druckanhebung des Luftmassenstroms, bevor dieser über die Drosselklappe und Luftsammler zum Brennraum geleitet wird. Je nach Druckverhältnis vor und nach Hochdruckverdichter öffnet sich ein Umgehungsventil (1) selbsttätig. Wenn die Verdichterarbeit der Niederdruckstufe allein für den gewünschten Ladedruck ausreicht, ist dieses Ventil geöffnet. Bei niedrigen Motordrehzahlen wird der gesamte Abgasstrom in der Hochdruckturbine (2, rot) entspannt. Erreicht diese ihre Drehzahlgrenze, wird das Turbinenumgehungsventil (3) geöffnet und der größere Teil des Abgasstroms wird direkt zur Niederdruckturbine (5, rot) geleitet. Die Niederdruckturbine besitzt ein Wastegate (4), mit dem der Ladedruck bei großen Abgasdurchsätzen geregelt wird.

Durch den vergleichsweise kleinen Hochdruck-Turbolader wird auch bei niedrigsten Motordrehzahlen ein herausragendes Ansprechverhalten erzielt. Eine hohe Motorleistung ist aber dennoch möglich, weil das Niederdrucksystem für den entsprechend großen Luft bzw. Abgasdurchsatz konzipiert ist [51].



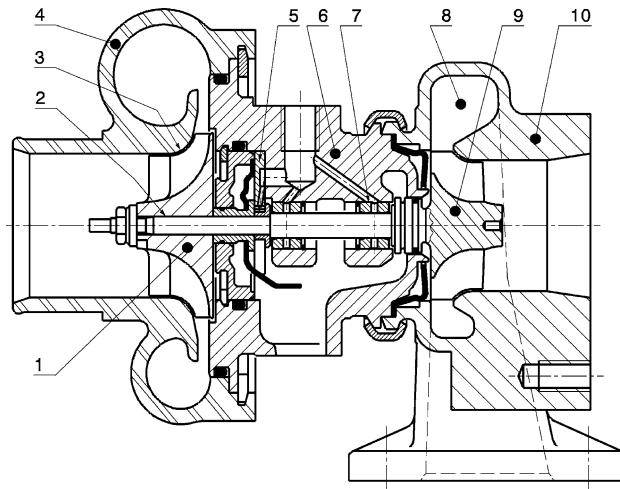
**Abb. L.111** Schema einer Registeraufladung, Audi 3,0l V6 TDI Biturbo [51]. **a** Zweistufig für unteren Drehzahlbereich. Regelung über Hochdruck VTG, **b** zweistufig für mittleren Drehzahlbereich. Geregelt über Turbinenumschaltventil, **c** einstufig für Hochdrehzahlbereich. Geregelt über Niederdruck-Wastegate. 1 Verdichter-Umgehungsventil, 2 Hochdruck-Turbolader mit VTG-Turbine, 3 Turbinenumschaltventil, 4 Wastegate Niederdruckturbine, 5 Niederdruck-Turbolader

**Lage der Drosselklappe bei Ottomotoren.** Drosselklappen auf der Saugseite des Verdichters führen zu einer gewichtsarmen und einfachen Regelung des Motors. Außerdem ist das dynamische Verhalten besser, weil im Schiebebetrieb durch den Druckabfall nach der Drosselklappe die Ladedrehzahl höher bleibt. Allerdings führt eben dieser Unterdruck dazu, dass spezielle Dichtungen für den Wellenaustritt aus dem Verdichtergehäuse erforderlich werden, damit kein Schmieröl in die Frischluft zum Motor gesaugt wird. Serienmotoren haben die Drosselklappe hinter dem Verdichter auf der Druckseite. Damit bleibt das Volumen des Luftsammlers klein und das instationäre Verhalten wird dadurch günstig beeinflusst. Damit im Schiebebetrieb die vor der Drosselklappe gestaute Luft nicht den nachlaufenden Verdichter an die Pumpgrenze bringt und ihn abbremst, wird ein Umgehungsventil eingebaut. Das ist ein federbelastetes Ventil im Verdichtergehäuse, das die Luft vom Verdichtungskanal zurück zur Saugseite führt. Einzeldrosselklappen für jeden Zylinder, die bei Saug-Rennmotoren üblich sind, findet man bei Turboaggregaten äußerst selten. Die nieder aufgeladenen Champ-Car-Motoren (siehe Anhang „CART“) hatten welche. Bei V-Motoren wird gerne als Kompromiss je eine Drosselklappe zur Regelung jeder Bank eingesetzt. Jede Bank wird so von einem eigenen Luftsammler versorgt, an dessen Eingang die Drosselklappe sitzt. Einzeldrosselklappen bei hochaufgeladenen Motoren führen zu einer hohen Betätigungsleistung, weil die Federn für sicheres Schließen kräftig sein müssen. Für Fahrer von Langstreckenrennen kann das zu einem Problem werden [50].

**Ausführungen.** Vom Prinzip her unterscheiden sich Serienturbolader nicht von jenen für Renneinsätze. Die Unterschiede liegen im Detail mit dem Ziel das Ansprechverhalten und den Wirkungsgrad zu verbessern sowie das Gewicht zu senken, Abb. L.112 und Tab. L.12.

Wenn ein Restriktor vorgeschrieben ist, wird er am Verdichtereintritt angeordnet. Damit erhöht sich das Druckgefälle im Verdichter durch den Druckabfall im Luftmengenbegrenzer und das Axiallager muss größere Kräfte aufnehmen. In dem Fall umfasst es den gesamten Wellenumfang anstatt der sonst üblichen  $270^\circ$ -Ausführung.

**Druckwellenaufladung Pressure-Wave Supercharging.** Ein von der Kurbelwelle angetriebener Zellenmotor (Comprex-Lader) ermöglicht einen direkten Energieaustausch zwischen Abgas und Ansaugluft. Dieses System führt zu hohen Drucksteigerungen bei geringen Motordrehzahlen und reagiert schnell bei Laständerungen. Allerdings muss der Rotor wie ein mechanischer Lader am Motor angeordnet werden und es kommt zu erhöhten Abgas- und SpülLuftmengen.



**Abb. L.112** Vergleich Turbolader Serie – Formel 1. Erläuterungen siehe Tab. L.12. 1 Verdichterrad *compressor wheel*, 2 Verbindung Verdichterrad-Welle *joint compressor wheel - shaft*, 3 Spaltmaß *gap dimension*, 4 Verdichtergehäuse *compressor housing*, 5 Axiallager *thrust bearing*, 6 Lagergehäuse *bearing housing*, 7 Lagerung *bearing*, 8 Spiralkanal *spiral duct*, 9 Turbinenrad *turbine wheel*, 10 Turbinengehäuse *turbine housing*

**Tab. L.12** Vergleich Turboladerausführung Serie zu Formel 1 der 1980er Jahre, nach [2]

Pos.	Bezeichnung	Serienausführung	Formel 1	Grund bzw. Maßnahme bei F 1
1	Verdichterrad	Aluminium-legierung Feinguss	Aluminium-Knetlegierung	höhere Festigkeit
2	Verbindung	kraftschlüssig	formschlüssig	höheres Drehmoment zu übertragen
3	Spaltmaße	0,2 bis 0,3 mm	0,1 bis 0,15 mm	Handmontage erforderlich
4	Verdichtergehäuse	Aluminium-Druckguss	Aluminium-Sandguss	einteilige Ausführung ist strömungsgünstiger
5	Axiallager	hydrodynamisches Gleitlager	doppelte Tragfähigkeit bzw. keines	hohe Ladedrücke. Kein Axiallager nötig bei angestellten Spindellagern
6	Lagergehäuse	Wasser und Öl-kühlung	nur Ölkühlung	für kurze Standzeit ausreichend
7	Lagerung	Gleitlager	Nadel Lager, Spindellager	weniger Reibung; rascheres Hochlaufen des Laufzeugs und damit schnelleres Ansprechen
8	Spiralkanal	einflutig	zweiflutig	Stoßaufladung mit Trennung der Abgasführung bis zum Turbineneintritt
9	Turbinenrad	Nickel-Feinguss	warmfeste Nickel-speziallegierung, Keramik	höhere Abgastemperaturen, geringeres Massenträgheitsmoment
10	Turbinengehäuse	legierter Kugel-graphitguss	erleichterte Ausführung	
-	Masse	6,5 kg	5,5 kg	reduzierte Wandstärken, Keramikräder

**Ladeluftkühlung Charge Air Cooling.** Durch den Verdichtungsvorgang wird die Temperatur der Luft erhöht und damit ein Teil der Dichtesteigerung wieder zunichte gemacht. Für eine weitere Leistungssteigerung muss also die Verbrennungsluft wieder rückgekühlt werden. Dies geschieht in Luft-Luft- oder auch in Wasser-Luft-Wärmetauschern, die zwischen Verdichter und Verteilvolumen angeordnet sind, Abb. L.105.

Die Temperatur  $T_2$  nach dem Verdichter ist eine Funktion des Ladedruckverhältnisses und der Ausgangstemperatur  $T_1$ :

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$T_1, T_2$  Temperatur der Luft vor bzw. nach Verdichter, K

$p_1, p_2$  Druck vor bzw. nach Verdichter, bar

$n$  Polytropenexponent, -. Für Verdichter von Fahrzeugmotoren ist  $n = 1,52$  bis  $1,62$

Bei einem Ladedruckverhältnis von 2 steigt demnach die Temperatur beispielsweise von  $20^\circ\text{C}$  ( $293,15\text{ K}$ ) auf 98 bis  $110^\circ\text{C}$  ( $371$  bis  $382\text{ K}$ ) an.

Die Dichteerhöhung durch eine Temperatursenkung beschreibt (L.9). Daraus folgt unmittelbar aus (L.10) die Mitteldrucksteigerung des aufgeladenen Motors im Vergleich zum Saugmotor durch Ladeluftkühlung:

$$\frac{p_{m,e,T}}{p_{m,e,N}} = \frac{p_{2'}}{p_1} = \frac{p_{2'}}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_{2'}}$$

$p_{m,e,T}$  effektiver Mitteldruck des aufgeladenen Motors, bar

$p_{m,e,N}$  effektiver Mitteldruck des Saugmotors, bar

$\rho_1, \rho_{2'}$  Dichte der Luft vor Verdichter bzw. nach Ladeluftkühler,  $\text{kg/m}^3$

$p_{2'}$  Druck nach Ladeluftkühler, bar; wobei  $p_{2'} \approx p_2$

$T_{2'}$  Temperatur der Luft nach Ladeluftkühler, K

Der vom Ladeluftkühler abzuführende Wärmestrom ist:

$$\dot{Q} = \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot (T_{2'} - T_2)$$

$\dot{Q}$  Wärmestrom, der vom Ladeluftkühler abgeführt wird, W

$\dot{m}_L$  dem Motor zugeführter Luftmassenstrom, kg/s. Siehe auch (L.8)

$c_{p,L}$  spezifische Wärmekapazität der Luft bei konstantem Druck, J/(kg K).  $c_p$  ist temperaturabhängig.  
Für trockene Luft gilt  $c_p(20^\circ\text{C}) = 1004,6\text{ J}/(\text{kg K})$  und  $c_p(100^\circ\text{C}) = 1010,4\text{ J}/(\text{kg K})$

Für eine erste Dimensionierung der Größe eines luftgekühlten Ladeluftkühlers kann folgende Faustformel herangezogen werden:

$$V_{lc} = k_{lc} \cdot P_e$$

$V_{lc}$  Blockvolumen des Ladeluftkühlers,  $\text{dm}^3$

$k_{lc}$  Größenbeiwert,  $\text{dm}^3/\text{kW}$ .  $k_{lc} = 0,08$  bis  $0,11\text{ dm}^3/\text{kW}$

$P_e$  effektive Motorleistung, kW

Übliche Blocktiefen liegen zwischen 30 und 100 mm.

**Drosselorgan Throttle Device.** Bei einem Ottomotor mit äußerer Gemischbildung (Saugrohreinspritzung, Vergaser) wird zur Laststeuerung die Gemischzufuhr zum Motor beeinflusst (Quantitätssteuerung, im Gegensatz zur Qualitätssteuerung bei Dieselmotoren und direkteinspritzenden Ottomotoren in bestimmten Betriebsbereichen). Dabei wird der Einlassvorgang bei Teillast gedrosselt, bei

Volllast nicht. Von den denkbaren Möglichkeiten die Gemischmenge zum Brennraum zu beeinflussen haben sich letztlich wenige durchgesetzt: Drosselklappen, Flachschieber und Drehschieber.

Bei Serienmotoren sind die Drosselorgane im Gemischbildner (Vergaser oder Zentraleinspritzung) oder im Ansaugrohr bzw. Ansaugtrakt angeordnet. Je näher die Drosselklappe am Motor angeordnet ist, umso spontaner spricht der Motor auf Lastwechsel an. Daher wird bei Rennmotoren für jeden Zylinder ein Drosselorgan verwendet. Auf diese Weise lassen sich die Drosselorgane direkt am Motoreinlass anordnen. Nachteil dieser Bauart ist die höhere Betätigungsleistung. Bei Vergasermotoren wirkt sich eine große Ventilüberschneidung bei einem einzelnen Vergaser störend aus und deshalb weisen Hochleistungsmotoren eigene Vergaser für jeden Zylinder auf. Auch Einspritzventile werden zylinderindividuell angeordnet.

Bei aufgeladenen Motoren kann das Drosselorgan vor oder hinter dem Verdichter angeordnet werden. Am gebräuchlichsten ist heute die Anordnung des Drosselorgans zwischen Verdichter und Motor. Genaueres siehe Unterkapitel *Aufladung*.

Um die Fahrbarkeit zu verbessern, werden bei den extrem starken V-Motoren der Formel 1 die Drosselklappen beider Zylinderbänke nicht gleichzeitig sondern – was durch E-Gassteller möglich ist – mit bis zu 30 % Unterschied geöffnet, d. h. eine Bank „hinkt“ der anderen hinterher. Erst ab ca. 70 % Pedalweg öffnen alle Klappen synchron. Damit nicht eine Zylinderbank überbeansprucht wird, tauschen die Bänke ihre Rolle bei jedem vollständigen Schließen der Drosselklappen [35].

**Drosselklappe Throttle Valve.** Die Drosselklappe ist einfach im Aufbau, stört aber auch bei voller Öffnung den Gemischdurchfluss und reduziert den freien Strömungsquerschnitt um die projizierte Klappenwellenfläche. Dieser Einfluss lässt sich reduzieren, in dem die Drosselklappen nach außen in die Ansaugtrichter verlegt werden. Hier ist der Ansaugquerschnitt bereits so groß, dass kaum eine Störung der Ansaugströmung mehr auftritt. An erfolgreichen Formel-1-Motoren beispielsweise wird diese Anordnung verwendet. Falls diese Anordnung nicht möglich ist, kann zumindest die Welle im Saugrohrbereich abgeflacht werden. Die gleichzeitige Ansteuerung mehrerer Drosselklappen fällt zwar im Vergleich zum Flachschieber aufwändiger aus, dennoch stellt sie insgesamt die einfachste Möglichkeit der Motorsteuerung mit den geringsten Betätigungskräften dar. Es kann kaum zu Verklemmungen kommen und eventuell angesaugter Schmutz die Klappenfunktion beeinträchtigen. Ein Problem ergibt sich bei Verwendung einer gemeinsamen Drosselklappenwelle, die durch mehrere Saugrohrarme durchgeführt wird. Durch die unterschiedliche Wärmedehnung von Welle und Saugrohr kommen fix auf der Welle sitzende Klappen bei hohen Temperaturen seitlich an einer Lagerstelle zu Anlage. Drosselklappen benötigen kein Gehäuse wie etwa der Flach- oder Drehschieber, sondern sitzen praktisch frei im Ansaugkanal und der außerhalb eingespritzte Kraftstoff kann sich nicht in den Freiräumen oder Spalten des Gehäuses niederschlagen und so zum Abmagern des Motors führen. Das unterstützt ein spontanes Ansprechverhalten des Motors. Wie überhaupt das Ansprechverhalten vom Öffnungsgesetz der Drosselklappe vorteilhaft unterstützt wird. Diese gibt schon bei kleinem Öffnungswinkel viel Ansaugquerschnitt frei. Bei großen Drosselklappen-Durchmessern kann das zum Nachteil werden: Die Winkelgeber-Potentiometer für die elektronische Motorsteuerung müssen hochauflösend sein, damit im unteren Teillastbereich keine Probleme durch Laufunruhe auftreten. Zur besseren Dosierung der Luftmenge bei niedrigen Durchsätzen kann die Drosselklappe auch mit einer Progression (Kugelzone) versehen werden.

Wenn es die Platzverhältnisse zulassen, sollte die Drosselklappenwelle parallel zur Kanaltrennwand von gegabelten Einlasskanälen stehen. Bei dieser Anordnung unterstützt die Drosselklappe eine vorteilhafte Wirbelbildung im Teillastbereich, die eine ähnliche Tendenz wie eine Kanalabschaltung zeigt.

Bei eingeschränkten Platzverhältnissen, z. B. bei kleinen Zylinderabständen, stellt eine ovale Ausführung der Drosselklappen eine Lösung dar.

**Flachschieber *Slide*.** Flachschieber werden meist bei Benzineinspritzung eingesetzt. Mit einem Schieber lassen sich mehrere Saugrohre exakt gleichmäßig steuern. Allerdings muss dabei der Zylinderabstand relativ groß sein, damit der Schieber bei kreisförmigen Durchtritten diese vollständig schließen kann. Bei Vollast wird der Gemischdurchfluss nicht behindert. Damit der Schieber auch im Schiebebetrieb des Motors (z. B. beim Anbremsen einer Kurve), wo große Druckdifferenzen zwischen vor und nach dem Schieber auftreten und damit eine große resultierende Anpresskraft hervorrufen, leichtgängig und somit für den Fahrer zufriedenstellend dosierbar bleibt, wird er wälzgelagert. Diese Druckdifferenz liegt bei einem Saugmotor bei ca. 0,2 bar (Umgebungsdruck vor und ca. 0,8 bar nach dem Schieber). Dadurch wirkt eine Normalkraft von ca. 100 N pro Zylinder bei einem 3-l-Motor [2]. Einfache, gleitende Schieber können dabei durch diese unterdruckbedingte Reibung beim Fahrer das Gefühl hervorrufen, dass sie stecken geblieben sind. Dieses Phänomen ist bei turboaufgeladenen Motoren noch deutlicher ausgeprägt, wenn der Schieber nach dem Verdichter angeordnet ist. Der Verdichter fördert zu Beginn des Schiebebetriebs durch seine Trägheit noch Luft, wodurch die Druckdifferenz zum Saugbereich nach dem Schieber noch größer wird. Beim Einsatz eines Abgas-turboladers werden nicht zuletzt aus dem Grund Drosselklappen bevorzugt.

Ist der Schieber im Fahrzeug längs angeordnet, wird die Betätigung so eingerichtet, dass er sich beim Öffnen nach hinten bewegt [27].

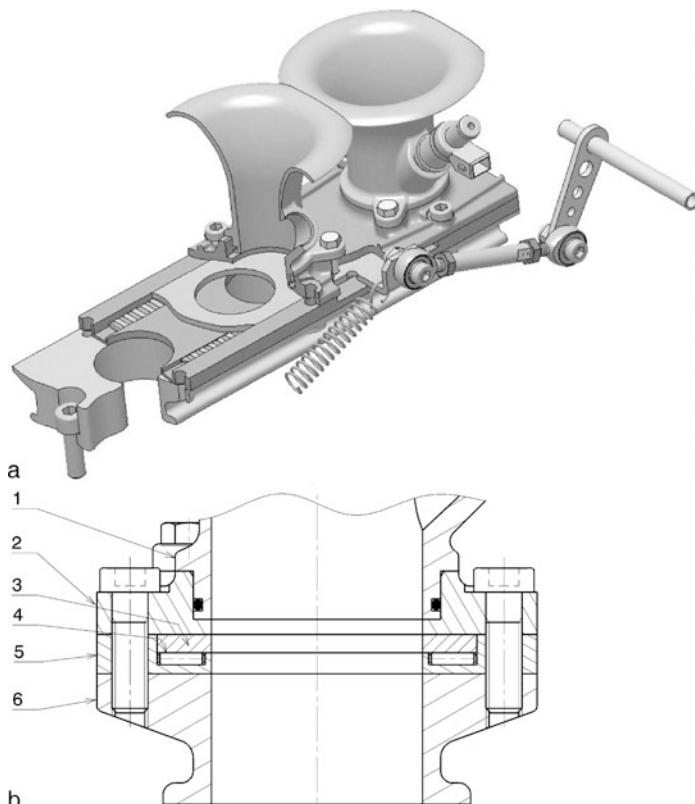
Flachschieber benötigen ein eigenes Gehäuse, Abb. L.113. Deshalb ist ihr Systemgewicht höher als jenes vergleichbarer Drosselklappen.

**Drehschieber *Rotary Valve*.** Drehschieber sind ein interessanter Kompromiss zwischen Flachschieber und Drosselklappen. Drehschieber haben wie Flachschieber den Vorteil, dass sie an der Vollast den Ansaugquerschnitt vollständig freigeben. Sie sind ähnlich wie Drosselklappen drehbar gelagert und leicht zu betätigen, Abb. L.114. Sie bauen leichter und kleiner als der Flachschieber, aber schwerer als die Drosselklappe. Darüber hinaus ermöglichen Drehschieber in zweiflutigen Kanälen unterschiedliche Öffnungsquerschnitte im Teillastbereich, wodurch z. B. eine leichte Drallströmung im Brennraum durch die unterschiedliche Beaufschlagung der beiden Kanalzweige erzeugt werden kann. Bei Formel-1-Motoren werden auch Doppel-Drehschieber eingesetzt. Die beiden Walzen berühren einander in der Mitte des Saugstutzens und rotieren gegensinnig. Der Grund für diese Lösung liegt im kleinen Durchmesser der Schieber. Dadurch kann der Saugstutzen kürzer werden, was für eine höhere Motordrehzahl erforderlich ist.

**Gemischbildung *Mixture Formation*.** Die Gemischbildung bei Renn-Ottomotoren erfolgt vornehmlich durch Saugrohreinspritzung. Es gibt inzwischen allerdings auch schon erfolgreiche Direkteinspritzer (Audi 3,6-l V8 FSI BiTurbo in Le Mans). Dieselmotoren fahren auf der Straße wie auf der Rennstrecke mit luftverteilender Direkteinspritzung.

Bei Saugrohreinspritzung ist die Lage der Injektoren für das motorische Verhalten entscheidend. Die Einspritzventile sitzen so weit wie möglich vom Brennraum entfernt. Damit sind hohe Drehzahlen möglich, weil mehr Zeit für die Gemischbildung bleibt. Darüber hinaus kann die Frischluft auf dem bis zu den Ventilen verbleibenden Weg durch den verdampfenden Kraftstoff gut abgekühlt werden. Denn kältere Luft bedeutet [2]:

- Mehr Leistung, weil mit der kälteren Luft mehr Luftmasse und damit mehr Sauerstoff in den Brennraum gelangt
- Späterer Klopfbeginn, weil die kältere Frischladung weniger leicht zur Selbstentzündung neigt
- Eine geringere thermische Beanspruchung
- Weniger Verbrauch, weil mit mehr Vorzündung gefahren werden kann.

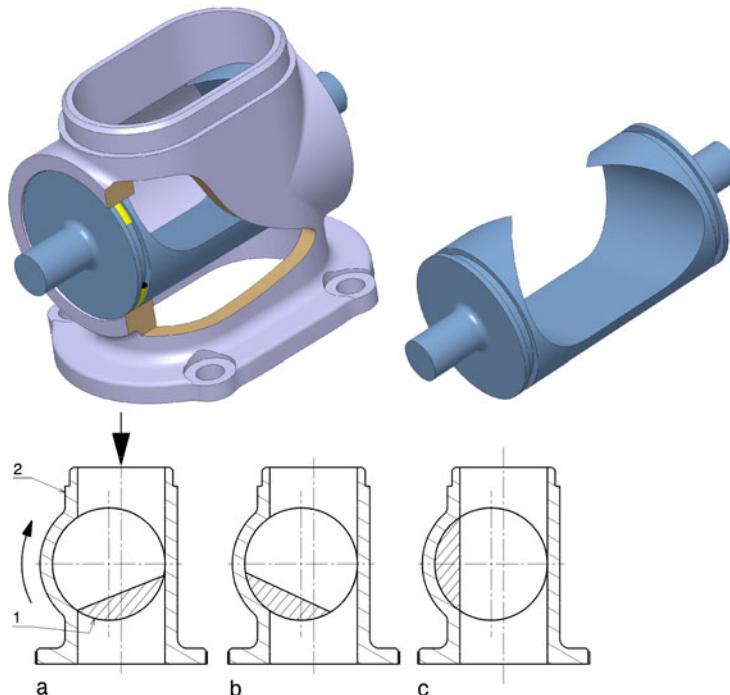


**Abb. L.113** Flachschieber eines Mehrzylinder-Motors. **a** Axonometrische Darstellung, **b** Schnittdastellung. 1 Ansaugtrichter *intake trumpet*, 2 Gehäusedeckel *cover*, 3 Flachschieber *slide*, 4 Rollenlager (*Nadelrollen-Flachkäfig*) *roller bearing*, 5 Lagergehäuse *bearing housing*, 6 Saugstutzen bzw. Zylinderkopf *intake pipe resp. cylinder head*. Der Schieber ist aus Stahl und wälzgelagert. Die Rollen brauchen eine Lauffläche mit ausreichender Härte, deshalb ist auch der Gehäuseunterteil (5) aus Stahl. Das Einspritzventil ist vor dem Schieber im Ansaugtrichter angeordnet. Dies bringt Leistungsvorteile durch mehr Zeit für die Gemischbildung. Nachteilig ist, dass Kraftstoff auf den geschlossenen Schieber spritzen kann und das Gehäuse daher rundum dicht sein muss

Innerhalb geschlossener Airboxen werden Einspritzventile sogar außerhalb des Ansaugtrichters zentral an der Mündung angeordnet (z. B. Abb. L.93 und L.147).

Bei offenen Ansaugtrichtern können die Einspritzdüsen allerdings nicht beliebig weiter nach vorn verlegt werden, da sonst Kraftstoff nach außen gelangen würde. Eine an den geschlossenen Ventilen reflektierte Stoßwelle läuft gegen die Ansaugrichtung nach außen und reißt dabei Kraftstofftröpfchen mit. Werden diese Tröpfchen beim nächsten Öffnen der Einlassventile nicht wieder angesaugt, sind sie für die Energieumsetzung verloren und erhöhen somit den Kraftstoffverbrauch.

**Auswahl der Vergasergröße Choice of Carburetor Dimension.** Trotz aller Möglichkeiten der Beeinflussung des Motorverhaltens, die eine elektronische Kraftstoffeinspritzung bietet, weist der Vergaser doch zumindest einen Vorteil auf. Er ist mit einfacheren Mitteln zu warten und zu reparieren. Dieser Vorzug führt dazu, dass er sich in einigen Rennklassen – bevorzugt Geländemotorräder – auch heute noch erfolgreich behaupten kann.



**Abb. L.114** Saugstutzen mit Drehschieber. Die obere Darstellung zeigt die vollständige Anordnung (mit teilweise entferntem Saugstutzen) und den Drehschieber allein. Der Drehschieber (1) wird seitlich in die Aufnahmehobung des Saugstutzens (2) eingeschoben. Im Schnitt sind drei wichtige Stellungen des Drosselorgans dargestellt. **a** Leerlauf *idle*, **b** Teillast *part load*, **c** Volllast *full load*

Die Auswahl der Vergasernennweite für einen Vergaser erfolgt nach dem Luftmassendurchsatz, den der Motor bzw. der versorgte Zylinder verarbeiten kann [15]:

$$d_{Ca,n} = k_{Ca} \sqrt{V_h \cdot n_{max}}$$

$d_{Ca,n}$  Vergasernennendurchmesser, mm

$d_{Ca,n}$  darf nicht verwechselt werden mit dem Venturidurchmesser

$d_{min}$  Venturidurchmesser.  $d_{min} \approx 0,8d_{Ca,n}$

$V_h$  Hubvolumen des Einzylinders, l

$n_{max}$  Höchstdrehzahl,  $\text{min}^{-1}$ .  $n_{max} \approx 1,1n_{nenn}$

$n_{nenn}$  Drehzahl bei Maximalleistung

$k_{Ca}$  Korrekturfaktor, –

für 1-, 2- und 4-Zyl.-Motor: 0,82 (Fa. Solex)

0,8 bis 0,9 (Fa. Weber)

6-Zyl.-Motor: 1,0; 8-Zyl.-Motor: 1,15

Anm.: In der Praxis kommen ab Vierzyl.-Motoren Doppelvergaser zum Einsatz.

Die mittlere Gasgeschwindigkeit in der Vergaserventuri  $v_{Ga}$  soll ca. 100 m/s (Grenzen 90 bis 110 m/s) bei Nenndrehzahl betragen. Die Kontrolle des Querschnitts kann so aus der Kontinuitätsgleichung

gewonnen werden:

$$v_{\text{Ga}} = \frac{A_{\text{Pi}} \cdot v_m}{A_{\text{Venturi}}}$$

$v_{\text{Ga}}$	Gasgeschwindigkeit, m/s
$A_{\text{Venturi}}$	Lichter Querschnitt der Venturi, mm <sup>2</sup>
$A_{\text{Pi}}$	Kolbenfläche, mm <sup>2</sup>
$v_m$	mittlere Kolbengeschwindigkeit, m/s. S. (L.2)

Die Berechnung der Gasgeschwindigkeit kann auch basierend auf der Einlasssteuerzeit (z. B. für Einspritzmotor) ermittelt werden [15]:

$$v_{\text{Ga}} = \frac{V_h}{A_{\text{Saug}}} \cdot i \frac{n_M}{60} \cdot \frac{720^\circ}{\beta_{\text{Es}} - \beta_{\text{Eo}}}$$

$V_h$	Hubvolumen Einzelzylinder, cm <sup>3</sup>
$A_{\text{Saug}}$	(kleinster) Ansaugquerschnitt, cm <sup>2</sup>
$n_M$	Motordrehzahl, min <sup>-1</sup>
$i$	Faktor für Taktzahl, –. $i = 0,5$ bei Viertaktverfahren
$\beta_{\text{Eo}}, \beta_{\text{Es}}$	Kurbelwinkel bei Einlassöffnung bzw. bei Einlassschluss, °KW

**Werkstoff und Herstellung.** Sauganlagen werden aus Aluminium bzw. Magnesiumlegierungen gegossen, als Einzelanfertigung auch aus Halbzeug geschweißt. Besonders leichte Anlagen können aus CFK laminiert werden.

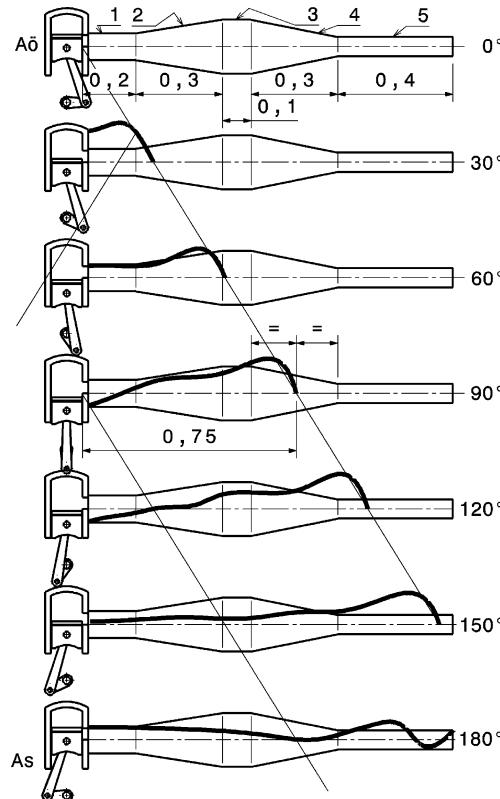
## 4.6 Abgasanlage Exhaust System

Die Abgasanlage führt nicht nur das verbrannte Luft-Kraftstoffgemisch an einer geeigneten Stelle an die Umgebung ab, sondern nimmt je nach Brennverfahren eine (bzw. zwei) Lambdasonde, einen Katalysator, einen Rußpartikelfilter und einen (oder mehrere) Schalldämpfer auf.

**Abgasanlagen für idealen Druckverlauf.** Der Auspuff kann jedoch weit mehr als bloß Abgas transportieren. Ein Verbrennungsmotor arbeitet ja gleichsam als Luftpumpe und wie auf der Saugseite die Gasdynamik die Zylinderfüllung beeinflusst, so macht sie das auch auf der Auslassseite. Die Abgasanlage ist insofern mitverantwortlich für das so genannte Spülgefälle von der Ein- zur Auslassseite. Wirkt der Auspuff als Strömungsbremse, wird der Zylinder schlecht entleert und der im Zylinder verbleibende Restgasanteil behindert die darauf folgende Füllung mit Frischgas. Ist umgekehrt das Spülgefälle zu stark, wird auch Frischgas vor Auslassschluss in den Abgastrakt strömen. Diese Energiemenge ist für die Verbrennung verloren und erhöht weiters den Kraftstoffverbrauch und den Ausstoß an Emissionen.

Der ideale Auspuff sorgt bei Auslassöffnen für einen Unterdruck nach dem Auslassventil und verhindert bei Auslassschluss durch Überdruck Frischgasverlust bzw. verdichtet die Frischladung sogar etwas.

Die Wirkung gasdynamische Effekte hängt u. a. von der Temperatur und der Motordrehzahl ab. Die Schwierigkeit bei der Auslegung einer Abgasanlage besteht darin, ihre vorteilhafte Wirkung auf einen großen Drehzahlbereich zu erstrecken. Die Abgasanlagen moderner Hochleistungszweitakter – mit oder ohne Schalldämpfer – bestehen aus fünf Bereichen: Auspuffrohr, Diffusor, Auspuffkammer, Gegenkonus und Endrohr. Die Wirkung stellt Abb. L.115 anschaulich für eine Drehzahl dar. Beim Öffnen des Auslassschlitzes läuft eine Druckwelle mit Schallgeschwindigkeit in den Auspuff.



**Abb. L.115** Druckverlauf im Auspuff eines 2-Takters (gerechnet), nach [15]. Aufbau des Auspuffs: 1 Auspuffrohr *exhaust pipe*, 2 Diffusor *diffuser*, 3 Auspuffkammer *exhaust chamber*, 4 Gegenkonus *opposite taper*, 5 Endrohr *tailpipe*. Gerechneter Druckverlauf in einer Auspuffbirne für die Drehzahl  $10.000 \text{ min}^{-1}$  und eine (temperaturbedingte) Schallgeschwindigkeit von  $500 \text{ m/s}$ . Bei  $30^\circ$  Kurbelwinkel nach Auslassöffnung ist die Auspuffdruckwelle ca. 5 cm weit in den Diffusor eingedrungen, wobei eine reflektierte, zurücklaufende Unterdruckwelle den Gesamtdruck herabsetzt. Nach  $60^\circ$  erreicht die Druckwelle das Diffusorende, das Druckniveau ist beträchtlich abgefallen. – Bei  $90^\circ$  befindet sich die Druckwelle mitten im Gegenkonus, wo eine Überdruckwelle reflektiert wird, die später im (umgekehrt durchströmten) Diffusor anschwollt und gerade vor Auslasschluss eine Rückströmung in den Zylinder bewirkt. Inzwischen hat die ursprüngliche Druckwelle das Endrohr erreicht (bei ca.  $110^\circ$ ) und wieder verlassen (bei ca.  $160^\circ$ ); hier entstehen weitere Reflexionen, am Endrohranfang eine Drucksteigerung, beim Austritt der Druckwelle ins Freie jedoch eine zurücklaufende starke Unterdruckwelle. Damit diese den gesamten 1,3 m langen „Rückweg“ absolviert und noch rechtzeitig wirkt, müsste die Motordrehzahl unter  $5700/\text{min}$  sinken

Die Schallgeschwindigkeit beträgt bei diesen Bedingungen etwa  $450$  bis  $550 \text{ m/s}$  (sie steigt also mit der Temperatur und kommt somit der Drehzahlcharakteristik entgegen). Der Diffusor verringert dabei den Strömungswiderstand im Vergleich zu einem zylindrischen Rohr und durch seine Querschnittserweiterung wirkt er wie ein Rohrende (Reflexion am freien Ende): Eine Druckwelle wird als Unterdruckwelle reflektiert und läuft zum Zylinder zurück. Dasselbe passiert am tatsächlichen Auspuffende zu einem späteren Zeitpunkt, wenn die weiterlaufende Druckwelle das Rohrende erreicht und als Unterdruckwelle reflektiert wird. Im Diffusor nimmt die Intensität der Druckwelle mit wachsendem Querschnitt ab. Der Gegenkonus wirkt wie ein Hindernis (Reflexion am festen Ende) und

eine Druckwelle wird als solche reflektiert. Beim Zurücklaufen zum Zylinder wird sie im Diffusor, der jetzt durch die umgekehrte Richtung wie eine Düse wirkt, mit abnehmenden Querschnitt verstärkt. Wenn die Längen passen, erreicht die Druckwelle den Auslassschlitz, wenn der Kolben diesen zum Schließen wieder überfährt.

Wie bei den Saugrohren verursacht ein längeres Auspuffrohr wirksame Resonanzen bei niedrigen Drehzahlen, ein kürzeres entsprechend bei höheren. Falls das Rohr bereits einen leichten Konus aufweist, ähnelt die Wirkung einer Verkürzung. Zu hochtourigen Rennzweitaktern passen kurze Rohre – nicht länger als der 5- bis 6fache Anfangsdurchmesser, der seinerseits einen Querschnitt von 130 bis 175 % des Auslassschlitzes liefern soll [15].

Mit dem Diffusor lässt sich ebenfalls das Auftreten des maximalen Mitteldrucks zu höheren oder niedrigeren Drehzahlen verlagern. Seine Länge soll etwa 30 bis 40 % der gesamten Anlage betragen. Der Querschnitt seiner Mündung und damit jener der (meistens anschließenden) zylindrischen Kammer soll nach Erfahrungswerten die 3,4- bis 4,5fache Anfangsfläche des Auspuffrohrs aufweisen.

Durch die Länge der zylindrischen Kammer folgt ein Volumen, das ebenfalls die Resonanzdrehzahl beeinflusst. Im anschließenden Gegenkonus wird der Querschnitt auf die Weite des Endrohrs reduziert. Die Länge des Gegenkonus soll 25 bis 40 % der Diffusorlänge betragen. Der Endrohrquer schnitt soll 21 bis 38 % der Anfangsfläche des Auspuffrohrs betragen [15].

Es gilt:

- glatte Rohre führen zu einem (geringen) Rückstau, und zu keiner Saugwirkung
- Diffusoren erzeugen keinen Rückstau, aber starke Saugwirkung
- Prallwände oder Gegenkonen führen nur zu starkem Rückstau
- sämtliche Querschnittsveränderungen bewirken eine gleichsinnige, aber abgestufte Wirkung.

Ein langes, enges Endrohr ermöglicht generell höhere Drehzahlen und damit höhere Leistung, verursacht aber u. U. thermische Probleme wie etwa überhitzte Kolbenböden.

Die Länge der gesamten Auspuffanlage bis zur Mitte des Gegenkonus (0,75 m in Abb. L.115) lässt sich für Zweitakter auch nach folgender Beziehung ermitteln [44]:

$$l_{\text{res}} = \frac{(\beta_{\text{As}} - \beta_{\text{Aö}}) \cdot c_s}{12n_{M,\text{res}}}$$

$l_{\text{res}}$  Länge der Abgasanlage bis Mitte Gegenkonus, m

$\beta_{\text{Aö}}, \beta_{\text{As}}$  Kurbelwinkel bei Auslassventilöffnung bzw. bei Auslassschluss, °KW

$c_s$  Schallgeschwindigkeit, m/s

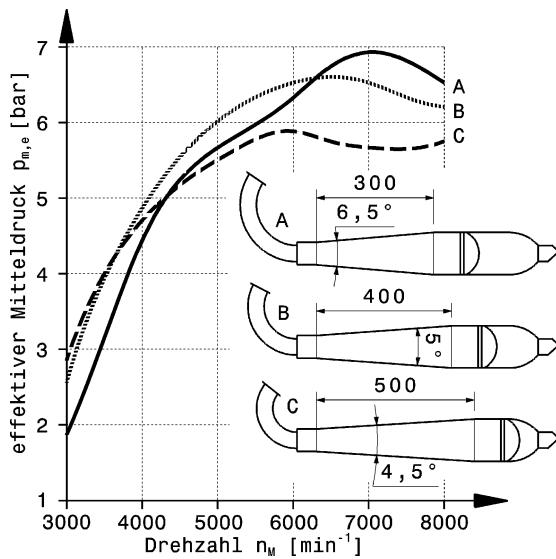
$n_{M,\text{res}}$  Motordrehzahl, bei der maximaler Mitteldruck auftritt, min<sup>-1</sup>

Abbildung L.116 zeigt die Auswirkungen unterschiedlicher Diffusorgestaltungen auf den effektiven Mitteldruck. Es liegt nahe die erforderlichen Kompromisse bei der Gestaltung zumindest teilweise zu umgehen, indem die Länge des Diffusors (analog zum Saugrohr) bzw. wenigstens die Lage der Prallwand drehzahlabhängig verschoben wird. Tatsächlich wurden unterschiedliche Systeme, die ein solches Prinzip nutzen, bis zur Serienreife gebracht.

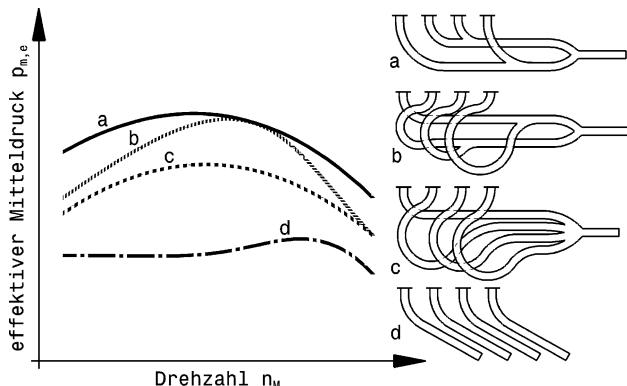
An Mehrzylinder-Saugmotoren kommt zu diesen gasdynamischen Effekten des Einzelrohres noch die Wirkung von Zusammenführungen mit den Abgasrohren von Nachbarzylindern hinzu. Mit einer geschickten Anordnung der Zusammenführung entsprechend der Zylinderanordnung und vor allem der Zündfolge kann der Mitteldruckverlauf des Motors vorteilhaft verändert werden.

Die Auswirkungen von möglichen Abgasrohrgestaltungen eines Vierzylindermotors zeigt Abb. L.117. Der früher übliche Fächerkrümmer (d) schneidet dabei im Vergleich am schlechtesten ab. Am besten ist eine Zusammenführung der Zylinder 1 und 4 sowie der Zylinder 2 und 3 (a). Bei der üblichen Zündfolge eines Vierzylinders mit einer ebenen Kurbelwelle (vgl. Abb. L.59), bewirkt

**Abb. L.116** Einfluss der Auspuffgestaltung auf den Mitteldruck, nach [15]. Für 50-cm<sup>3</sup> Zweitaktmotoren wurden drei verschiedene Abgasanlagen gemessen (Fichtel & Sachs). Der Diffusor wurde variiert. Die zugehörigen Auspuffrohre kompensieren das Volumen vor der Prallwand. Der kürzeste Auspuff führt zum größten maximalen Mitteldruck, allerdings auch bei hoher Drehzahl. Die fülligste Kurve bietet die Ausführung B



**Abb. L.117** Einfluss der Reihenfolge der (Primär-)Zusammenführung auf den Mitteldruck eines 4-Zylinder-Motors (schematisch). Am besten ist die Ausführung a (Zusammenführung 1-4 und 2-3), die bei der üblichen Zündfolge 1-4-3-2 zu einer Verbesserung des Spülgefäßes führt. Die Druckwelle des 180° vorher zündenden Zylinders wird als Unterdruckwelle reflektiert

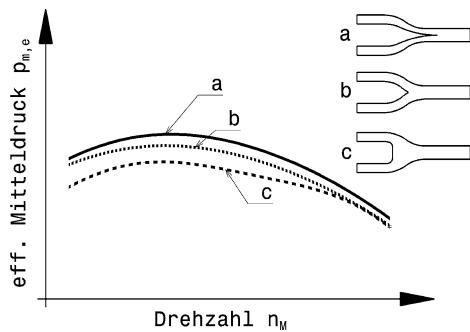


die als Unterdruckwelle reflektierte Stoßwelle des vorher zündenden Zylinders eine Verbesserung des Gaswechsels.

Ist der Zündabstand gleichmäßig, so werden bei Acht- und Zehnzylindermotoren die Zylinder einer Bank mit Rohren gleicher Länge zusammengeführt (vgl. Abb. L.59). An Zwölfzylindermotoren werden je drei Rohre von Zylindern einer Bankseite mit gleichem Zündabstand zusammengefasst. Die übrig bleibenden vier Abgasrohre werden entweder als Endrohre bis zur Mündung geführt oder sie werden auf jeder Motorseite zu jeweils einem Endrohr zusammengeführt.

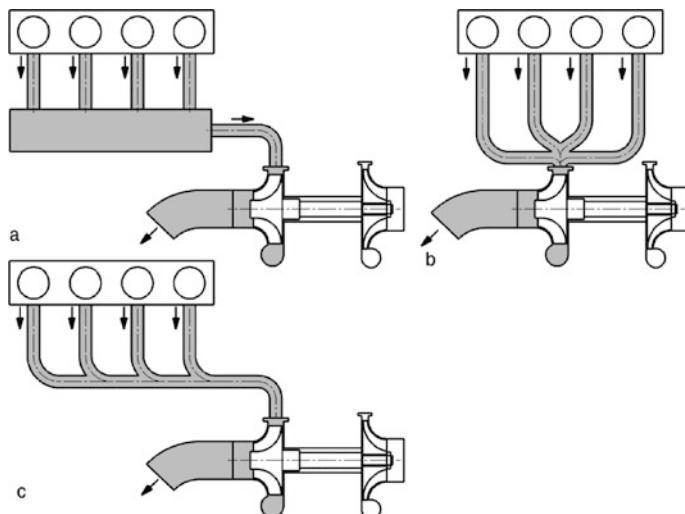
Aber nicht nur die Reihenfolge, sondern auch die Art der Zusammenführung zeigt einen Einfluss auf den Mitteldruckverlauf. Abbildung L.118 zeigt den Einfluss der Sekundärzusammenführung, also strömungsabwärts der zweiten Zusammenführung. Werden die einzelnen Rohre vor der Zusammenführung verjüngt (a), steigt die Gasgeschwindigkeit und der Druck nimmt entsprechend ab. Dies wirkt sich positiv auf den Mitteldruckverlauf aus. Bei der Zusammenführung einzelner Zylinder (Pri-

**Abb. L.118** Einfluss der Gestaltung der Sekundärzusammensetzung auf den Mitteldruck eines 4-Zylinder-Motors (schematisch). **a** Rohre verjüngt, **b** Rohre mit konstantem Querschnitt, **c** Erweiterung



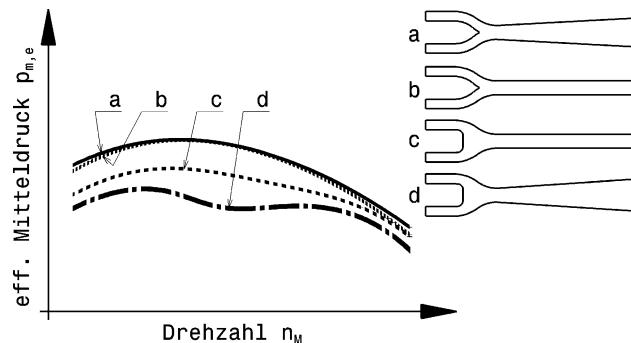
märzusammenführung) ist allerdings eine Drucksteigerung besser, d. h. in dem Bereich sollen die Rohre vor der Vereinigung weiter werden.

Die Rohrführung bei turboaufgeladenen Motoren richtet sich zunächst nach der grundsätzlichen Verfahrensweise. Es kann die thermische Energie des Abgases genutzt werden, in dem das Abgas in einem Behälter gesammelt wird und erst von diesem aus der Abgasturbine zugeführt wird (Stauaufladung, Abb. L.119a). Für die Abgasturbine ergeben sich so gleichmäßige Verhältnisse zwischen Eingang und Ausgang, dafür reagiert das System weniger rasch bei Laständerung. Bei den hochdynamischen Fahrzeugantrieben wird die Nutzung der kinetischen Energie des Abgasstromes bevorzugt. In diesem Fall wird jede Abgasleitung auf möglichst kurzem Weg einzeln bis zur Turbine geführt (b). An Pkw-Vierzylinder-Motoren wird aus Platzgründen oft eine Mischform aus beiden Möglichkeiten ausgeführt (c). Die Abgasrohre werden zwar noch vor der Turbine, aber eben möglichst spät zusammengeführt. So kommt wenigstens noch ein Teil des Stoßeffekts für die Turbine hinzu.



**Abb. L.119** Abgasrohrführung bei turboaufgeladenen Motoren (Schema). **a** Stauaufladung *ram turbocharging*, **b** Stoßaufladung *pulse turbocharging*, **c** Kompromiss bei Pkw

**Abb. L.120** Einfluss des Endrohrs auf den Mitteldruck eines 4-Zylinder-Motors (schematisch).  
**a** Rohre mit konstantem Querschnitt auf kegeligem Endrohr,  
**b** Rohre mit konstantem Querschnitt auf zylindrischem Endrohr,  
**c** Erweiterte Zusammenführung auf zylindrischem Endrohr, **d** Erweiterte Zusammenführung auf kegeligem Endrohr



Bei der Stoßaufladung werden die Abgasrohre gerne verjüngt ausgeführt. Dadurch wird die Abgasgeschwindigkeit vorteilhaft vor der Turbine erhöht.

**Endrohr Tailpipe.** Die Länge des Endrohrs richtet sich neben reinen gasdynamischen Kriterien auch nach dem vorhanden Platzangebot im Fahrzeug und nach einer eventuell vom Reglement geforderten Lage der Mündung. Außerdem kommt in den meisten Fällen noch ein Schalldämpfer hinzu.

Das Endrohr sollte mindestens so lang sein wie der Abgasweg bis zu ihm, also vom Auslassventil zur Sekundärzusammenführung. Kurze Endrohre führen zu hoher Spitzleistung bei hohen Drehzahlen, längere Rohre heben das Drehmoment im unteren Drehzahlbereich, kappen aber die Endleistung. Das Endrohr kann zylindrisch oder konisch erweitert ausgeführt werden. Dazu sind Kombinationen mit unterschiedlichen Zusammenführungen denkbar. Die Auswirkungen auf den Mitteldruckverlauf eines Vierzylinders gibt Abb. L.120 schematische wieder. Werden die Abgasrohre mit konstantem Querschnitt zusammengeführt, ist zwischen konischem und zylindrischem Endrohr praktisch kein Unterschied messbar (a,b). Anders hingegen verhält es sich mit einer erweiterten Zusammenführung. In dem Fall bringt die Kombination mit einem zylindrischen Endrohr (c) Vorteile im Drehmomentverlauf.

In den Reglements der einzelnen Rennklassen sind die Messvorschriften zur Geräuschermittlung im Allgemeinen festgelegt. Das Endrohr der Abgasanlage wird vorteilhaft so ausgeführt, dass es vom Messmikrofon weg weist.

Eine vollständige Abgasanlage einer Zylinderbank ist in Abb. L.121 zu sehen. Abbildung L.122 zeigt ein Beispiel für den Durchtritt der Endrohre durch die Außenhaut.

**Verbindungen und Halterungen Connectors and Mounts.** Das Abgassystem erfährt große Temperaturdifferenzen und damit große Längenunterschiede zwischen Betrieb und Stillstand. Starre Verschraubungen können problematisch werden, weil sie sich nach wenigen Aufheizzyklen lockern können. Gerafflige, steife Rohrführungen haben in dem Zusammenhang auch den Nachteil, dass Rohre oder deren Halter bei Dehnungsbehinderung durch Temperaturbelastung reißen können. Abhilfe schaffen Rohre, die Ausgleichsbögen enthalten und Halter bzw. Verschraubungen, die große Dehnungsreserven haben, Abb. L.123.

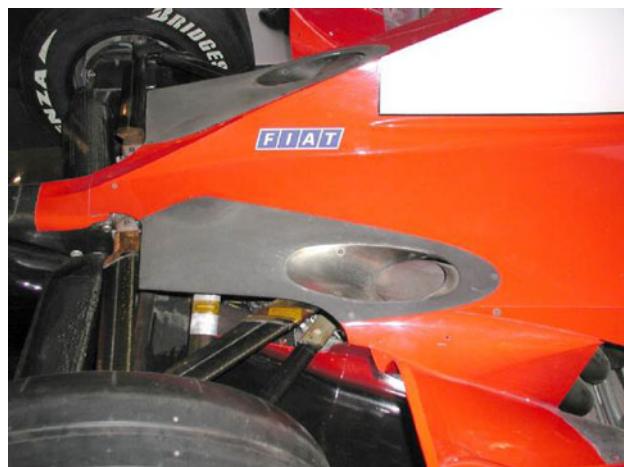
Zugfedern können auch einen Teil von Rohren umschlingen und so eine elastisches Halteband darstellen, Abb. L.124.

In Abb. L.125 ist die Rohrzusammenführung und die Unterbringung der Abgasanlage eines V8-Motors zu erkennen.

**Abb. L.121** Abgasanlage (Ferrari Formel 1) für V10-Zylinder-Saugmotor. Die einzelnen Abgasrohre sind bis zur Zusammenführung gleich lang. Das Flanschbild am Zylinderkopf spiegelt die gegabelten Auslasskanäle wider. Das Endrohr trägt eine Lambdasonde und mündet ohne Schalldämpfer ins Freie

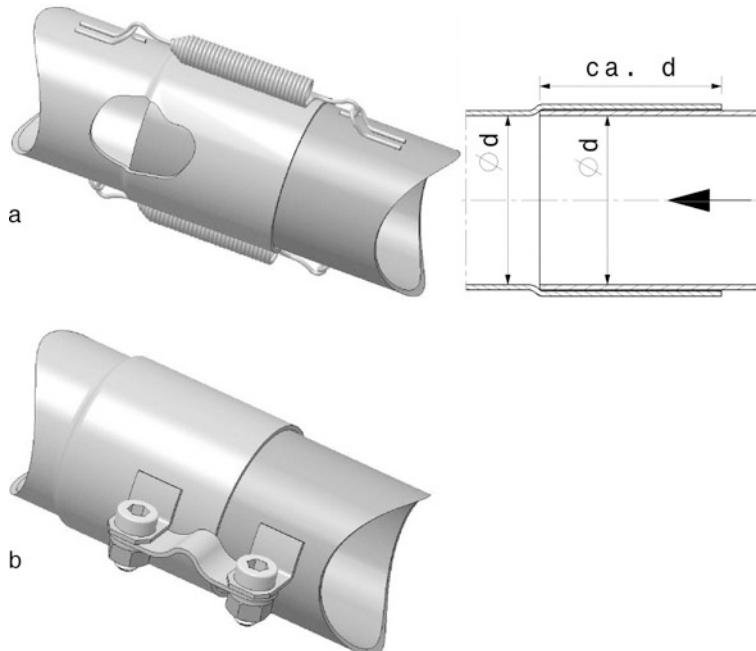


**Abb. L.122** Mündung des Endrohrs (Ferrari Formel 1). Der extrem hochdrehende Motor braucht ein kurzes Endrohr. Die übliche Integration in den Diffusorbereich des Unterbodens gelang mit den von Saison zu Saison immer niedriger werdenden Fahrzeugen und der Zunahme von temperaturempfindlichen CFK immer schlechter. Schließlich wurde diese Lösung geboren: Das Endrohr weist nach oben und mündet an der Oberseite der Motorabdeckung



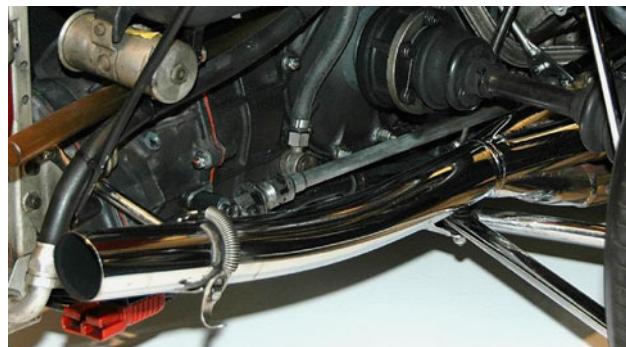
**Werkstoffe.** Abgasanlagen bestehen je nach angepeilter Lebensdauer und Budget aus Stahl, nichtrostendem Stahl (1.4301, 1.4828) oder Titanlegierungen. Die Wandstärke liegt bei 1 mm. Wenn Bauteile weiter strömungsabwärts vom Zylinderkopfflansch entfernt sind, wie etwa Schalldämpfertöpfe, können diese auch aus Aluminiumlegierungen oder aus faserverstärkten Kunststoffen bestehen.

In Serienabgasanlagen von Pkw wird Titan noch nicht eingesetzt. Es befinden sich jedoch schon Produktionsanlagen dafür in Entwicklung.



**Abb. L.123** Verbindungen von Abgasrohren. **a** Steckverbindung mit Zugfedern, **b** Steckverbindung mit elastischer Lasche. Ein zylindrisches Rohr wird in ein aufgeweitetes Rohr gesteckt. Die Dichtung erfolgt über Linienberührung an der Stirnseite. Die Strömungsrichtung (im Bild nach links) wird durch die Trichterform der Aufweitung bestimmt. Die Fülgelänge liegt in der Größenordnung vom Rohr-Durchmesser. Diese einfache Verbindung kommt ohne weitere Dichtung aus und kann leicht gelöst sowie wieder gefügt werden. Mit dieser Verbindungsart können Rohre miteinander oder auch ein Schalldämpfer an das Vorrohr verbunden werden

**Abb. L.124** Halterung eines Endrohrs. Das Endrohr wird an seine gabelförmige Aufnahme mit einer Zugfeder gedrückt. Die Verbindung ist elastisch, lässt Längsschieben zu und kann rasch geöffnet werden



## 4.7 Schmierölversorgung Lubrication System

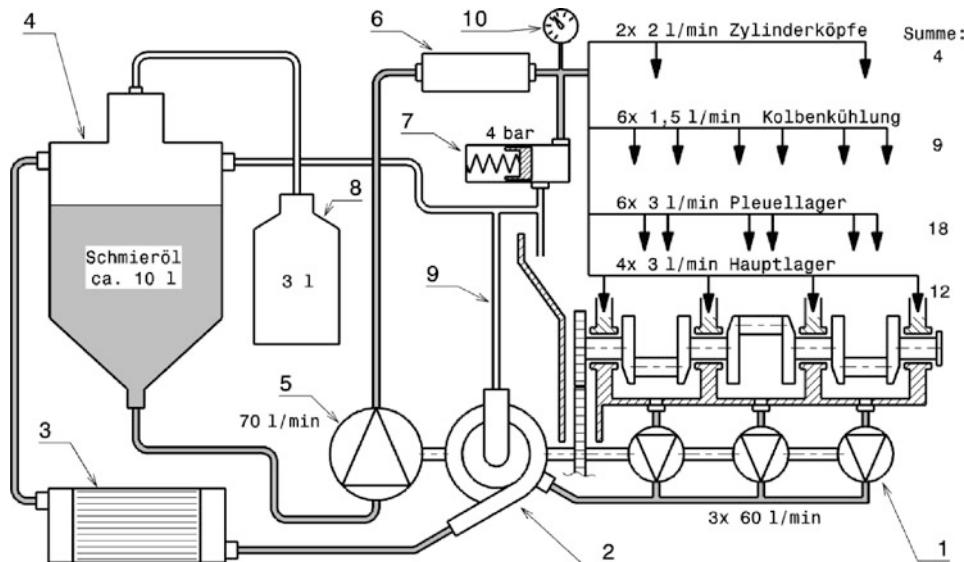
Eine zuverlässige Schmierung von hochdrehenden Rennmotoren ist schwierig sicherzustellen, aber für die Zuverlässigkeit des Aggregats unerlässlich. Die Hauptaufgaben des Öls sind ja neben dem Schmieren (= Trennen von Gleitflächen, d. h. Reduzieren von Reibung und Verschleiß) auch das



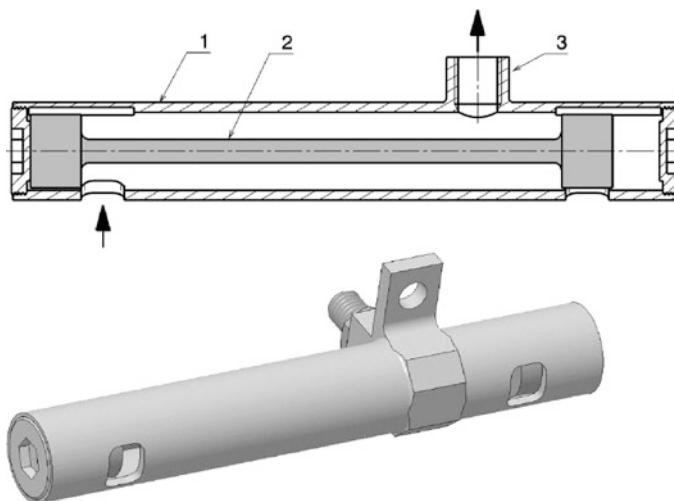
**Abb. L.125** Abgasanlage eines Monoposto. Die Abgasrohre dieses V8-Motors sind auf einer Bankseite wie die eines Reihenvierzylinders zusammengefasst: Die Rohre der beiden äußeren Zylinder und der beiden inneren werden jeweils zusammengeführt. Anschließend werden die beiden verbleibenden Rohre zu einem Endrohr vereinigt. Das Endrohr wird nach hinten zum Schalldämpfer geführt. Die Anlage schmiegt sich an die Fahrzeugform an. Man kann am Unterboden am Verlauf der Leiste für die Motorabdeckung gut die Flaschenhalsform des Wagens erkennen

Kühlen. Um das Gewicht des Motors nieder zu halten, wird versucht auch die Ölmenge klein zu halten. Prinzipiell gibt es je nach Ausführung der Ölwanne Nassumppf- und Trockensumpfschmierungen (*wet/dry sump lubrication*). Eine Trockensumpfschmierung stellt die Ölversorgung auch bei extremen Fahrzuständen sicher und ermöglicht nebenbei eine Luftscheidung und reduziert Panschverluste von Kurbelwelle und Pleuel, Abb. L.126. Saugpumpen (1) saugen das Öl-Luft-Gemenge aus der Ölwanne bzw. aus den einzelnen Kurbelkammern ab. Die Abgrenzung in einzelne Kurbelkammern verhindert bei längs eingebauten Motoren, dass Schmieröl beim Beschleunigen oder Bremsen nach hinten bzw. vorne schwappt und die Pumpe das Öl nicht absaugen kann. Auf derselben Antriebswelle wie die Saugpumpen kann eine Zentrifuge (2) sitzen, die Öl und Luft trennt. Das System muss geschlossen sein, deshalb werden Zentrifuge und Trockensumpfbehälter in einen Überlaufbehälter (8) entlüftet. Im folgenden Ölkühler (3) kann die Wärme dann effizienter abgeführt werden, als mit schäumendem Öl. Der Trockensumpfbehälter (4) speichert den Ölvorrat und lässt die restliche Luft aus dem Öl lösen. Die Öldruckpumpe (5) erzeugt den Förderdruck. Bevor das Öl zu den eigentlichen Schmierstellen im Motor gelangt, wird es durch einen Filter (6) von Schmutzpartikeln befreit. Die wichtigsten Versorgungsstellen sind Hauptlager, Pleuellager, Spritzdüsen für Kolbenkühlung, Rädertrieb für Nockenwellen und Nebenaggregate, Ventilbetätigung aber auch mögliche Nebenaggregate wie Abgasturbolader oder Schraubenverdichter. Die im Schema gezeigte Anordnung des Ölkühlers im Förderkreis der Saugpumpen hat den Vorteil, dass der Kühler im Niederdruckbereich des Systems sitzt und weniger empfindlich auf Lecks – etwa durch Steinschlag hervorgerufen – reagiert. Der Kühler kann auch im Hochdruckbereich, also nach der Druckpumpe, angeordnet sein und das Öl vor dem Eintritt in den Motor kühlen.

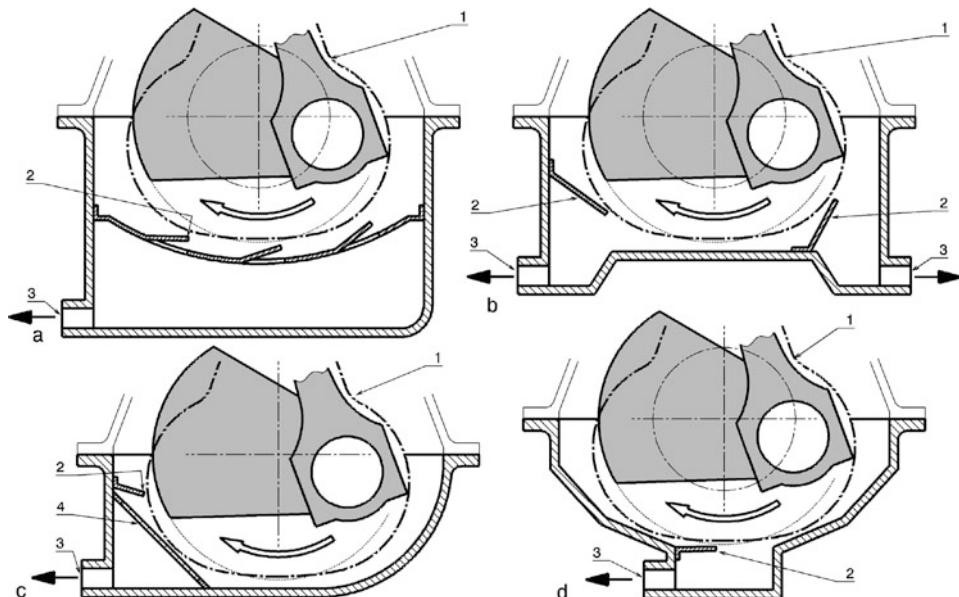
Der Lage der Absaugstelle(n) im Kurbelgehäuse bzw. in der Ölwanne kommt große Bedeutung zu. Die Absaugpumpen werden zwar 20 bis 30 % größer dimensioniert als die Druckpumpen, weil sie ja ein Öl-Luft-Aerosol ansaugen, dennoch ist es wichtig, dass das Öl aus der Wanne entfernt wird, bevor es von rotierenden Teilen erfasst und im Kurbelraum „verteilt“ wird. Weist der Motor nur eine Pumpe auf, kann die Saugleitung mit zwei Saugöffnungen ausgeführt werden. Ein Ventil sorgt träge-



**Abb. L.126** Schema Trockensumpfschmierung V6 – 2,5 l, nach [2]. Pro Kurbelkammer arbeitet eine Lenzpumpe. Das Öl wird erst nach dem Luftabscheider dem Wärmetauscher zugeführt. Die gesamte Ölmenge beträgt ca. 15 l. Die eingetragenen Volumenströme gelten für  $11.000 \text{ min}^{-1}$ . 1 Saugpumpe (Lenzpumpen) *scavenge pump*, 2 Ölab scheider (Zentrifuge) *oil seperator*, 3 Öl kühler *oil cooler*, 4 Trockensumpfbehälter *dry sump oil tank*, 5 Druckpumpe *pressure pump*, 6 Öl filter *oil filter*, 7 Druckregler *pressure regulator valve*, 8 Überlaufbehälter *catch tank*, 9 Aus gleichsleitung *breather line*, 10 Öl druckanzeige *oil pressure indicator*



**Abb. L.127** Ölabsaugventil. 1 Saugrohr, 2 Schieber, 3 Anschluss zur Öl pumpen-Saugseite. Die Einheit ist quer zur Fahrtrichtung im Ölsumpf eingebaut. Der Schieber wird bei Kurvenfahrt durch die Querbeschleunigung nach links bzw. rechts bewegt und verschließt so jeweils die Seite, durch die auch Luft angesaugt werden könnte (im Schnitt ist das die rechte Öffnung). Entlastungsnuten an der Oberseite verhindern das Stehenbleiben des Schiebers, wenn sich Öl an dessen Stirnseite angesammelt hat



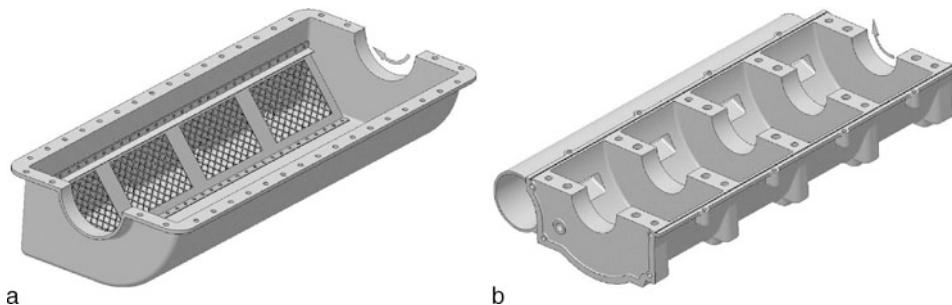
**Abb. L.128** Gestaltung der Ölwanne bzw. des Kurbelgehäuseunterteils. **a** Ölhobel, **b** seitliche Ölauffangkanäle, **c** seitliches Sieb, **d** mittiger Ölauffangkanal, **1** Pleuelgeige *conrod locus*, **2** Abweiser *scraper*, **3** Öl-Absaugstelle *oil pick up*, **4** Metallsieb *metal screen*

heitsgesteuert für das Verschließen des Leitungsteils auf der Kurveninnenseite, Abb. L.127. Mit einer solchen Vorrichtung kann auch eine Nasssumpfsschmierung in einem Rennfahrzeug arbeiten, wie das Beispiel Formel BMW/ADAC mit dem Motorradmotor der K1100 gezeigt hat.

Durch eine entsprechende Gestaltung der Ölwanne bzw. des Kurbelgehäuseunterteils kann das zuverlässige Absaugen des Öls sichergestellt werden und trotzdem das Kurbelraumvolumen klein gehalten werden. Saugpumpen mit großem Durchsatz können den Kurbelraum praktisch evakuieren, was vor allem bei höchsten Drehzahlen die Verluste des Kurbeltriebs durch Luft- und Ölwiderstand nahezu eliminiert. Bei schnellaufenden Pkw-Motoren kommt ein Ölhobel (*windage tray*) zum Einsatz, Abb. L.128a. Er trennt den Ölraum vom Kurbelraum und weist hobelartige Abweiser auf, die z. B. direkt aus einem Blech ausgeklinkt sind. Diese Variante lässt auch eine Nasssumpfsschmierung zu. Die Wanne kann seichter gestaltet werden, wenn zwei seitliche Öllaufkanäle das von Abweisern aufgefängene Öl sammeln, Abb. L.128b. Etwa 20 mm Abstand des Bodens zur Pleuelgeige genügen im Allgemeinen. Mit Ölauflaufkanälen reichen zwei Absaugstellen am vorderen und hinteren Motorende. Eine seitliche Absaugung gestattet die geringste Bauhöhe, Abb. L.128c. Bei Evakuierung des Kurbelraums kann die Gehäusekontur extrem knapp an die Pleuelgeige bzw. die Gegengewichtsbahn heranreichen, Abb. L.128d.

Die Abb. L.129 veranschaulicht die Gestaltung von Ölauflaufräumen anhand von axonometrischen Darstellungen.

**Pumpen Pumps.** Die Öldruckpumpe erzeugt einen Förderdruck von 4 bis 7 bar. Sie wird direkt von der Kurbelwelle oder vom hinteren Wellenende (z. B. über eine Oldham-Kupplung) eines weiteren Nebenaggregats (Kühlmittelpumpe, Saugpumpe, ...) angetrieben. Werden Rennmotoren von einem Serienmotor abgeleitet, kommen größere Pumpen zum Einsatz, die außen am Motor angebracht



a

b

**Abb. L.129** Ansichten zweier Ölauffangräume, **a** Ölwanne mit Metallsieb, vgl. Abb. L.128c. **b** Kurbelgehäuseunterteil eines hochdrehenden V8-Motors. Aus jeder Kurbelkammer wird das Öl-Luft-Gemisch tangential auf der auflaufenden Seite abgesaugt. Dazu sitzen außen einzelne Absaugpumpen (Gerotorpumpen) in einem gemeinsamen Gehäuse, die von einer gemeinsamen Welle angetrieben werden



**Abb. L.130** Externe Ölpumpe (Formel Renault). Der Motor ist von einem Pkw-Serienmotor angeleitet. Die Nasssumpforschmierung wird auf eine Trockensumpforschmierung umgerüstet. Die externe Ölpumpe sitzt außen seitlich an der flachen Gussölwanne und wird über eine Welle vom Nebenaggregatgetrieb an der Motorstirnseite angetrieben. Den Anschluss der Welle an der Pumpe übernimmt eine Klauenkopplung. Links im Bild ist auch der Ölkühler zu sehen, der zwischen Motorblock und Ölfilter eingebaut wird und mit Wasser gekühlt wird

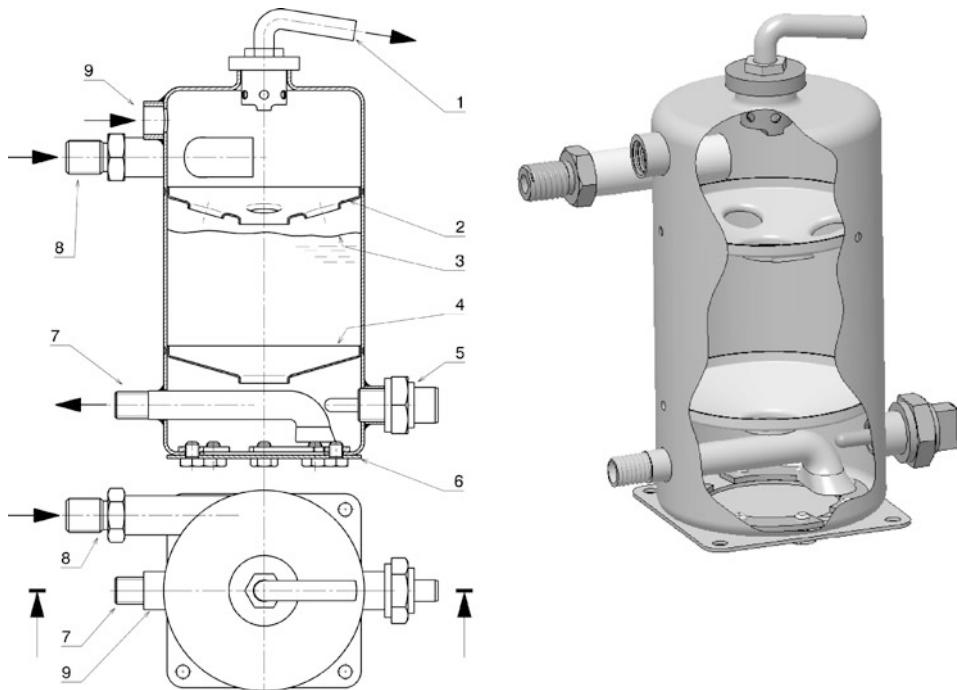
werden, Abb. L.130. Bei durchkonstruierten Renntriebwerken werden die Nebenaggregate gerne in separaten Einheiten zusammengefasst, Abb. L.131.

Die Strömungsgeschwindigkeit in Leitungen und Kanälen soll bei 0,5 bis 1 m/s liegen.

Die vornehmlich eingesetzten Pumpenbauarten sind: Zahnradpumpe, Trochoidenpumpe und Gerotorpumpe.

**Abb. L.131** Nebenaggregateinheit eines Rennmotors. Links ist die Wasserpumpe angeordnet, daran schließen Öl-Druck- und Saugpumpen auf einer gemeinsamen Welle an. Die Einheit wird außen an das Kurbelgehäuseunterteil angeschraubt und vom Motor angetrieben





**Abb. L.132** Trockensumpfbehälter. 1 Entlüftung (zum Überlaufbehälter) *breathing*, 2 Schwallblech oben *top baffle plate*, 3 Ölspiegel im Betrieb *oil level running*, 4 Schwallblech unten *bottom baffle plate*, 5 Temperatursensor *temperature sensor*, 6 Bodenplatte *bottom plate*, 7 Saugleitung zur Druckpumpe *pick up line to pressure pump*, 8 Rücklauf von Saugpumpe *return from scavange pump*, 9 von Motorentlüftung *from engine breather*

Wichtig ist neben der erforderlichen Förderleistung die Effizienz der Pumpe. Die Verlustleistung kann bis zu 4 % der des Gesamtmotors in bestimmten Betriebspunkten betragen [26].

**Trockensumpfölbehälter Dry Sump Oil Tank.** Im Trockensumpfbehälter (Abb. L.132) wird der Öl vorrat gespeichert und das rücklaufende Öl von der restlichen Luft, die trotz des Luftabscheiders im Öl gelöst geblieben ist, getrennt. Er kann auch zur weiteren Wärmeabfuhr aus dem Öl mit Kühlrippen versehen sein. Der Trockensumpfbehälter sitzt möglichst nahe am Motor, soll aber auch von kühler Luft erfasst werden.

Im Betrieb ist der Füllstand so, dass ein Beruhigungsraum oberhalb des Ölspiegels verbleibt, in dem die Luft sich vom Öl trennen kann. Das Rücklauföl tritt tangential am oberen Ende des Behälters ein und benetzt so als dünner Film die Behälterwand. Das erleichtert das Abscheiden der Luft. Die Luft gelangt über eine Entlüftungsleitung aus dem Behälter. Gelochte Schwallbleche im Inneren halten die Bewegung des Ölspiegels auch bei extremen Fahrzuständen in Grenzen. Das Absaugen erfolgt nahe des Behälterbodens, weit von der Einlaufstelle entfernt. Der Saugtrichter ist mit einem grobmaschigen Netz als Filter versehen. Der freie Querschnitt dieses Siebs soll größer als das Zehnfache des Saugleitungsquerschnitts sein.

Die Gehäuse werden zweiteilig ausgeführt (Bodenplatte, mittige Teilfuge, ...), damit sie innen gereinigt werden können. Trockensumpfbehälter werden gerne in das Kupplungsgehäuse (*bell housing*) integriert, z. B. bei Einsitzern und Sport-Prototypen, Abb. L.133.

**Tab. L.13** Fassungsvolumen von Trockensumpfölfächtern

Motorhubvolumen [l]	Füllmenge [l]
bis 2,5	5
bis 4	7
bis 6	10

**Abb. L.133** Anordnung des Schmiersystems in einem Formel-Wagen (Arrows A10 B Megatron). Man sieht die Hinterachse mit einem mächtigen Achsgetriebe (Fahrtrichtung nach rechts). Der Trockensumpfölfächter sitzt im Kupplungsgehäuse und ist nicht zu sehen. Darauf ist das schwarze Ausgleichsgefäß angebracht. Der Ölkühler sitzt hinten auf dem Getriebe und führt die Wärme an die durchströmende Luft ab. Seine Anschlüsse sind mit Temperaturmessstreifen versehen



Manche Behälter sind mit einer elektrischen Öl-Vorwärmseinrichtung (*oil preheater*) versehen. Das erleichtert den „Kaltstart“ des Motors und beugt Schmierproblemen, hervorgerufen durch zu dickflüssiges Öl, vor.

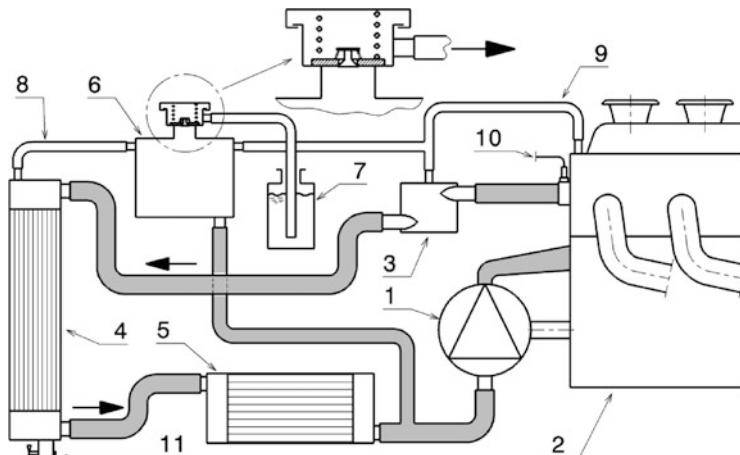
Der Behälter muss so groß dimensioniert sein, dass die Schmierung auch trotz des Ölverbrauchs während des Rennens sichergestellt bleibt. Der Schmierölverbrauch lag vergleichsweise beim Ford Cosworth DFV 3 l-V8-Motor bei etwa 3,4 l auf 320 Rennkilometer [27]. Das Motoröl wird zwischen Training und Rennen gewechselt. Dadurch braucht jeder Formel-1-Wagen pro Rennwochenende mit etwa 2200 km 160 l Schmieröl.

Je nach Motorengröße werden unterschiedliche Volumina benötigt. Für Anhaltswerte kann Tab. L.13 herangezogen werden.

## 4.8 Kühlung Cooling System

Das Kühlungssystem führt einen Teil der bei der Verbrennung anfallenden Wärme ab. Dies ist erforderlich, damit die Warmfestigkeit der Bauteile nicht überschritten wird (Zylinderkopf, Kolben, Laufbuchse, ...). Beim Ottomotor wird auch die Gefahr von Klopfen und Glühzündungen herabgesetzt. Außerdem ist die Dichte der Frischladung bei niedrigen Temperaturen höher und damit die effektive Leistung des Motors. Fehler im System (angefangen bei einem undichten Schlauch) führen rasch zum Totalausfall des Motors. Das Kühlungssystem von Serien- und Rallyefahrzeugen umfasst auch noch die Heizung für den Innenraum. Als Kühlflüssigkeit wird meist ein Gemisch aus Wasser und Zuschlagsstoffen eingesetzt, teilweise wird auch mit reinem Wasser gefahren, vgl. auch Abb. L.144.

Das System wird als geschlossenes System betrieben, d. h. kein Teil der Kühlflüssigkeit wird an die Umgebung abgeführt, sondern im Fall eines zu hohen Überdrucks in einen Ausgleichsbehäl-



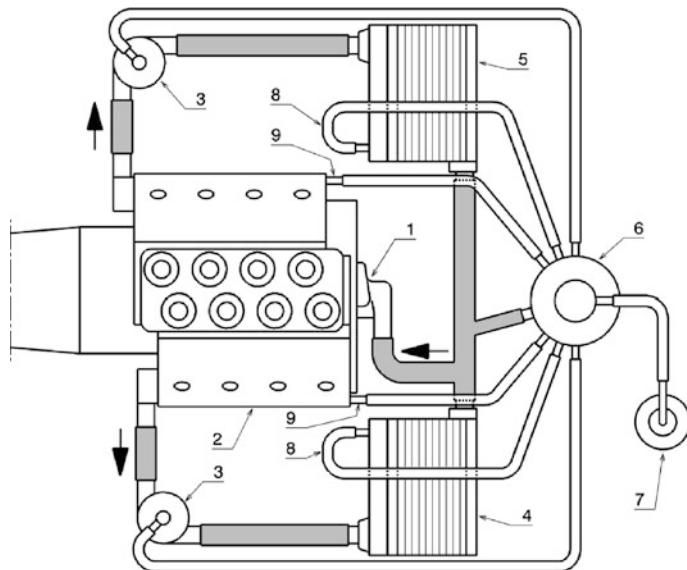
**Abb. L.134** Kühlungssystem schematisch. 1 Wasserpumpe *water pump*, 2 Motor engine, 3 Entlüftungsbehälter *swirl pot*, 4 Wärmetauscher *radiator*, 5 Ölkühler *oil cooler*, 6 Ausgleichsgefäß *header tank*, Detail zeigt Anschlussstutzen mit Deckeldoppelventil, 7 Überlaufbehälter *catch tank*, 8 Entlüftung Kühler *top radiator bleed*, 9 Entlüftung Motor engine *bleed*, 10 Anschluss Fernthermometer *connection temperature indicator*, 11 Ablassschraube *drain plug*

ter bzw. einen Überlaufbehälter. Aus diesem wird beim Abkühlen Kühlflüssigkeit wieder eingesaugt, Abb. L.134.

Die Wasserpumpe (1) fördert die Kühlflüssigkeit in den Zylinderblock. Diese umströmt die Laufbuchsen von vorne nach hinten. Ein Teilstrom wird gleichzeitig zum Zylinderkopf geleitet. Die Kalibrierung dieser Ströme erfolgt über unterschiedliche Bohrungen in der Zylinderkopfdichtung oder im Zylinderkopfdeck. Der Zylinderkopf wird quer von der Einlass- zur Auslassseite durchströmt. Die reine Längsdurchströmung wie sie an Gebrauchsmotoren zu finden ist, kann bei hochbelasteten Motoren nicht eingesetzt werden. Die erste Buchse ist bei der Methode nämlich die kühlsste und die letzte die heißeste. Umgekehrt sind durch die weitere Strömung im Zylinderkopf von hinten nach vorne der letzte Brennraum der kühlsste und der erste der heißeste. Bei Formel-1-Motoren geht man noch einen Schritt weiter und kühlst Block und Kopf völlig getrennt. Damit kann der Brennraum relativ kühl betrieben werden (ca. 60 °C Wassertemperatur) und die Laufbuchsen bei den sonst üblichen Temperaturen (ca. 90 bis 110 °C Wassertemperatur). An kühleren Buchsen würde Kraftstoff als Kondensat niederschlagen und so die Verbrennung verschlechtern und die Schmierung beeinträchtigen.

Die Kühlflüssigkeit verlässt den Motor im Bereich des Zylinderkopfs an einer möglichst hohen Stelle, damit vorhanden Luft mitgerissen wird. Im darauffolgenden Entlüftungsbehälter (3) wird die Luft separiert und dem Ausgleichsbehälter (6) zugeführt. Die Kühlflüssigkeit gibt im Wärmetauscher (4) die Wärme an die Umgebung ab. Im Rücklauf zu Wasserpumpensaugseite kann ein Ölkuhler (5) angeordnet werden. Im Ausgleichsbehälter laufen sämtliche Entlüftungsleitungen zusammen. Der Behälter ist mit einem Deckel verschlossen, der ein Doppelventil enthält. Steigt der Systemdruck über einen Grenzwert, öffnet das Tellerventil und eine Teilmenge strömt in den Überlaufbehälter. Sinkt der Druck im System, z. B. beim nachfolgenden Abkühlen, könnte ein Unterdruck entstehen, der Leitungen und Wärmetauscher kollabieren lässt. Ein Unterdruckventil im Deckel verhindert das, indem es öffnet und die fehlende Wassermenge aus dem Überlaufbehälter wieder einsaugt.

Bei zwei Wärmetauschern sieht das prinzipielle Schema gleich aus, Abb. L.135. Damit bei hochbelasteten V-Motoren eine gleichmäßige thermische Belastung gewährleistet ist, wird allerdings üblicherweise jede Zylinderbank von einer eigenen Wasserpumpe versorgt.



**Abb. L.135** Kühlmittelkreislauf bei zwei Wärmetauschern (Ansicht von oben). 1 Wasserpumpe water pump, 2 V-Motor V-engine, 3 Entlüftungsbehälter swirl pot, 4 Wärmetauscher rechte Bank radiator right hand bank, 5 Wärmetauscher linke Bank radiator left hand bank, 6 Ausgleichsgefäß header tank, 7 Überlaufbehälter catch tank, 8 Entlüftung Kühler top radiator bleed, 9 Entlüftung Motor engine bleed

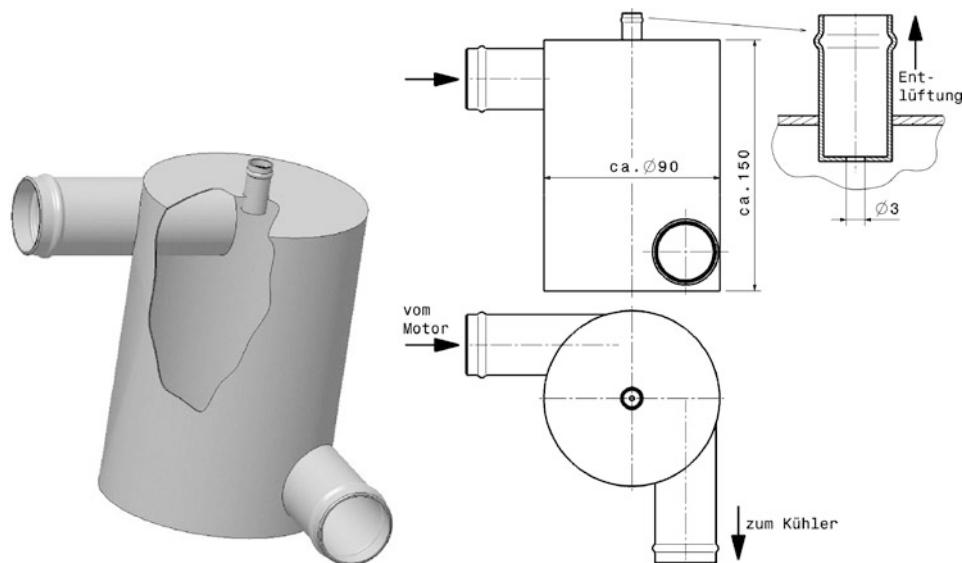
Das System steht unter einem Überdruck (ca. 1,3 bis 1,5 bar; Maximalwerte bis 5 bar), der mit dem Überlaufventil des Ausgleichsbehälters eingestellt wird. Wegen des höheren Systemdrucks siedet das Wasser erst bei höheren Temperaturen (über 120 °C). Die Kühlflüssigkeitstemperatur soll bei etwa 90 °C gehalten werden. In wärmeren Ländern (z. B. Südafrika) wird dieser Zielwert wegen der höheren Umgebungstemperatur überschritten.

Ein Thermostatventil, das den Kühler in der Warmlaufphase des Motors umgeht, wird bei den meisten Rennfahrzeugen nicht gebraucht.

Als grobe Faustregel gilt, dass die abzuführende Wärmemenge pro Zeit etwa der Leistung an der Kurbelwelle entspricht. Die vom Wasser transportierte Wärme hängt von seinem Volumenstrom (Wasserpumpe) und der Temperaturdifferenz (Wärmetauscher) ab. Die Temperaturdifferenz zwischen Kühlmittelein- und -austritt soll gerade bei hochbelasteten Motoren möglichst gering sein (etwa 5 °C. Bei Gebrauchsmotoren bis 10 °C). Höhere Temperaturdifferenzen erlauben zwar des Verringern des Fördervolumens der Wasserpumpe, führen aber zu höheren Bauteilspannungen.

Höhere Systemtemperaturen ermöglichen ein Verkleinern von Wärmetauschern. Damit wird das Packaging (Anordnung sämtlicher Bauteile im Wagen) einfacher, die Menge an Kühlflüssigkeit kleiner und die Aerodynamik des Gesamtfahrzeugs kann wegen der geringeren Kühlerstirnfläche weiter gesteigert werden. Allerdings müssen der Motor und seine Systemkomponenten trotz des höheren Temperaturniveaus akzeptable Leistung bei ausreichender Zuverlässigkeit liefern. Unter anderem muss mehr Wärme über das Schmieröl abgeführt werden. Einige Formel-1-Teams haben diesen (mühsamen) Schritt erfolgreich getan.

Für mittlere Strömungsgeschwindigkeiten in Saugleitungen wird 2,5 m/s und in Druckleitungen 5 m/s empfohlen. Der Durchmesser von ausgeführten Verbindungsleitungen beträgt je nach abzuführender Wärmeleistung 25 bis 32 mm.

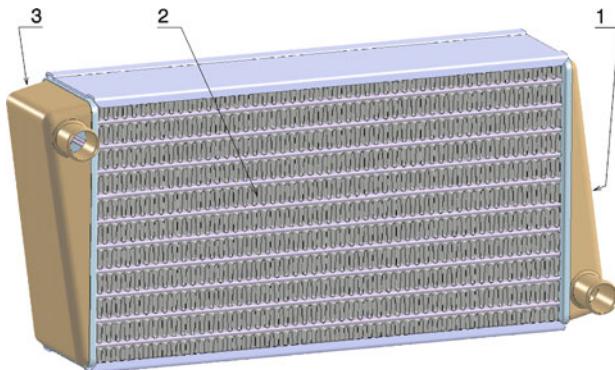


**Abb. L.136** Entlüftungsbehälter (*swirl pot*). Das Wasser durchströmt den Behälter in Form einer Schraubenlinie. Durch eine Zentrifugeneffekt bleibt vorhandene Luft eher in der Mitte, von wo sie entweichen kann. Die Entlüftung ist mit dem Ausgleichsgefäß verbunden

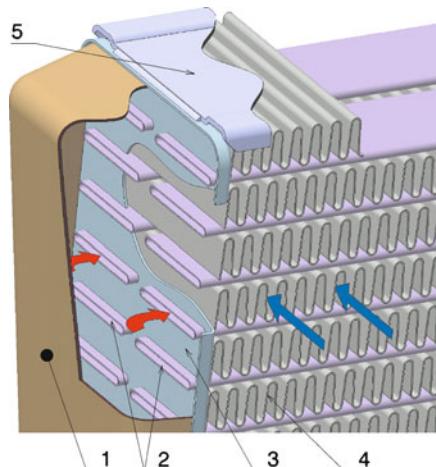
Luft im System stört die Wärmeabfuhr beträchtlich – Luftblasen wirken als Isolator und können durch Ansammlungen zu lokalem Sieden führen. Ein Entlüftungsbehälter im Rücklauf, meist nach dem Austritt aus dem Zylinderkopf, trennt einen Großteil eventuell vorhandener Luft über einen Zentrifugeneffekt, Abb. L.136. Das Wasser wird durch die Anordnung der Rohrstützen zu einer schraubenförmigen Bewegung gezwungen, bei der die leichtere Luft in der Nähe der Schraubachse bleibt und von da nach oben den Behälter verlassen kann.

**Wärmetauscher Heat Exchanger.** Wärmetauscher bestehen aus einem Block mit feinen Kanälen (der eigentliche Wärmetauscher), dem Kühlernetz zwischen diesen Kanälen und aus zwei Wasserkästen, die die Kühlflüssigkeit eintrittsseitig gleichmäßig auf die Kanäle aufteilen bzw. an der gegenüberliegenden Seite wieder sammeln, Abb. L.137 und L.138. Die Wasserkästen nehmen auch die Anschlüsse für die Kühlflüssigkeitsschläuche auf. Die Seitenteile verstärken den Block und mit ihrer Hilfe werden Wärmetauscher im Fahrzeug befestigt, indem sie Befestigungselemente (Laschen, Bohrungen,...) tragen. Bei Serienfahrzeugen werden Wasserkästen aus glasfaserverstärktem Polyamid hergestellt und mit einer Dichtung über Bördelung am Kühlerblock montiert. Die individuellen Lösungen bei Rennfahrzeugen werden aus Aluminiumblech gefertigt und auf industriell produzierte Kühlerblöcke geschweißt oder gelötet. Wärmetauscherblöcke bestehen aus Aluminium. Kupfer wurde in der Vergangenheit wegen seiner besseren thermischen Leitfähigkeit als Grundwerkstoff verwendet. Dieser Vorteil wurde aber mit dem Nachteil einer höheren Masse erkauft. Wärmetauscher und Verbindungsstellen müssen dicht sein und Betriebsdrücke bis zu 5 bar ertragen können. Die Funktionstüchtigkeit darf durch die im Rennbetrieb üblichen Beanspruchungen (Beschleunigungskräfte, Schwingungen, Verschmutzung, Steinschlag,...) keine Einbußen erleiden. Wärmetauscher sollen nicht lackiert werden, weil Lack eher als Isolator wirkt, als dass er die Wärmestrahlung vorteilhaft beeinflusst.

**Abb. L.137** Wärmetauscher in Querstromanordnung.  
Die drei Hauptbestandteile sind:  
1 Wasserkasten Eintritt *in cap*,  
2 Kühlerblock *core*, 3 Wasserkasten  
Austritt *out cap*



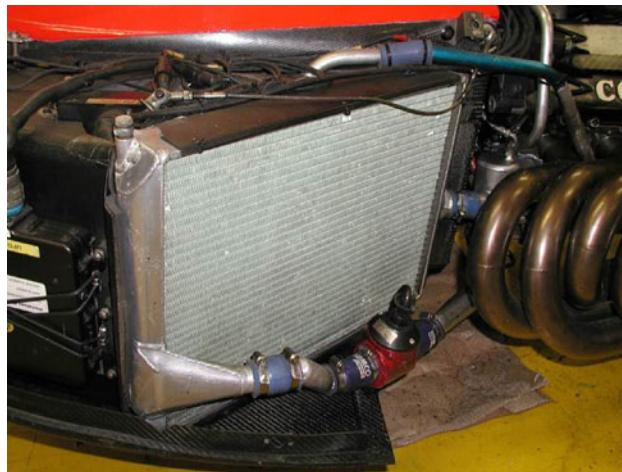
**Abb. L.138** Wärmetauscher Detail (tlw. aufgeschnitten). Grundsätzlicher Aufbau eines Wärmetauschers. 1 Wasserkasten *cap*, 2 Flachrohre *elongated tubes*, 3 Boden *end plate*, 4 Lamellen *louvers*, 5 Seitenteile *side plate*. Flachrohre und Lamellen bilden die Kühlermatrix. Die Kühlflüssigkeit (rote Pfeile) fließt durch die Flachrohre (2). Die Wärme wird an die Luft abgegeben, die durch von Lamellen gebildete Zwischenräume strömt (blaue Pfeile). Die Lamellen können auch turbulenzergzeugende Schlitzte o. ä. aufweisen um den Wärmeübergang zu intensivieren.



Als Einbauorte von Wärmetauschern werden der Fahrzeugbug und seitliche Kästen neben dem Cockpit bevorzugt, Abb. L.139. Als Nachteil der Buganordnung liegen die langen Leitungswände und die Problematik des heißen Wassers an offenen Fahrzeugen bei einem Frontalaufprall auf der Hand. Eine motornahe Anordnung von Ladeluft- und Wasserkühlern hält die Leitungsvolumina klein, reduziert Strömungsverluste und erleichtert den gewünschten modularen Aufbau, der die Wartung erleichtert.

Kühler werden von oben nach unten oder von einer Seite zur anderen (quer) durchströmt. Bei Querstromkühlern tritt die Kühlflüssigkeit idealerweise unten ein und oben aus. Allgemein sollen die Anschlüsse nicht nur unten oder oben sein, sondern so, dass der Kühler „diagonal“ durchströmt wird und so keine Luftpölster stehen bleiben. Eine Entlüftung des Kühlers soll trotzdem vorgesehen werden. Die Leistung eines Querstromkühlers kann erhöht werden, indem beide Anschlüsse auf derselben Seite angebracht werden. Zwischen den Anschlüssen befindet sich ein Trennblech im Wasserkasten genannten Verteilvolumen, das eine Querströmung erzwingt. Die Kühlflüssigkeit durchströmt dann den Kühler in seiner Breite zweimal. Ein Kühler dieser Bauart kommt auch mit einer geringeren Einbauhöhe aus.

Der Lufteinlass zu den Kühlgittern ist so positioniert, dass er den Gesamtairflow um das Fahrzeug nur wenig stört. Die Querschnittsfläche des Luftauslasses nach den Wärmetauschern muss größer

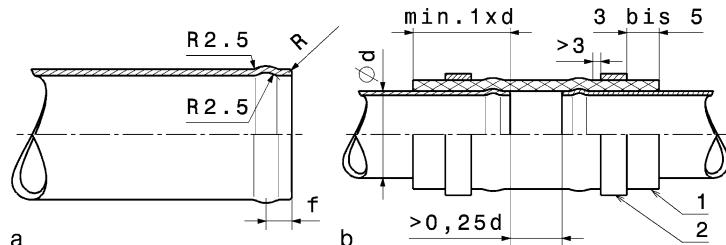


**Abb. L.139** Wärmetauscher (Reynard/BAR). Der Wärmetauscher ist im linken Seitenkasten eines Einsitzers untergebracht. Die Form des Seitenkastens lässt sich an der Kontur des Unterbodens erkennen. Der Kühler ist schräg zur Fahrzeulgängsachse ausgerichtet und verbreitert dadurch nicht die Stirnfläche des Fahrzeugs. In der Anschlussleitung im Vordergrund ist ein elektrischer Vorheizer untergebracht

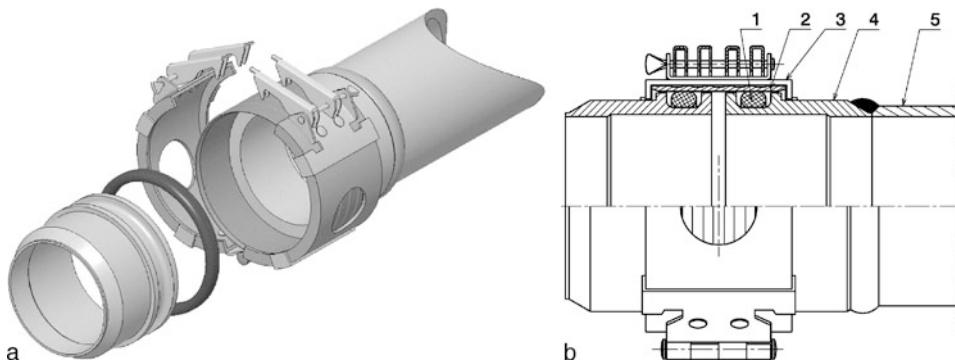
sein als die des Einlasses. Auch auf der Auslassseite wird versucht die Gesamtumströmung positiv zu beeinflussen bzw. ein Unterdruckgebiet zu nutzen um den Luftdurchsatz durch den Kühler zu heben. Weitere Gestaltungshinweise zu den Schächten für Wärmetauscher finden sich im Abschn. E.6 *Wärmeabfuhr und Entlüftung*.

Schlauchanschlüsse -verbindungen stellen eine mögliche Ausfallsursache dar und sollten daher besonders sorgfältig ausgeführt werden. Es gibt zahlreiche Schnellverschlüsse aus Metall mit O-Ringdichtungen, die für Langstreckenrennfahrzeuge interessant sind, wo es auf schnelle Reparatur ankommt (z. B. Abb. L.141). Im Normalfall reichen gesickte Rohre und das Einhalten von Mindestmaßen für eine solide Schlauchverbindung, Abb. L.140.

Ein (geeigneter gewebeverstärkter) Schlauch hat den Vorteil, Bewegungen zwischen den Anschlussstellen zuzulassen und Toleranzen zwischen weiter entfernten Baugruppen (Motor, Wärmetauscher, Behälter) auszugleichen. Im Gegensatz dazu können kurze Schläuche und Rohrleitungen im ungünstigen Fall durch Übertragen der Motorbewegungen zum Abreißen von Anschlussstutzen führen.



**Abb. L.140** Günstige Ausführung von Rohrstutzen und Schlauchverbindungen (tw. nach DIN 71550). **a** Rohrstutzen, **b** Schlauchverbindung, 1 Schlauch *hose*, 2 Schelle *clamp*. Der Rohrstutzen weist eine Sicke (*bead*) zum Halten des Schlauchs und eine Rundung zur Montageerleichterung auf



**Abb. L.141** Schnellverschluss (System Wiggins). **a** Axonometrische Darstellung, **b** Halbschnitt-Darstellung 1 O-Ring O-ring, 2 Innenring sleeve, 3 Schelle coupling, 4 Anschweißflansch welding flange, 5 Rohr tube. Die beiden Anschweißflansche tragen jeweils einen O-Ring (1), der bei der Montage die Dichtung zum Innenring (2) herstellt. Die Flansche (4) werden durch eine gelenkige Schelle (3) in Achsrichtung gehalten. Die Schelle kann mit einer Hand geschlossen werden und erlaubt eine leichte Kontrollierbarkeit der Verbindung. Dieses Verschlussystem ermöglicht einen axialen Ausgleich im Bereich von 6 mm und eine Winkelabweichung bis  $4^\circ$ .

Aluminiumrohre sind im Gegenzug leichter als Schläuche gleichen Innendurchmessers und halten wegen ihrer Formsteifigkeit die Einbaulage im Fahrzeug wesentlich besser ein. Das erhöht die Zuverlässigkeit bei engen Platzverhältnissen und bewegten sowie heißen Teilen in unmittelbarer Nähe (Wellen, Riemenscheiben, Abgasrohre, ...).

## 5 Besonderheiten von Rennmotoren *Specialities*

Im Grunde gibt es keinen Unterschied zwischen Serien- und Rennmotoren. Aber dadurch dass die Renntriebwerke ausgereizt und meist für einen bestimmten Einsatz konstruiert sind, gibt es im Detail doch einige auffallende Abweichungen.

**Motorstart Engine Start.** Extrem hochgezüchtete Motoren können nicht wie Serienmotoren angeworfen werden. Der eigentlichen Inbetriebnahme geht bei Formel-1-Motoren ein etwa einständiger Check voraus. Vor dem Start wird der gesamte Motor über externe Einrichtungen vorgewärmt. Entweder wird die Kühlflüssigkeit beheizt oder es wird wenigstens die Kraftstoffzumesseinrichtung vorgewärmt. Das Kühlsystem wird mittels geeigneter Vorrichtung unter Druck gesetzt um Leckagen zu orten, bevor die Verkleidungssteile am Fahrzeug angebracht werden [27].

Die Kraftstoffzumesseinrichtung wird auf fett (s. Anhang: Luftverhältnis) eingestellt und die elektrische Kraftstoffpumpe eingeschaltet. Die Kurbelwelle wird meist über externe Einrichtungen (Druckluftstarter über Getriebereingangswelle, elektrische Starter) zum Drehen gebracht. Sobald der Motor aus eigener Kraft läuft, sorgt bei manchen Motoren eine mechanisch betriebene Kraftstoffpumpe für den Systemdruck. Zunächst wird der Motor bei etwa  $2000 \text{ min}^{-1}$  betrieben, bis Öl- und Kühlflüssigkeitstemperaturen über  $30^\circ\text{C}$  gestiegen sind. Erst dann wird die Drehzahl gesteigert und das Gemisch abgemagert. Der Wagen darf die Box erst verlassen, wenn die Temperaturen der Kühlflüssigkeit  $70^\circ\text{C}$  erreicht haben [27].

**Abb. L.142** Ansicht eines Motors von vorne (Ferrari Formel 1 V10-Zylinder). Ein V-Motor bietet die Möglichkeit weit entfernte Befestigungspunkte an Kurbelgehäuse (hier zwei unten) und Zylinderköpfen (hier je zwei am Deckel oben) bereitzustellen. An diesen Stellen wird das Aggregat mit dem Monocoque verschraubt



**Abb. L.143** Ansicht eines Motors von hinten (Ferrari Formel 1 V10-Zylinder). An einem mittragenden Motor wird das Kupplungsgehäuse und das Getriebegehäuse angeschraubt und über diese Verbindung werden sämtliche Kräfte und Momente von der Hinterachse in den Rahmen eingeleitet. An den Zylinderkopfhauben befindet sich je eine Aufnahmebohrung für das Kupplungsgehäuse, die vorteilhaft weit von den Bohrungen im Kurbelgehäuse entfernt sind



**Abstellen Shut Down.** Vor dem Abschalten der Zündung wird der Motor im Leerlauf nochmals für einige Sekunden hochgedreht, damit das Schmieröl aus dem Motor in den Trockensumpftank gefördert wird. Das stellt ein verlustloses Feststellen des Ölstandes sicher.

**Transport Transport.** Bei pneumatischen Ventilfedern müssen diese mit einem Behälter unter Druck gesetzt werden. Sonst rutschen die Ventile durch das Eigengewicht in den Brennraum und beschädigen die Kolbenkrone.

**Motorlagerung Engine Suspension.** Eine schwingungsisolierte Aufhängung über elastische Lager, wie sie bei Serienfahrzeugen Standard ist, kommt bei Rennfahrzeugen kaum vor. Entkopplungselemente beanspruchen Bauraum, ebenso wie Bauteile, die durch eine solche Befestigung Bewegungsraum erhalten. Sie stellen eine zusätzliche Masse dar und außerdem führen elastische Elemente zu Energieverlusten sowie Indirektheit durch zusätzlichen Bewegungsraum. Im Allgemeinen wird der Motor direkt an den Rahmen geschraubt, wenn er nicht sogar mittragendes Element des Fahrzeugs ist wie dies bei Einsitzern oft der Fall ist, Abb. L.142 und L.143.

## 6 Betriebsstoffe Fuels, Coolants and Lubricants

Übliche Betriebsstoffe für Motoren sind Kraftstoff, Schmierstoff und Kühlflüssigkeit.

### 6.1 Kraftstoffe Fuels

Bei Ottokraftstoffen sind ihr Siedeverlauf und die Klopffestigkeit herausragende Eigenschaften für den motorischen Betrieb. Klopffestigkeit ist die Fähigkeit des Benzins eine ungewollte (also nicht durch die Zündkerze eingeleitete) Entflammung zu verhindern. Eine länger dauernde klopfende Verbrennung führt zur Schädigung und in Folge zur Zerstörung von Zündkerzen, Kolben, Zylinderkopfdichtung und Ventilen. Ein Maß für die Klopffestigkeit sind die Oktanzahlen. Je höher der Wert, desto klopfester der Kraftstoff.

Der Siedeverlauf, also die Verdunstungsanteile über der Temperatur, hat großen Einfluss auf das Motorverhalten. Zum Starten sind niedrigsiedende Kraftstoffbestandteile günstig. Zu viele davon führen jedoch vor allem im Sommer zur Dampfblasenbildung im Kraftstoffsysteem. Schwersiedende Anteile sind diesbezüglich besser. Sie können jedoch an der kalten Zylinderlauffläche kondensieren und die Kolbenschmierung empfindlich stören. Kraftstoffanteile, die im mittleren Temperaturbereich verdampfen, führen zu guter Fahrbarkeit. Umgekehrt macht sich ein Mangel an Anteilen im mittleren Bereich durch „Ruckeln“ beim Beschleunigen bemerkbar. Beim Heißstart des Motors sind die Anforderungen an den Kraftstoff genau umgekehrt. Naturgemäß sind die Umgebungstemperaturen nicht immer gleich und deshalb gibt es Kraftstoff in Winter- und Sommerqualität.

Bei Rennkraftstoffen kommen zu den erwähnten Eigenschaften noch Innenkühlung (für erhöhte Füllung), hohe Brenngeschwindigkeit (für hohe Drehzahlen) und großer Heizwert (für hohe Energiezufuhr) hinzu.

Die Höhe der im Kraftstoff gebundenen Energie ist besonders interessant, weil sie sich direkt auf die Motorleistung auswirkt. Gleichung (L.3) gibt diesen Zusammenhang in einfacher Form wieder. Möchte man Kraftstoffe hinsichtlich ihres Energiegehalts vergleichen, ist daher der Gemischheizwert  $H_G$  (L.4) die entscheidende Größe und nicht der spezifische Heizwert  $H_u$ . Die Daten in Tab. L.14 mögen das veranschaulichen, indem für den Gemischheizwert der für ihn wesentliche Quotient  $H_u/L_{min}$  angeführt wird. Nitromethan weist zwar einen deutlich geringeren Heizwert auf als Iso-Oktan, aber die mit der erforderlichen Luft freizusetzende Energiemenge im Brennraum ist mehr als das Doppelte, weil Nitromethan wesentlich weniger Luft zur stöchiometrischen Verbrennung braucht. Die Ausnutzung der doppelten Energiemenge resultiert natürlich auch in einer entsprechend stärkeren thermischen und mechanischen Belastung des Motors.

Eine hohe Brenngeschwindigkeit ist für Rennkraftstoffe in jedem Fall von Vorteil. Mit einem angepassten Zündkennfeld kann die Klopfgrenze verschoben werden und der Schwerpunkt der

**Tab. L.14** Energievergleich von Kraftstoffen, nach [26]

Kennwert	Nitromethan	Methanol	Iso-Oktan
Summenformel	$\text{CH}_3\text{NO}_2$	$\text{CH}_3\text{OH}$	$\text{C}_8\text{H}_{18}$
O <sub>2</sub> -Gehalt, % (m/m)	52,5	49,9	0
Heizwert $H$ , kJ/kg	11.300	19.900	44.300
Luftbedarf $L_{min}$ , kg/kg	1,7 : 1	6,45 : 1	15,1 : 1
spezifische Energie $H_u/L_{min}$ , kJ/kg	6647	3085	2934

**Tab. L.15** Kraftstoffspezifikationen für Ottomotoren, nach [45]

Kenngroße	A	B	C
Zusammensetzung, %			
Toluol	30	60	84
<i>n</i> -Heptan	4	9,5	16
Iso-Oktan	66	30,5	0
Research Oktanzahl ROZ	101,6	101,9	101,8
Motor Oktanzahl MOZ	94,2	91,2	90,0
Dichte (bei 15 °C), kg/dm <sup>3</sup>	0,747	0,799	0,840
spez. Heizwert $H_u$ , kJ/kg	43 124	41 931	41 102
Luftbedarf $L_{min}$ , kg/kg	14,5 : 1	14,0 : 1	13,7 : 1
Dampfdruck nach Reid, bar	0,151	0,138	0,118
Siedeverlauf, °C			
Anfang	96,0	98,5	100,0
10 %	97,5	100,5	105,0
50 %	98,5	102,0	106,0
90 %	100,0	102,0	108,0
Siedeendpunkt	123,5	108,0	116,0

Energieumsetzung kann in den Bereich verlegt werden, in dem der Kurbeltrieb den höchsten mechanischen Wirkungsgrad hat (je nach Pleuelverhältnis 8 bis 15 °KW nach OT).

Methanol findet in einigen Rennserien Verwendung (z. B. IRL und Eisspeedway). Es hat einen wesentlich geringeren Luftbedarf als übliche Ottokraftstoffe (Tab. L.14), weshalb die Gemischbildung an Methanol angepasst werden muss. Auch Werkstoffe (vor allem Dichtungen und Einspritzsystemteile) müssen wegen seines korrosiven bzw. quellenden Verhaltens gezielt ausgesucht werden. Innermotorisch erweist sich die hohe Verdampfungswärme als Vorteil: Die Brennraumtemperatur ist niedriger als bei Benzin und dadurch die Zylinderfüllung höher. Auch das Verdichtungsverhältnis kann höher gewählt werden als bei Ottokraftstoff. Alkohol ist auch stark hygroskopisch. Deshalb spülen viele Teams am Ende des Renntags den Motor mit Benzin, indem sie ihn damit betreiben, bis das Kraftstoffsystem methanolfrei ist.

Ein Methanolbrand kann im Gegensatz zu anderen Kraftstoffen mit Wasser gelöscht werden.

Tabelle L.15 zeigt einige Spezifikationen von Kraftstoffen, die 1988 bei der Leistungsentwicklung des Honda V6 1,5-l-Turbomotors für die Formel 1 untersucht wurden. Die besten Ergebnisse wurden mit dem Kraftstoff C erreicht: 742 kW Leistung bei 12.000 min<sup>-1</sup> und 664 Nm Drehmoment bei 9700 min<sup>-1</sup>. Der Kraftstoff hat einen hohen Toluol-Anteil und eine Dichte, die bereits im Bereich von Diesekraftstoffen liegt. Die hohe Dichte führt dazu, dass der Kraftstoff trotz des geringeren spezifischen Heizwerts absolut mehr Energieinhalt aufweist als die beiden anderen.

Einen Nachteil haben sämtliche Rennkraftstoffe als Spezialprodukte gemein: Sie sind schwer verfügbar und teuer. Nicht zuletzt deshalb werden in vielen Rennserien – so auch mittlerweile in der Formel 1 – Kraftstoffe vorgeschrieben, die handelsüblichem an der Tankstelle erhältlichem Benzin oder Diesel entsprechen.

Im Verlauf der zehnjährigen Entwicklung (2000–2010) der BMW-Formel-1-Motoren wurde trotz des eng reglementierten Kraftstoffs 1 % Mehrleistung und 2 % Verbrauchssenkung mithilfe des Kraftstoffs erzielt. Inzwischen dürfte hier das Entwicklungspotential weitgehend ausgeschöpft sein [47].

## 6.2 Schmierstoffe Lubricants

Die Aufgaben des Schmierstoffs sind vielfältig. Zunächst muss er die Reibung zwischen Gleitpartnern niedrig halten und im Idealfall einen mechanischen Kontakt zwischen ihnen verhindern. Der Schmierstoff verringert den Verschleiß und transportiert Verschmutzung und Verschleißpartikel von der Schmierstelle weg. Eine weitere Aufgabe besteht im Abführen von Wärme und Abdichten von Spalten. Für die meisten dieser Funktionen ist nicht nur die Zu- sondern vor allem die Abfuhr des Schmierstoffs entscheidend.

Bei Motoren erfüllen flüssige Schmierstoffe, also Öle, diese Aufgaben.

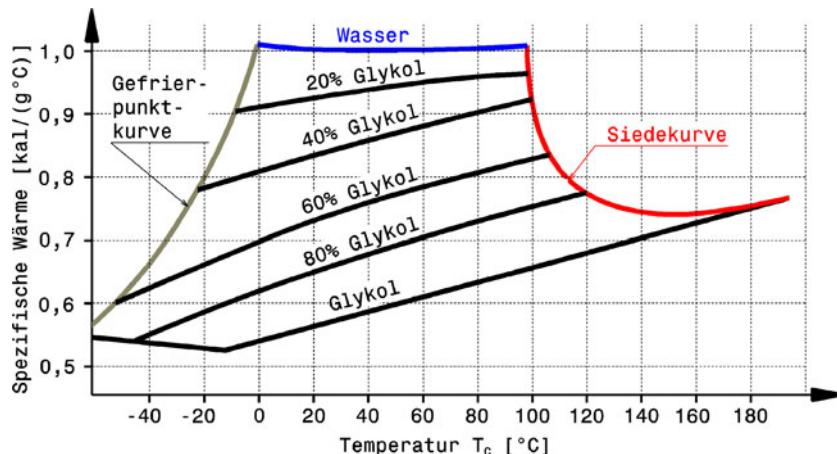
Zu den Anforderungen an Schmieröle gehört, dass sie bei geringen Temperaturen so dünnflüssig wie möglich sind und bei hohen Temperaturen trotzdem noch ausreichende Zähigkeit aufweisen. Für den Einsatz bei Gebrauchsmotoren soll der Verdampfungsverlust möglichst gering sein, damit der Ölverbrauch nieder bleibt. Außerdem sollen Verschmutzungspartikel und Verbrennungsprodukte in Schweben bleiben, damit die Ölwechselintervalle groß gehalten werden können.

Öle für Rennmotoren müssen für den jeweiligen Einsatzzweck optimiert sein. Für die hochdrehenden Formel-1-Motoren werden vollsynthetische Öle verwendet. Sie zeichnen sich durch höchste Scher- und Temperaturbeständigkeit, bei gleichzeitigem geringen Reibungswiderstand aus. Allein 15 bis 20 kW Motorleistung konnten durch die Ölentwicklung bis zur Jahrtausendwende gewonnen werden [35]. Inzwischen wird von einer Mehrleistung von 25 bis 30 kW berichtet [47]. Die Öle sind sehr dünnflüssig und brauchen hohes Schaumdämpfungsvermögen, wegen der hohen Motordrehzahlen und der entsprechenden Ölbewegungen im Trockensumpftank und im Motor. Rennmotoren werden zumindest an der Volllast wegen der resultierenden höheren Motorleistung sehr fett (s. Anhang: Luftverhältnis) betrieben (dies gilt nicht ganz für Langstreckenmotoren, die wegen der Bedeutung eines günstigen Kraftstoffverbrauchs um  $\lambda = 1$  betrieben werden). Für das Öl bedeutet das erhöhte Gefahr von Kraftstoffverdünnung. Die Schmutzlöslichkeit des Öls muss deshalb höher sein als bei Benzin. Die Kaltstartfähigkeit ist bei Rundstreckenmotoren kein Thema. Die Lebensdauer spielt eine geringe, bei Langstreckenrennen naturgemäß eine größere Rolle. Der Ölverbrauch und auch das Nachfüllen müssen berücksichtigt werden [26].

Werden Motoren mit Methanol betrieben, muss neben dem Gemischbildner auch das Öl an den Kraftstoff angepasst werden. Die Rückstandsbildung an Kolben und Brennraumflächen ist geringer als bei Benzinbetrieb, deshalb kann der Gehalt an Detergentien (Ölreiniger) und Dispergentien (Schmutzlöser) niedriger sein. Dafür müssen Korrosions- und Verschleißschutz stärker ausgeprägt sein, weil Korrosion und Zylinderverschleiß im Kaltbetrieb ansteigen [26].

## 6.3 Kühlflüssigkeit Coolant

Die Kühlflüssigkeit kann je nach Reglement reines Wasser oder ein Gemisch aus Wasser und einem Schutzmittel sein. Das Schutzmittel verhindert oder verzögert Korrosion im Wärmetauscher und im Motor vor allem, wenn unterschiedliche Werkstoffe im Kühlsystem verbaut sind, die in der elektrochemischen Spannungsreihe weit auseinander liegen. Übliche Metalle mit denen Wasser in Berührung kommen kann sind: Aluminium, Gusseisen, Kupfer, Messing, Stahl und Zinnlot. Bei Gebrauchsmotoren und anderen Fahrzeugen, die im Winter eingesetzt werden, kommt noch eine Aufgabe für das Schutzmittel hinzu, nämlich der Gefrierschutz. Als Gefrierschutz werden mehrwertige Alkohole herangezogen. Das Wasser wird für mitteleuropäische Klimaverhältnisse etwa im Verhältnis 1:1 mit Kühlerschutzmittel gemischt. Die üblichen Glykole heben vorteilhaft den Siedepunkt der Kühlflüssigkeit im Vergleich zu Wasser. Bei der angeführten 50 %-Konzentration liegt der Siedepunkt bei 109 °C. Von Nachteil ist allerdings ihr Einfluss auf die spezifische Wärmekapazi-



**Abb. L.144** Abhängigkeit der spezifischen Wärme von der Temperatur und der Wasser-Glykol-Mischung [9]. Angaben der Glykol-Beimischungen in Massen-Prozent. Eine Glykolzugabe senkt den Gefrierpunkt, verschlechtert aber gleichzeitig die speicherbare Wärme der Kühlflüssigkeit

tät der Kühlflüssigkeit. Diese sinkt mit steigender Glykol-Beimischung, die Fähigkeit Motorwärme abzuführen nimmt also ab, Abb. L.144. Man wird also nur soviel Glykol beimengen, wie es die Umgebungsbedingungen erfordern.

## 7 Beispiele von Motoren Examples of Engines

**Deutsche Tourenwagen Masters (DTM).** Die Grundbauform der Motoren ist eng abgesteckt: V8-Saug-Ottomotor mit max. 4l Hubraum. Die Leistung wird durch zwei 28 mm-Restriktoren limitiert. Der Motorblock muss einen Bankwinkel von  $90^\circ$  aufweisen und aus Aluminium bestehen. Im Aluminium-Zylinderkopf dürfen max. vier Ventile pro Zylinder sitzen und diese müssen über Tassenstößel und Schraubenfedern betätigt werden. Ventile müssen aus Stahl oder Titan bestehen. Die Nockenwellen dürfen nur über Kette oder Zahnrämen angetrieben werden. Variable Systeme sind bei der Ventilsteuerung, sowie im Saug- und Abgassystem verboten.

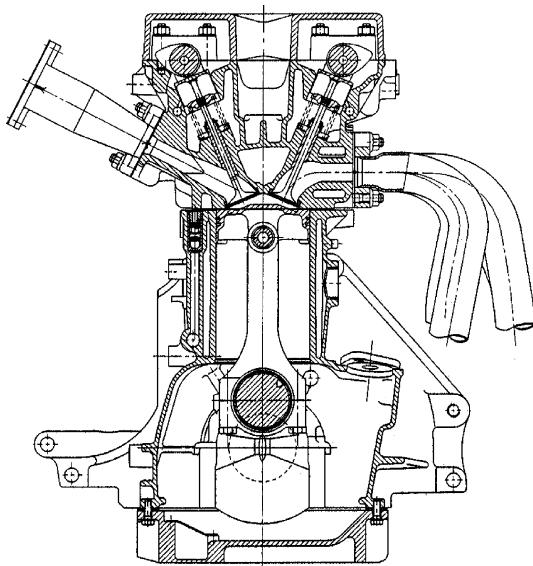
Die Motoren müssen trocken, aber mit Hilfsaggregaten und mit allen am Motor befestigten Teilen außer der Abgaskrämer mindestens 165 kg auf die Waage bringen.

Die Laufleistung der Motoren steht neben der Reibungsreduktion im Vordergrund der Entwicklung, sind die Triebwerke doch die gesamte Saison versiegelt und dürfen nur zum Einstellen des Ventilspiels geöffnet werden. Die Haltbarkeit liegt bei über 5000 km.

Typische Maximalwerte der Motorkennlinien sind 340 kW Leistung bei  $6750 \text{ min}^{-1}$  und 510 Nm bei  $5250 \text{ min}^{-1}$ .

**Formel 3.** Die Motoren basieren auf Serienaggregaten, die in ein Einheitsfahrzeug eingebaut werden. Haltbare, kostengünstige Motoren sind ein Reglementziel, weshalb Luftmengenbegrenzer zum Einsatz kommen. Die Motoren halten dadurch eine Rennsaison mit Revisionen in Intervallen von 2500 km [17]. Die Motoren dürfen maximal vier Zylinder und 2l Hubraum aufweisen. Aufladung und Zweitaktverfahren sind nicht erlaubt. Das gesamte Ansaugsystem einschließlich Gemischbildung

**Abb. L.145** Querschnitt  
Formel-3-Motor (Opel Saison 1992) [11]. 4 Zylinder  
2,0 l Ottomotor. Leistung:  
129 kW/5000 min<sup>-1</sup>. Drehmoment:  
256 N m/4600 min<sup>-1</sup>. Vom  
damaligen Reglement war ein  
Airrestrictor mit Ø24 mm vorge-  
schrieben. Das Saugrohr mitsamt  
der Airbox für diesen Motor zeigt  
Abb. L.98



ner muss in einen Quader von 1000 mm Länge sowie 500 mm Breite und Höhe passen. Die Motoren werden mit handelsüblichem Kraftstoff betrieben. Die Abgasanlagen weisen Schalldämpfer und Katalysatoren auf.

Der 4-Zylinder-Reihenottomotor von Opel ist mit 86 mm Bohrung und Hub quadratisch ausgelegt, Abb. L.145. Der Vierventiler erreicht trotz des Restriktors einen effektiven Mitteldruck von 16,1 bar. Das entspricht einem Moment von 256 Nm bei 4600 min<sup>-1</sup>. Die Maximalleistung von 129 kW wird bei 5000 min<sup>-1</sup> erreicht. Der Zylinderblock ist aus Grauguss. Die Zweiring-Kolben laufen direkt auf den gehonten Gehäuseflächen (Integralbuchse). Die Ventile im Aluminium-Zylinderkopf werden über zwei obenliegende Nockenwellen sowie Stahlfedern betätigt.

Der Motor weist keinen Generator auf. Die Bordbatterie allein deckt den Energiebedarf über eine Renndistanz. Die Abgasanlage weist eine Vier-in-eins-Zusammenführung auf. Das gemeinsame Abgasrohr mündet in einen Schalldämpfer. Der Katalysator bildet den Abschluss.

Das Aggregat wiegt 96 kg.

**Formel Renault.** Der Motor basiert auf einem Pkw-Serienaggregat (Renault Clio RS 2000). Vor allem die Motorbefestigung und das Schmiersystem wurden an den Einbau in einen Monoposto angepasst, Abb. L.146. Es handelt sich um einen Reihenvierzylinder-Ottomotor. Aus 82,7 mm Bohrung und 93 mm Hub entsteht ein Hubvolumen von 2 l. Vier Ventile pro Zylinder werden von zwei obenliegenden Nockenwellen und Stahlfedern betätigt. Aus Kraftstoff mit ROZ 98 und einer Verdichtung von 11,2 : 1 setzt der Motor 133 kW Leistung bei 6300 min<sup>-1</sup> und 213 N m Drehmoment bei 5300 min<sup>-1</sup> frei. Die Abgase werden in einem Katalysator nachbehandelt. Eine Revision des Triebwerks wird alle 6000 km fällig, das ist für Renntteams ca. drei Mal im Jahr.

**Formel 1.** Die Motorkonstruktion wird mittlerweile durch das Reglement extrem stark eingeschränkt.

Es müssen 2,4-l-Saugmotoren mit acht Zylindern sein. Das nutzbare Drehzahlband fällt sehr schmal aus.

Die Leistung liegen um 580 kW (im Qualifying etwa um 20 kW mehr)

**Abb. L.146** Motor eines Formel Renault (rechte Seite). Der Reihenvierzylindermotor wird über eine Traverse am Zylinderkopf und über seitliche Schraubbutzen an der gegossenen, flachen Ölwanne (im Bild nicht sichtbar) mit der Rückwand des Monocoques verschraubt. Er ist mittragend im Fahrzeug eingebaut und vermittelt so zwischen dem Getriebe, das die hintere Radaufhängung trägt, und dem Monocoque



Die maximale Drehzahl ist per Reglement mit  $19.000 \text{ min}^{-1}$  festgelegt.

Bohrung  $\times$  Hub ergeben sich aus den angestrebten Verhältnissen zu 95 bis  $100 \times$  ca. 40 mm.

Die Motormasse betrug 85–90 kg bei den 3l-V10-Motoren und ist nun durch ein Mindestgewicht von 95 kg vorgegeben. Sogar die Schwerpunktshöhe des Aggregats steht mittlerweile im Regelbuch. Sie muss mindestens 165 mm betragen. In der Zeit davor war die Verteilung der Masse ein erklärtes Entwicklungsziel des Motorteam. Im oberen Bereich des Motors sollte möglichst wenig Masse vorhanden sein, am unteren Ende war es insofern egal, als dass in dem Bereich bereits Ballastmassen im Fahrzeug platziert werden.

Die Aluminium-Kolben laufen in nikasilbeschichteten Aluminium-Laufbuchsen.

Die effektiven Mitteldrücke bei Nennleistung liegen bei ca. 13,4 bar und beim maximalen Moment bei ca. 15 bar. Der Verbrennungsdruck erreicht seine Spitze von 100 bar etwa  $8^\circ \text{ KW}$  nach dem Zünd-OT. Bei konventionellen Pleuelverhältnissen liegt der ideale Wert bei ca.  $12$  bis  $15^\circ$  nach Zünd-OT. Der Druckverlauf der Verbrennung weist über dem Kurbelwinkel extreme stochastische Schwankungen auf.

Die Ventile werden 15 bis 17 mm weit geöffnet. Die großen Hübe im Zusammenspiel mit den hohen erforderlichen Ventilbeschleunigungen werden durch die Kombination von Schlepphebeln mit Tassenstößeln erreicht.

Die Verdichtung beträgt statisch 13,4–13,8 : 1. Bei hohen Drehzahlen erhöht sich dieser Wert auf ca. 15 : 1 durch die Summe von elastischer Deformation der Kurbelwelle, des Pleuels usw. und durch Aufbrauchen der Lagerspiele. Das führt zu einem knapp bemessenen Brennraum.

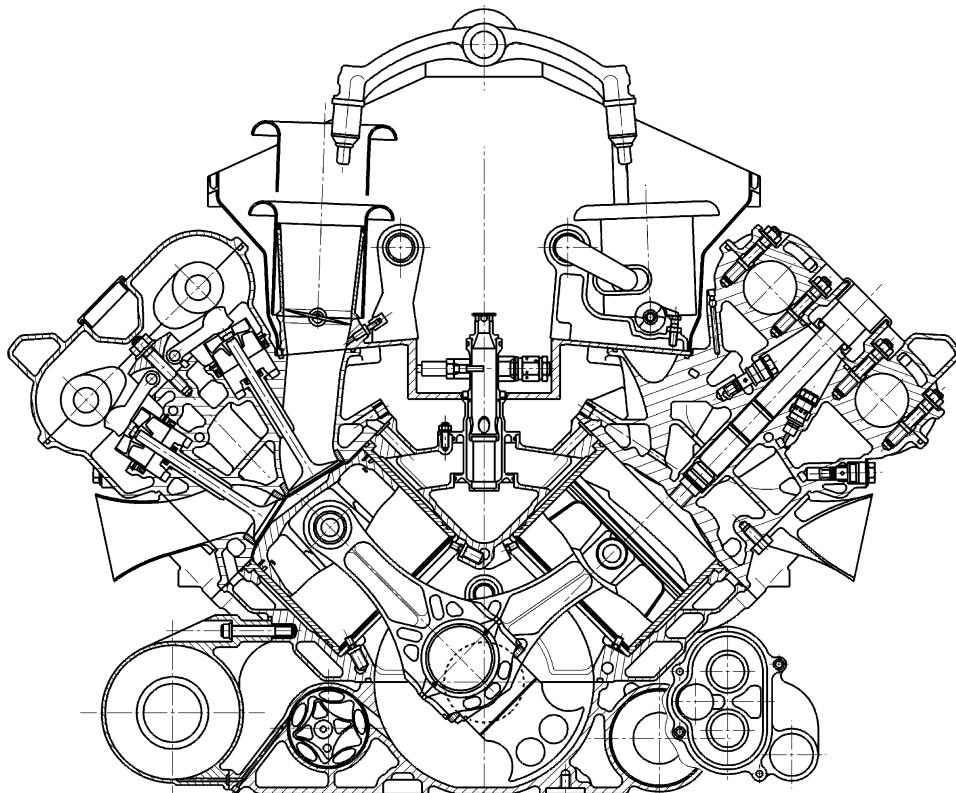
Das Drosselorgan wird nicht direkt mechanisch, sondern wie bei modernen Pkw-Antrieben über einen E-Gas-Steller angesteuert.

Im Schmiersystem befinden sich etwa 10 l Öl im Umlauf, wobei die gesamte Ölmenge alle 15 s vollständig umgewälzt wird [3].

Als die Anzahl der Motoren für die Teams vom Reglement noch unbeschränkt war, war eine Überholung ca. alle 400 km üblich. Tauschintervalle von anderen Einzelteilen waren: Ventile 800 km, Pleuel 1200 km, Zylinderköpfe 2500 km; Zylinderblock, Kurbelwelle und Nockenwelle 3500 km [14]. Durch die Änderung des Reglements für 2004 wurde das Überholungsintervall auf ca. 800 km angehoben. Eine erneute Änderung verlangte ab 2005, dass die Motoren zwei Rennwochenenden also ca. 1500 km Rennbetrieb ertragen.

Kolben, Kolbenringe und Lager werden prinzipiell bei jeder Revision ausgetauscht.

Der eingesetzte Kraftstoff entspricht im Sinne des Reglements praktisch Superkraftstoff von der Tankstelle (ROZ 102).



**Abb. L.147** Formel-1 3-l-V10-Motor (Ferrari Typ 049). 90° V-Motor. Leistung 610 kW bei 17.500 min<sup>-1</sup>, Drehmoment 350 N m bei 15.500 min<sup>-1</sup>

Abbildung L.147 zeigt den Querschnitt eines typischen Formel-1-Saugmotors. Es ist zwar noch ein 10-Zylinder-Motor, aber im Grunde ist kein Unterschied zu den derzeitigen V8-Motoren. Die Zylinderreinheiten sind ja sogar gleich geblieben, weil der Hubraum ebenso entsprechend der Zylinderzahl von 3 auf 2,4 l reduziert wurde. Aus dem zylinderförmigen Kurbelraum saugt eine Gerotorpumpe das Öl-Luftgemisch ab und führt es der Zentrifuge zu (links unten). Die Kurbelwelle hat einen extrem geringen Hub von 41,4 mm und Schwermetallstopfen in den Gegengewichten. Die niedrigen Kolben laufen in nassen Buchsen mit großer Bohrung (96 mm) und werden von unten mit mehreren Kolbenspritzdüsen pro Zylinder gekühlt. Die Kühlflüssigkeit wird über den V-Raum verteilt und mittels gezielter Bohrungen kritischen Stellen im Zylinderkopf (Zündkerzensitz, Auslassventilsitzringe) zugeführt. Der Wassermantel des Kopfes ist zweiteilig und hält so die Kühlflüssigkeit zunächst in Brennraumnähe. Die vier Ventile pro Zylinder werden über pneumatische Ventilfedern an den Schwinghebeln gehalten (im Bild linker Zylinderkopf). Der Druck in den Federkammern wird über Einschraubventile gesteuert (im Bild rechter Zylinderkopf). Das Schmieröl läuft über außen liegende Rohre (im Schnitt nicht zu sehen) in seitliche Längskanäle des Kurbelgehäuses zurück. Die Länge des Saugrohres ist über verstellbare Saugtrichter variabel. Dies ist mittlerweile vom Reglement nicht mehr gestattet. Die Einspritzventile sind außerhalb der Ansaugtrichter angeordnet. Die Steuerung des Motors erfolgt über eine Drosselklappe. Die Ansaugtrichter befinden sich innerhalb einer gemeinsamen Airbox, deren Unterteil im Schnitt dargestellt ist. Am Kurbelgehäuse sind auch Ölkanäle angegossen (z. B. rechts außen unter dem Wasserkanal zu erkennen).

**Le Mans.** Für das berühmte 24-Stunden-Rennen gilt dasselbe Reglement wie in der amerikanischen ALMS (*American Le Mans Series*). Bei freigestellter Zylinderzahl dürfen Saugmotoren maximal sechs und Turbomotoren höchstens vier Liter Hubraum aufweisen. Als Kraftstoff ist für Ottomotoren einheitlich Eurosüber (ROZ 98) vorgesehen. Dieselmotoren müssen mit Einheitskraftstoff betrieben werden, der der Europäischen Norm entspricht und ca. 25 % GTL (Gas to Liquid) enthält. In Abhängigkeit von Fahrzeuggewichtsklassen (675 und 900 kg), Hubvolumen und Aufladeverfahren sorgen Luftpengenbegrenzer mit bestimmten Durchmessern und vorgeschriebene Ladedrücke für annähernde Chancengleichheit.

Beispielhaft für die nach diesem Reglement entstandenen Triebwerke sei das des äußerst erfolgreichen Audi R8 herausgegriffen. Dieses LMP-900-Fahrzeug wird von einem V8-Motor mit 3,6 l und 4 Ventilen pro Zylinder angetrieben. Mit den Zylinderabmessungen von 85 mm Bohrung und 79,3 mm Hub ist er ein sanfter Kurzhuber. Die Verdichter der beiden Turbolader saugen die Luft über je einen Luftpengenbegrenzer von 30,7 mm Durchmesser an und dürfen die Luft auf max. 1,67 bar verdichten. Trotzdem liegt die Verdichtung mit 12,2:1 relativ hoch. Der Motor erreicht seine Maximalleistung von 405 kW bei einer Drehzahl wie ein Großserienmotor. Als höchstes Drehmoment wird 700 Nm angegeben. Das nutzbare Drehzahlband liegt zwischen 3500 und 7800 min<sup>-1</sup>. Die Maximaldrehzahl liegt somit vergleichsweise niedrig und unterstreicht ihren Einfluss auf die Haltbarkeit eines Motors. Ein Le-Mans-Rennen allein geht je nach Witterung etwa über 5100 km. Dazu kommen noch Training und Qualifying, so dass manche Motoren über 10.000 Rennkilometer zurückgelegt haben.

Der Zylinderblock weist einen Bankwinkel von 90° auf und besteht wie die beiden identischen (!) Zylinderköpfe aus Aluminium. Die mit drei Ringen bestückten Kolben laufen auf einer nikasilbeschichteten Lauffläche direkt im Kurbelgehäuse (Integralbuchse). Die Kurbelwelle weist 180° Hubzapfenversatz auf („flache Welle“). Der interne Massenausgleich ist allerdings so gut, dass Schwingungen durch Massenkräfte zweiter Ordnung nicht wie bei dieser Bauform sonst üblich motorschädigend sind.

Die Stärken dieses Langstreckentriebwerks liegen in der guten Fahrbarkeit und im geringen Kraftstoffverbrauch (unter 50 l/100 km). An beiden ist die eingesetzte Benzindirekteinspritzung (FSI) nicht unerheblich beteiligt.

Weiters sind viele Funktionen in die großen Gussteile Zylinderblock und -kopf integriert. Damit fallen viele Schwachstellen wie außenliegende Öl- und Wasserleitungen samt den erforderlichen Verbindungen weg.

Die Gesamtmasse beträgt mitsamt Nebenaggregaten und Turboladern 175 kg und zeigt somit ebenfalls, dass Zuverlässigkeit ganz oben im Lastenheft bei der Entwicklung stand.

Seit 2004 dürfen auch Dieselmotoren in der Klasse LMP1 antreten. 2006 konnte erstmals ein Fahrzeug mit Dieselmotor den Gesamtsieg erringen: Audi R10 angetrieben von einem V12 TDI Dieselmotor. Der Motor schöpft das maximal zulässige Hubvolumen mit 5,5 l aus. Der Zylinderblock besteht in seiner Grundstruktur aus Aluminium mit 90° Bankwinkel. Vier Ventile pro Zylinder werden über zwei obenliegende Nockenwellen und Schraubenfedern betätigt. Der Diesekraftstoff wird über ein Common-Rail-System mit ca. 2000 bar eingespritzt. Zwei Turbolader mit je einem Luftpengenbegrenzer mit 39,9 mm Durchmesser am Verdichtereintritt fördern die Verbrennungsluft. Der Ladedruck ist vom Reglement auf 2,94 bar begrenzt.

Die Höchstleistung wird mit 480 kW zwischen 4500 und 5500 min<sup>-1</sup> erreicht und das max. Drehmoment mit 1100 Nm. Das gefahrene Drehzahlband liegt zwischen 3000 und 5000 min<sup>-1</sup>. Der Motor gibt allerdings praktisch ab Leerlaufdrehzahl brauchbares Moment ab.

Der Motor wird mit Partikelfilter betrieben und stößt auch im Rennbetrieb keinen sichtbaren Rauch aus.

Der Nachfolger dieses Motors, der Audi V10 TDI, ist bei dem Langstreckenklassiker an der Sarthe nicht minder erfolgreich, Abb. L.148. Der Motor wurde bei gleichem Hubraum in den Außenab-

**Abb. L.148** Audi V10 TDI [Audi Sport, 2011]. V10-Zylinder Dieselmotor mit Commonrail-Einspritzung Abgasturboaufladung über VTG geregelt. Vorne ist der Trockensumpfbehälter mit nur 10 l Volumen angebracht. Die beiden Turbolader sitzen motornah beidseits außen. Der Verdichtereinlauf mit Restriktor ist beim linken Lader gut zu erkennen



messungen verkleinert und das Gewicht um 12 % reduziert. Vom Reglement wurde darüber hinaus der Restrikordurchmesser verkleinert und der zulässige Ladedruck verringert. Der 90° -Bankwinkel wurde trotz der auf 10 verminderten Zylinderzahl beibehalten. Der Motor, der den Audi R15 TDI antreibt, fährt mit Stahlkolben, weil der Aluminiumkolben des V12 trotz faserverstärkten Muldenrands an der Belastungsgrenze war. Der Stahlkolben ermöglichte auch die Reduzierung der Blockhöhe samt der resultierenden Gewichts- und Bauraumeinsparung. Der Motor besitzt nur wenige Außenanschlüsse. Die meisten Kanäle und Leitungen sind in den Gussteilen integriert. Das mittig horizontal geteilte Aluminiumkurbelgehäuse besteht aus einem Oberteil mit Nikasil-Laufbahnen und einem Leiterrahmenunterteil (Bedplate), das zugleich den flachen Abschluss des Motors nach unten bildet. Nebenaggregate, wie Öl- und Wasserpumpen, sind modular aufgebaut und sitzen seitlich leicht austauschbar am Bedplate. Der Zahnradantrieb der Nebenaggregate und der Nockenwellen befindet sich an der vorderen Seite des Motors, also gegenüber der Kraftabgabeseite. Der Motor ist volltragend in das Chassis eingebunden. Die aus dem Vollen gefrästen Zylinderkopfhauben nehmen dazu Befestigungsaugen auf. Die beiden Abgasturbinen werden über variable Turbinengeometrie (VTG) geregelt [49].

**World Rally Car (WRC).** Das Reglement ist im Vergleich zu anderen relativ freizügig. Die Fahrzeuge fahren mit Turbo- und Saugmotoren mit einer maximalen Zylinderzahl von acht. Der Hubraum von Saugern darf mit zwei Ventilen pro Zylinder 31 und mit vier Ventilen 2,5 l nicht überschreiten. Ist das Triebwerk aufgeladen liegt die Hubraumobergrenze bei 2,5 l und die Leistung wird mit einem Restriktor am Verdichtereintritt limitiert. Der luftstrombegrenzende Innendurchmesser beträgt bei Ottomotoren 34 mm und bei Dieseltriebwerken 35 mm.

Übliche Motorkonfigurationen bestehen aus einem Reihenvierzylinder, der mit 3,5 bar aufgeladen wird. Ein automatisches Umluftsystem hält den Ladedruck mit einem elektrischen Kompressor auch bei geschlossener Drosselklappe aufrecht und verbessert so die Dynamik der Gasannahme (Bang-Bang-System). Die Maximalleistung von 220 kW wird bei  $5500 \text{ min}^{-1}$  abgegeben. Das höchste Drehmoment beträgt 480 N m und wird bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  freigesetzt.

**NASCAR.** Für NASCAR-Fahrzeuge kommen V8-Saugmotoren zum Einsatz, deren wesentlichen Grundbauteile aus der Serienproduktion stammen sollen. Pro Rennen (inkl. Training und Qualifying) darf nur ein Motor eingesetzt werden. Bei einem Hubraum von 5,86 l erreichen die Motoren eine Leistung von 645 kW. Die Drehzahlen liegen je nach Strecke und Restriktor (der auf manchen Strecken verlangt und zwischen Vergaser und Saugrohr eingebaut wird) zwischen 4500 und 9500 min<sup>-1</sup>. Das Maximalmoment von 745 Nm wird bei 7200 min<sup>-1</sup> erreicht. Die Zylinderköpfe bestehen aus einer Aluminiumlegierung. Die zwei Ventile pro Zylinder werden über eine untenliegende Nockenwelle und Stoßstangen sowie Kipphebel betätigt. Das Schließen der Ventile übernehmen Stahlfedern. Andere Federarten sind nicht erlaubt. Die Gemischbildung übernimmt ein Vierfachvergaser, der mit unverbleitem Kraftstoff mit 110 Oktan versorgt wird. Der Zylinderblock besteht aus Grauguss. Er hat die in Nordamerika klassische Bauform mit einer mittig im V-Raum liegenden Nockenwelle (so genannter *small block* bei 5,8 l Hubraum). Die Laufbahn des Aluminiumkolbens stellt der Block selbst dar. Die Kurbelwelle weist den für Pkw typischen 90° Hubzapfenversatz auf. Die Verdichtung ist vom Reglement auf 12 : 1 limitiert. Die Motoren werden auf eine Lebensdauer von einem Rennen, das sind ca. 1300 km, ausgelegt.

**Indy-Car (IRL).** Die Konzeptparameter sind vom Reglement dieser amerikanischen Rennserie für die Motorenkonstrukteure stark eingeschränkt. Die Idee dahinter ist ein fortschrittlicher, aber kostengünstiger Motor. Es muss ein 90°-V8-Saugmotor mit max. 3,5 l Hubraum sein (bis 2000: 4 l). Die Bohrung muss 93 mm betragen. Die Motoren weisen eine „flache“ Kurbelwelle auf, fahren also mit 180° Zapfenversatz. Die trockene Motormasse muss mindestens 128 kg ohne Kühler, Kupplung, Motorsteuergerät, Zündbox und Filter betragen. Die erlaubte Maximaldrehzahl von 10.300 min<sup>-1</sup> wird vom einheitlichen Drehzahlbegrenzer so strikt eingehalten, dass die Teams einen eigenen, sanfter wirkenden vorschalten. Der offizielle IRL-Begrenzer schaltet nämlich einfach bei Erreichen des Limits die Zündung vollständig ab und der Motor geht augenblicklich in den Schiebebetrieb über. Der Eigenbau-Begrenzer schaltet im Gegensatz dazu beim Annähern an die Drehzahlgrenze einzelne Zylinder ab und ermöglicht so dem Fahrer sich mit modulierter Motorleistung an die Grenze heranzutasten.

Die Verbrennungsluft erreicht über vier Ventile pro Zylinder, die über zwei oben liegende Nockenwellen betätigt werden, den Brennraum. Die Ventilfedern müssen aus Metall sein. Als Kraftstoff kommt Methanol schon seit den 1960er Jahren aus Sicherheitsgründen (einfaches Löschen) zum Einsatz. Er wird elektronisch gesteuert eingespritzt. Die Leistung liegt bei 485 kW, die bei der erlaubten Höchstdrehzahl erreicht wird. Die hohe Verdichtung von 15 : 1 wird durch den Alkoholkraftstoff möglich. Kurbelgehäuse und Zylinderköpfe bestehen aus Aluminiumlegierungen. Die Kolben bewegen sich in trockenen Graugussbuchsen.

Es wird auf Ovalkursen gefahren und die Durchschnittsgeschwindigkeit liegt mit ca. 355 km/h entsprechend hoch.

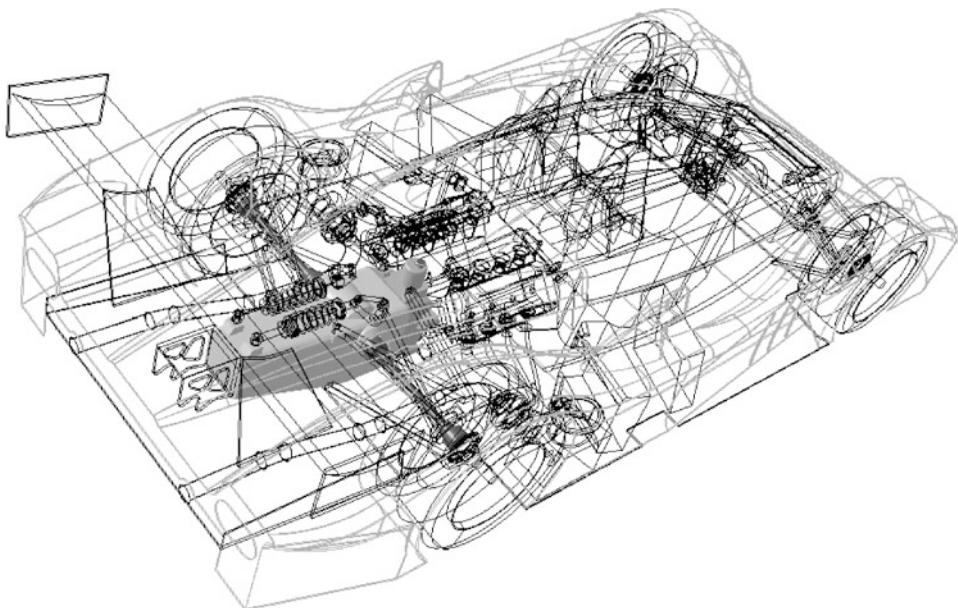
---

## Literatur References

1. Fierl, R., Oehling, K.-H., Hösl, J.: Ventiltriebauslegung moderner Motoren. MTZ **9**, 462–469 (1993)
2. Hack, I.: Formel 1 Motoren, Leistung am Limit, 2. Aufl. Motorbuchverlag, Stuttgart (1997)
3. Schögl, P.: Aktuelle Trends und Methoden in der Rennfahrzeugentwicklung. Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe, Graz, 22. Januar 2003
4. Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 22. Aufl. (1995)
5. Apfelbeck, L.: Wege zum Hochleistungs-Viertaktmotor, 6. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1983)
6. Pischinger, F., Esch, H.J.: Einfluss der Zylinderzahl auf die Reibungsverluste von Personenvagenmotoren. MTZ **42**(12), 525 (1981)

7. Ebel, B.: Reibungsverluste von Pkw-Ottomotoren. MTZ **54**(6), 294 (1993)
8. Hinz, R., Schwaderlapp, M., Oetting: Leichtbau im System Zylinderkopf. In: Leichtbau im Antriebsstrang, S. 162–173. expert, Renningen (1996)
9. Van Basshuysen, Schäfer (Hrsg.): Lexikon Motorentechnik, 1. Aufl. Vieweg/GWV Fachverlage, Wiesbaden (2004)
10. Alten, H., Illien, M.: Demands on Formula One Engines and Subsequent Development Strategies. SAE Paper 2002-01-3359. SAE International, Warrendale (2002)
11. Indra, F., Grebe, D.: Der Formel-3-Rennmotor von Opel. MTZ **54**(11), 576 (1993)
12. Indra, F., Tholl, M.: Der 3,0-l-Opel-Rennmotor für die Internationale Deutsche Tourenwagenmeisterschaft. MTZ **52**(9), 454 (1991)
13. Urlaub, A.: Konstruktion Verbrennungsmotoren, Bd. 3. Springer, Berlin (1989)
14. Ludvigsen, K.: Mercedes Benz Renn- und Sportwagen, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1999)
15. Hüttner, H.: Schnelle Motoren seziert und frisiert, 10. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1994)
16. Lenger, B.: Statement of requirement to produce crankshafts for racing engines. Diplomarbeit, FH Joanneum, Graz (2000)
17. Katalog der Automobil Revue 2002, Büchler Grafino, Bern (2002)
18. Indra, F.: Grande complication, der Opel Calibra der ITC-Saison 1996. Automobil Revue **50** (1996)
19. Hack, G.: Der schnelle Diesel. Alles über Diesel-Autos, 3. Aufl. Motorbuchverlag, Stuttgart (1987)
20. Appel, W.: Development of the Chassis for the R8. AutoTechnology **3**, 56 (2003)
21. Andorka, C.-P., Kräling, F.: Formel 1, das Milliardenspiel. Copress, München (2002)
22. Iguchi, S., Hirose, K., Matsuda, Y.: The lean-burn engine: Recent developments by Toyota. Die Evolutionäre Weiterentwicklung des Automobils **1**, 1, ÖVK, Wien (1995)
23. Brandstetter, W., et al.: Der 2,0l-16V-Motor für den neuen Ford Escort RS 2000. MTZ **52**(10), 502 (1991)
24. Winterbone, Pearson: Design Techniques for Engine Manifolds. Wave Action Methods for IC Engines, 1. Aufl. Professional Engineering Publishing Limited, London (1999)
25. Lenz, H.P.: Gemischbildung bei Ottomotoren aus der Reihe List. In: Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 6. Springer, Wien (1990)
26. Van Basshuysen, Schäfer (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor, 3. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2002)
27. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
28. Ulrich, W.: Audi – der Sieger von Le Mans, Vortrag der ÖVK-Vortragsreihe. Wien, Mai 2004
29. Soltic, P.: Part-Load Optimized SI Engine Systems. Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation Nr. 13942, 2000.
30. Köhler, E.: Verbrennungsmotoren, 1. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (1998)
31. Merker, G.P., Kessen, U.: Technische Verbrennung, Verbrennungsmotoren. B. G. Teubner, Stuttgart, Leipzig (1999)
32. Life at the Limit. Sonderheft von Race Engine Technology. High Power Media, Wedmore (2007)
33. Stoffregen, J.: Motorradtechnik. Grundlagen und Konzepte von Motor, Antrieb und Fahrwerk, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2001)
34. [www.fia.com/sport/Regulations/f1regs.html](http://www.fia.com/sport/Regulations/f1regs.html). Zugegriffen: 12. Dezember 2005
35. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
36. Schäfer, F., Barte, S., Bulla, M.: Geometrische Zusammenhänge an Zylinderköpfen. MTZ **58**(7/8), 384–391 (1997)
37. Burgess, P., Gollan, D.: Praxishandbuch Zylinderköpfe – Technik, Tuning, Modifikationen, 1. Aufl. Heel, Königswinter (2005)
38. Bamsey, I.: V10 Formula One Engine Technology, 1. Aufl. Racecar Graphic Ltd., London (2005)

39. Kamp, H.: Leichte Kolben für Pkw Otto- und Dieselmotoren. In: Oetting, (Hrsg.) Leichtbau im Antriebsstrang, S. 1–26. expert, Renningen (1996)
40. Yagi, S., Ishizuya, A., Fujii, I.: Research an Development of High-Speed, High-Performance, Small Displacement Honda Engines. SAE Paper 700122 (1970)
41. Krautter, W.: Why Multicylinder Motorcycle Engines?, SAE Paper 690748 (1969)
42. Dolt, R., et al.: Der Opel DTM-V8-Motor – Entwicklungsschwerpunkt Verbrennungsanalyse. In: Krappel, A. (Hrsg.) Rennsport und Serie – Gemeinsamkeiten und gegenseitige Beeinflussung, 1. Aufl., S. 163–175. expert, Renningen (2003)
43. Maynes, B.D.J., et al.: Virtual Engineering of Formula 1 Engines and Airboxes. AutoTechnology 4, 46–50 (2003)
44. Blodig, G.: Einfluss der Rennmotorenentwicklung auf die Brennraumgestaltung bei Serienmotoren. In: Krappel, A. (Hrsg.) Rennsport und Serie – Gemeinsamkeiten und gegenseitige Beeinflussung, 1. Aufl., S. 63–76. expert, Renningen (2003)
45. Otobe, Y. et al.: Honda Formula One Turbo-charged V-6 1,5L Engine. SAE-Paper 890877 (1989)
46. Alten, H.: Mercedes-Illmor, Zehn Jahre Entwicklung am V10-Formel-1-Motor. MTZ 7/8, 522–533 (2005)
47. Theissen, M., et al.: 10 Jahre BMW Formel-1-Motoren, Beitrag zum Wiener Motorensymposium VDI Reihe 12 Nr. 716, Bd. 2. VDI, Düsseldorf (2010)
48. Mayer, M.: Abgasturbolader: Sinnvolle Nutzung der Abgasenergie, 3. Aufl. Moderne Industrie, Landsberg/Lech (1994)
49. Baretzky, U., et al.: Der V10 TDI für die 24 h von Le Mans, Beitrag zum Wiener Motorensymposium VDI Reihe 12 Nr. 735, Bd. 2. VDI, Düsseldorf (2011)
50. Bamsey, I.: Bentley at Le Mans, 1. Aufl. Racecar Graphic Ltd., London (2004)
51. Bauder, R., et al.: Der neue High Performance Diesel von Audi, der 3,0-l-V6-TDI Biturbo, Beitrag zum Wiener Motorensymposium VDI Reihe 12 Nr. 735, Bd. 1. VDI, Düsseldorf (2011)
52. Eichler, F., et al.: Der Antriebsstrang des Mercedes SLS AMG, Beitrag zum Wiener Motorensymposium VDI Fortschritt-Bericht Reihe 12 Nr. 716, Bd. 2., 97–124 (2010)
53. Kerkauf, M., et al.: Hocheffiziente Performance – der Antrieb des neuen Porsche 911 Turbo, Beitrag zum Wiener Motorensymposium VDI Fortschritt-Bericht Reihe 12 Nr. 716, Bd. 1., 41–72 (2010)
54. Ottlicky, E., et al.: Steel pistons for passenger car diesel engines. ATZautotechnology 5, 38–42 (2011)
55. Bamer, F.: Saugrohre zur Erhöhung von Drehmoment und Leistung, in der SDP-Technik 1985. Steyer-Daimler-Puch AG, Wien, 28–41 (1985)
56. Stehlig, J., et al.: Längenvariables Luftansaugmodul für turboaufgeladene Motoren. MTZ 1, 48–55 (2012)
57. Atkins, R.D.: An Introduction to Engine Testing and Development. SAE International, Warrendale (2009)
58. Scussel A. J.: The Ford D.O.H.C. Competition Engine. SAE-Paper 640252 Scussel A. J.: The Ford D. O. H. C. Competition Engine. SAE-Paper 640252 (1964)



Der Antriebsstrang stellt die Kräfte an den Rädern zum Überwinden der Fahrwiderstände bereit. Zum Antriebsstrang gehört damit auch der Motor. Diesem ist jedoch ein eigenes Kapitel gewidmet und deshalb soll der Antriebsstrang für die folgenden Betrachtungen erst beim Motorausgang beginnen.

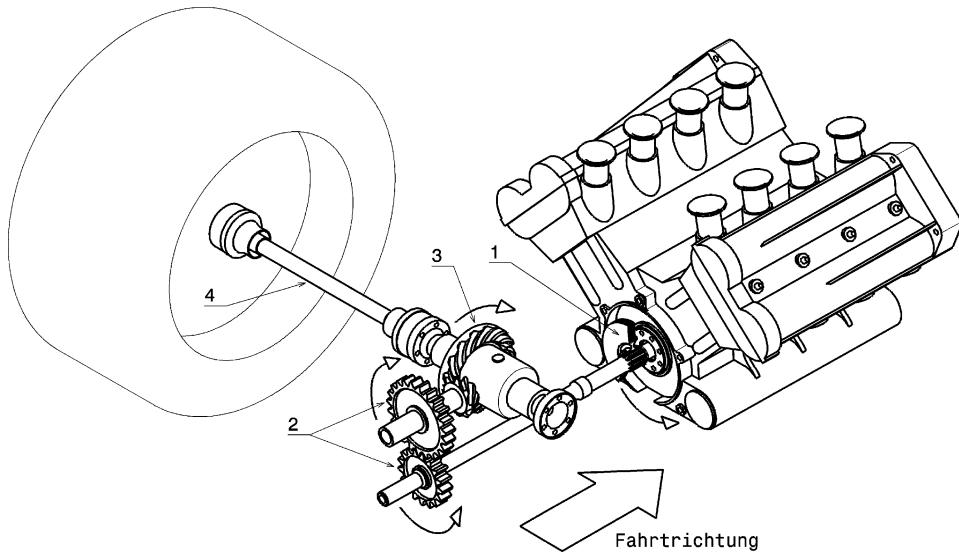
---

## 1 Funktion *Function*

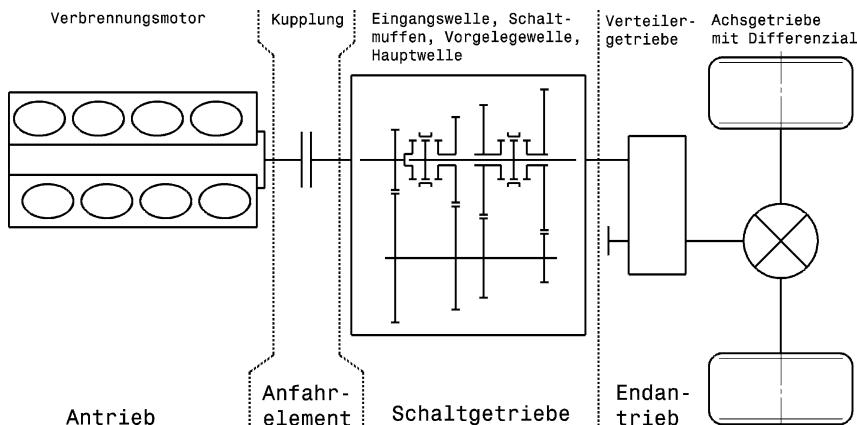
Der Antriebsstrang hat folgende Funktionen zu erfüllen. Das vom Motor zur Verfügung gestellte Antriebsmoment muss zu den Rädern mit möglichst geringen Verlusten weitergeleitet werden. Bei Längseinbau des Motors wird auch noch eine Umlenkung des Momentenflusses um 90° erforderlich. Wird mehr als eine Achse angetrieben, muss die Motorleistung entsprechend auf mehrere Achsen aufgeteilt werden.

Eine weitere offensichtliche (aber trotzdem in der Konzeptphase beachtenswerte) Funktion ist die, dass das Fahrzeug nach vorne fährt. Die Drehrichtung des Motors ist nämlich genormt und die meisten Hersteller halten sich an den üblichen Drehsinn, nämlich gegen den Uhrzeigersinn bei Blick auf die Kraftabgabeseite. Je nach Lage von Motor und Getriebe im Fahrzeug sowie Art der Übertragung (Kette, Zahnrad, ...) muss bei Längseinbau des Motors das Tellerrad links oder rechts vom Antriebskegelrad sitzen, Abb. M.1.

Eine Gesamtsystemübersicht über den Antriebsstrang liefert Abb. M.2. Ein Anfahrelement sorgt für den Übergang zwischen Fahrzeugstillstand und Fahrt bei laufendem Verbrennungsmotor. (Bei ei-



**Abb. M.1** Antriebsstrang bei Mittelmotoranordnung *drive line with central engine*. 1 Kupplung (teilweise geschnitten dargestellt) *clutch*, 2 Getriebestufe des Schaltgetriebes *meshing gears of mechanical gearbox*, 3 Tellerrad Achsgetriebe *crown wheel final drive*, 4 Seitenwelle zum linken Hinterrad *axle shaft to left hand rear wheel*. Die Pfeile zeigen die Drehrichtung des Motors, der Wellen und Zahnräder bei Vorwärtssfahrt



**Abb. M.2** Funktionsschaubild des Antriebsstrangs

nem Elektromotor entfällt dieses Element). Das vom Motor bereitgestellte Moment wird im Getriebe an die Fahrgeschwindigkeit und damit an die Fahrwiderstände angepasst. Ein Verteilergetriebe teilt die Leistung auf Vorder- und Hinterachse auf. Bei einem reinen Front- oder Hinterradantrieb entfällt das Verteilergetriebe. Anschließend sorgt das Achsgetriebe für eine Umlenkung des Momentenflusses bzw. stellt noch eine Drehzahlanpassung her und im Differenzial wird die Leistung auf die beiden Räder einer Achse so aufgeteilt, dass diese unterschiedliche Drehzahlen haben können.

Die Hauptfunktionen und mögliche Prinzipien zu ihrer Darstellung fasst Tab. M.1 in einem morphologischen Kasten zusammen.

**Tab. M.1** Lösungsprinzipien für die Hauptfunktionen des Antriebsstrangs, nach [M11]

Lösungsprinzip	1	2	3	4	5
<b>Hauptfunktion</b>					
Anfahren ermöglichen	mechanisch trocken	mechanisch nass	elektro-mechanisch	hydrodyna-misch	hydrostatisch
Übersetzen/ Drehzahl verändern	Stirnräder	Planeteneräder	hydrodyna-misch	hydrostatisch	mechanisch stufenlos
Schalten/ Leistungsfluss herstellen	formschlüssige Schieberäder	formschlüssige Schaltklaue synchronisiert	formschlüssige Schaltklaue unsynchronisiert	kraftschlüssig Lamellen-kupplung	kraftschlüssig Lamellen-bremse
Betätigen/Steuern des Getriebes	Handschatzung	Handschatzung servounterstützt	teilautomatisch	automatisch hydraulisch	automatisch elektro-hydraulisch
Achsantrieb	Stirnrad	Hypoidkegelrad	Spiralkegelrad	Schneckenrad	Kette
Drehzahlausgleich der beiden Seitenwellen bei Kurvenfahrt	Kegelrad-differenzial	Stirnrad-differenzial in Planetenbauweise	Schneckenrad-differenzial	kein Drehzahlausgleich	
Sperrmöglichkeit für Differenzial	ungesperrt	selbstsperrend	automatisiert sperrbar	manuell sperrbar	

In den Zeilen sind die Hauptfunktionen und in den Spalten einige denkbare Lösungsmöglichkeiten angeführt. Durch die Kombination der Lösungsprinzipien zu einem vollständig arbeitenden Antriebsstrang erhält man alle daraus möglichen Bauarten. Natürlich sind nicht alle in der Praxis umgesetzt, etwa weil sie nicht sinnvoll sind.

Der Antriebsstrang umfasst also im Allgemeinen folgende Baugruppen, die zu seiner Funktionserfüllung wichtig sind:

- Kupplung: Als Anfahrelement und zum Unterbrechen des Momentenflusses.
- (Schalt-)Getriebe: Zum Anpassen der Motorcharakteristik an den Bedarf des Fahrzeugs.
- Achsantrieb: Zum Übertragen des durch das Getriebe angepassten Motormoments an die Räder. Teilweise zusätzlich Umlenken des Leistungsflusses um 90°.
- Ausgleichsgetriebe: Ermöglicht auch bei hohen Reibwerten der Reifen eine enge Kurve mit geringen Leistungsverlusten zu durchfahren.
- Wellen: Zum Leiten des Drehmoments zwischen den genannten Baugruppen.

Abgesehen von Überlegungen betreffend die Achslastaufteilung und die Trägheitsmomente des Fahrzeugs können beim grundsätzlichen Anordnen der erforderlichen Baugruppen des Antriebs auch Überlegungen aus Sicht des Wirkungsgrads dienlich sein. Wie immer, wenn die Fahrleistungen hoch sein sollen, wird man danach trachten die Verluste möglichst klein zu halten. Tabelle M.2 gibt einen Überblick über Wirkungsgrade von Bauelementen im Antriebsstrang.

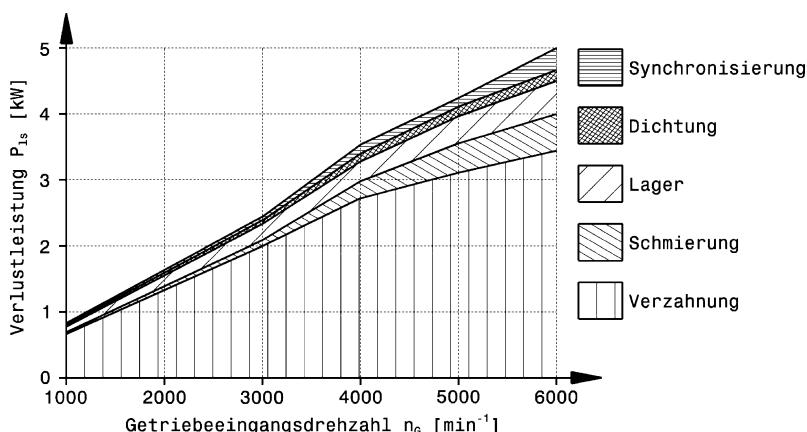
Man erkennt, dass ein Zahnradpaar die effizienteste Lösung ist ein Drehmoment zu wandeln. Nebenbei bemerkt sprechen auch der geringe Bauaufwand und der große Übersetzungsbereich für Zahnräder. Dementsprechend sind auch Fahrzeuggetriebe auf Basis von Zahnrädern die beste Wahl, wenn Wirkungsgrad und Leistungsdichte entscheidende Kriterien sind. Beispielhaft zeigt Abb. M.3 die Aufteilung der Verluste eines Schaltgetriebes über der Drehzahl.

**Tab. M.2** Anhaltswerte für Wirkungsgradbereiche von Getrieben, [11, 9]

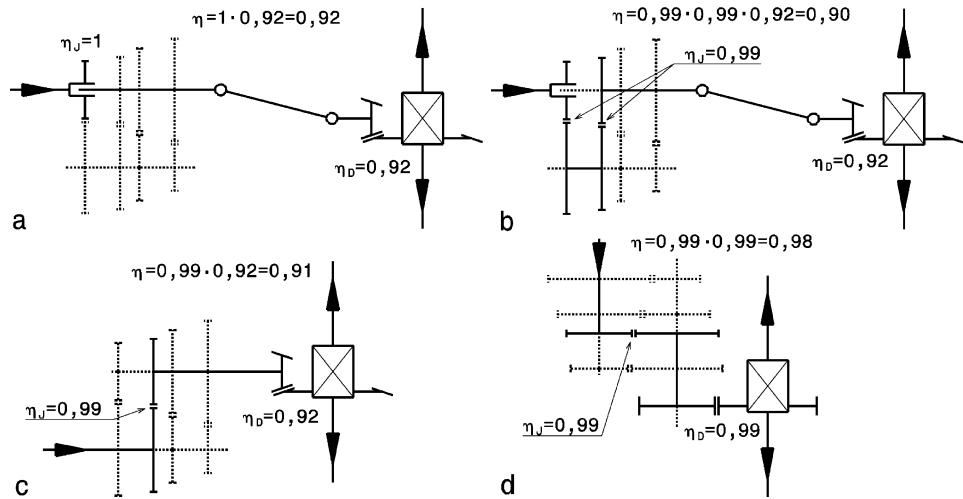
Getriebeart	Wirkungsgrad $\eta$ %
Zahnradpaar:	
Stirnrad	99,0–99,8
Kegelrad	90–93
Laschenkette	95–99
Schneckengetriebe	30–98
Zahnriemen	95–99
Mechanisches Schaltgetriebe mit Tauchschmierung:	
Pkw	92–97
Nutzfahrzeug	90–97
Stufen-Automatgetriebe mit Wandler und Überbrückungskupplung	
Mechanische Stufenlosgetriebe	
Anpressdruck nicht leistungsbedarfsgeregt	70–80
Anpressdruck leistungsbedarfsgeregt	80–86

Man erkennt, dass die größten Verbraucher neben der erwarteten Verzahnung die Schmierung und die Lager sind. Es macht sich also bezahlt das gesamte Schmiersystem beim Entwurf genau zu betrachten. Zu große Ölmengen sind ebenso schlecht wie Mangelschmierung. Dichtungen, wie sie bei Wellendurchtritten benötigt werden, bergen vor allem bei hohen Drehzahlen Potential Reibung zu senken. Synchronisiereinrichtungen sind ebenfalls für Verluste verantwortlich und finden sich nicht zuletzt aus dem Grund bei Renngetrieben überhaupt nicht.

Unterschiedliche Antriebskonzepte führen prinzipbedingt zu unterschiedlichen Wirkungsgraden, Abb. M.4.

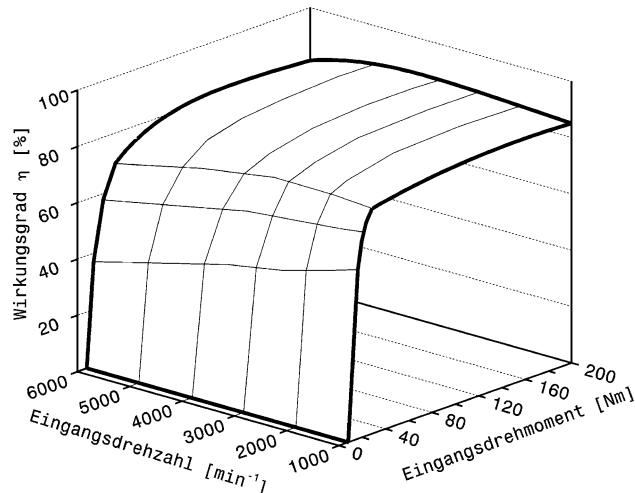


**Abb. M.3** Aufteilung und Größe der Verlustleistung eines Schaltgetriebes, nach [5]. Das Getriebe ist ein zweistufiges (koaxiales) 5-Ganggetriebe mit manueller Schaltung. Die Messung bezieht sich auf den 4. (direkten) Gang bei maximalem Motormoment. Die Getriebeöltemperatur beträgt 80 °C



**Abb. M.4** Wirkungsgrade von Antriebssträngen. **a** Standardantrieb, direkter Gang, **b** Standardantrieb allgemein, **c** einstufiges Längsgetriebe, **d** Quergetriebe bei Quermotor,  $\eta$  Gesamtwirkungsgrad,  $\eta_J$  Wirkungsgrad eines Zahnräpaars,  $\eta_D$  Wirkungsgrad des Achsantriebs

**Abb. M.5** Kennfeld des Gesamtwirkungsgrads eines Antriebsstrangs (Motorausgang bis zu Antriebsräder), nach [5]. Das Kennfeld gilt für den direkten 4. Gang eines 5-Gang-Handschaltgetriebes. Als Nebenaggregat ist eine Lenkhilfepumpe berücksichtigt



Beim Standardantrieb (d. h. Motor vorne und Antrieb hinten) mit Koaxialgetriebe ergibt sich im direkten Gang ein Gesamtwirkungsgrad, der praktisch nur vom Achsantrieb abhängt (a). Bei allen anderen Gängen sieht die Bilanz im Getriebe schlechter aus, weil durch die Vorgelegebauweise immer zwei Zahneingriffe im Getriebe erforderlich sind um das Moment zu übersetzen (b). Günstiger sind diesbezüglich einstufige Getriebe, wie sie bei vielen Rennfahrzeugen mit Mittelmotor zum Einsatz kommen (c). Bei allen Gängen ist immer nur ein Zahnräpaar zur Übersetzungsänderung erforderlich. Die besten Bauweisen im Sinne des Wirkungsgrads stellen typische Pkw-Antriebe mit Quermotor

und Frontantrieb dar (d). Das Getriebe ist einstufig aufgebaut und der Achsantrieb besteht aus einer Stirnradstufe, die das Moment wesentlich verlustärmer überträgt als jede Kegelverzahnung.

Den Verlauf des Wirkungsgrads eines Antriebsstrangs in Abhängigkeit von Eingangsdrehmoment und -drehzahl zeigt Abb. M.5. Bei sehr niedrigen Eingangsmomenten ist der Wirkungsgrad schlecht. Bis etwa 2 Nm muss ein Schleppmoment überwunden werden, erst dann wird der Wirkungsgrad ungleich Null. Er steigt steil an und ab etwa 25 Nm liegt der Wirkungsgrad über 80 %. Bei weiter steigendem Eingangsmoment nimmt der Wirkungsgrad nur mehr leicht zu. Für den normalen Fahrbetrieb kann er näherungsweise als konstant angenommen werden.

## 2 Kupplung Clutch



Die Kupplung ermöglicht eine Trennung des Leistungsflusses zwischen den Antriebsrädern und dem Motor. Dazu ist sie zwischen Motorausgang und Getriebeeingang angeordnet.

Kupplungen dienen auch als Anfahrelement und werden dabei am stärksten beansprucht. Stark schlupfende Reifen verlieren rasch an Grip, während Kupplungen mit Schlupf besser umgehen können. Allerdings erreicht auch jede schleifende Kupplung früher oder später ihr Temperaturlimit, weswegen das Schleifen der Kupplung nicht zu lange dauern darf. Elektronische Steuergeräte können über ein Anfahrprogramm die Belastung der Kupplung gezielt verringern. Das bedeutet, dass rein mit dem Fahrerfuß vom Fuß betätigte Kupplungen wesentlich stärker dimensioniert werden müssen. Es gibt auch Kupplungen, die praktisch nur als Trennelement im Antriebsstrang eingesetzt werden. Das Anfahren erfolgt dabei durch einen Knallstart, d. h. die Antriebsräder übernehmen die Funktion des Drehzahlwandelns. Abbildung M.6 zeigt einen idealisierten Anfahrvorgang mit einer Reibungskupplung. Der Verbrennungsmotor benötigt eine gewisse Mindestdrehzahl  $n_{M,\min}$ , damit er ein Drehmoment abgeben kann. Das Fahrzeug steht zunächst und somit ist auch die Drehzahl  $n_{G,1}$  der Getriebeeingangswelle gleich null. Die Kupplung hat nun die Aufgabe diese beiden Drehzahlen anzugelichen, ohne dass dadurch die minimale Motordrehzahl unterschritten wird. Diese Aufgabe erfüllt allerdings nicht die Kupplung alleine, sondern der Fahrer bzw. ein Startprogramm regeln die Motorlast entsprechend mit.

Während der Drehzahlanpassung rutscht die Kupplung und dabei wird ein Teil der Eingangsleistung als Verlustleistung in Wärme umgesetzt. Der Wirkungsgrad der Kupplung ergibt sich somit zu:

$$\eta_{cl} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot 2\pi \cdot n_{G,1}}{M_1 \cdot 2\pi \cdot n_M}$$

$\eta_{cl}$  Wirkungsgrad der Kupplung, –

$P_1$  Eingangsleistung, kW

$M_1$  Eingangsmoment, Nm

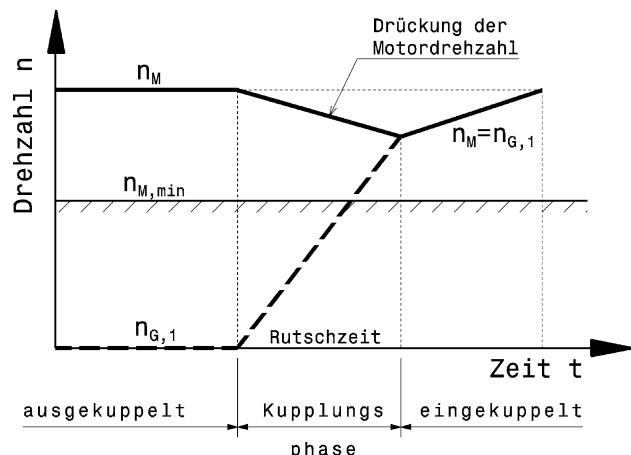
$P_2$  Ausgangsleistung, kW

$M_2$  Ausgangsmoment, Nm

$n_M$  Motordrehzahl, min<sup>-1</sup>

$n_{G,1}$  Drehzahl der Getriebeeingangswelle, min<sup>-1</sup>

**Abb. M.6** Idealisierter Anfahrvor-  
gang mit einer Reibungskupplung.  
Beim Anfahren gleichen sich die  
Drehzahlen von Motor und Rädern an,  
wobei die minimale Motordrehzahl  
 $n_{M,\min}$  zu keiner Zeit  
underschritten werden darf.  $n_M$   
Motordrehzahl,  $n_{M,\min}$  minimale  
Motordrehzahl,  $n_{G,1}$  Drehzahl der  
Getriebeeingangswelle



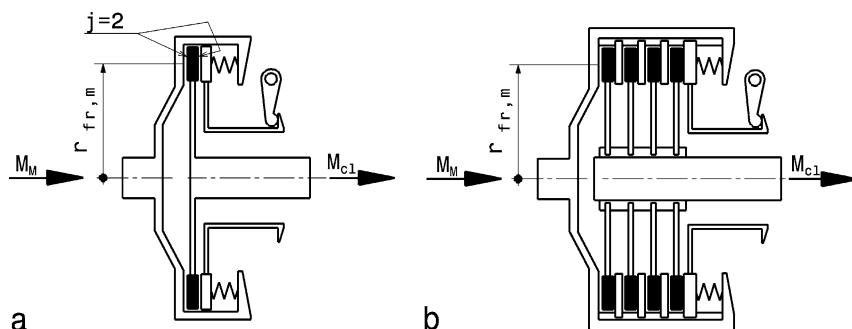
## 2.1 Kupplungsbauarten Types of Clutches

Von den denkbaren Prinzipien für Schaltkupplungen haben sich die Reibungskupplungen im Fahrzeugbau durchgesetzt. Dabei wird das Motormoment über Scheiben, die aneinander gepresst werden, übertragen. Je nach Anzahl der Scheiben und Art der Wärmeabfuhr teilen sich die Bauarten in Ein- und Mehrscheibenkupplungen bzw. Trocken- und Nasskupplungen. Im Rennsport werden häufig trockenlaufende Kupplungen mit möglichst wenig Scheiben eingesetzt. Abbildung M.7 zeigt das Arbeitsprinzip von Reibungskupplungen.

Zum Trennen der Kupplung wird die Anpresskraft vom Ausrücker überwunden und die Kupplungsscheiben laufen unabhängig vom Schwungrad.

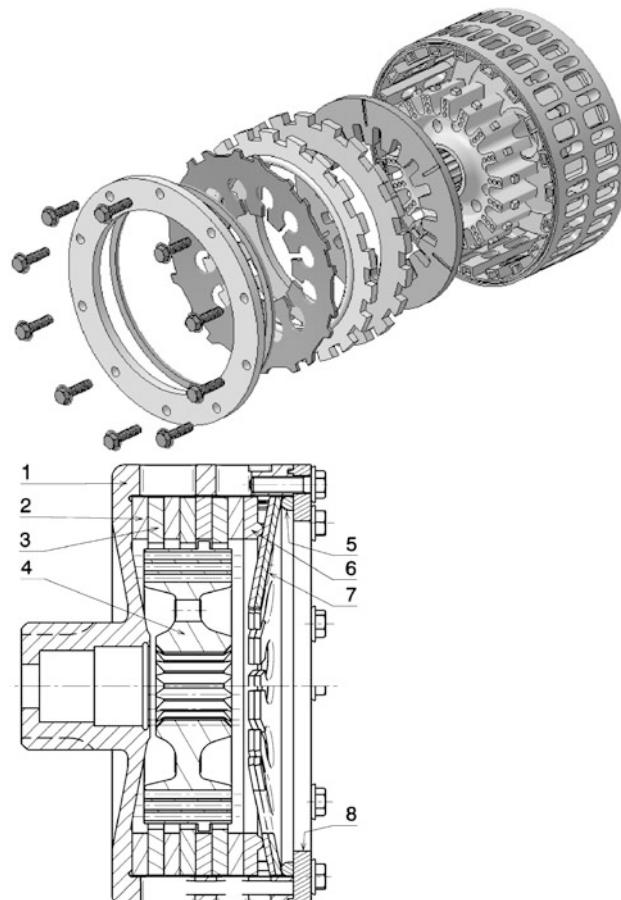
### Trockenkupplung Pkw Single-Plate Clutch.

Reibungskoeffizient zwischen Belag und Reibfläche: 0,3–0,45. Haft- und Gleitreibung sind praktisch gleich. Bei Fading fällt der Wert auf ca. 0,2 ab.



**Abb. M.7** Schaltbare Reibungskupplungen *shift friction clutch*. a Einscheibenkupplung *single-plate clutch*, b Mehrscheibenkupplung *multi-plate clutch*. Die Kupplungsscheibe(n) werden über Federn an das Schwungrad gedrückt und übertragen so das Motormoment.  $j$  Anzahl der Reibflächen,  $r_{fr,m}$

**Abb. M.8** Mehrscheibenkupplung  
 Formel 1. Die Kupplung besteht aus drei Kupplungsscheiben (3) und vier Zwischenplatten (2) aus kohlefaserverstärktem Kunststoff. Für die Vorspannung sorgen zwei Membranfedern (7). Sie wird gezogen ausgerückt und weist einen Korbdurchmesser von 111 mm auf. In der schattierten Darstellung ist zur Übersicht jeweils nur ein gleichnamiges Element dargestellt. Die Nabe sitzt axial schwimmend auf der Getriebewelle und wird durch Nasen am Umfang von den Kupplungsscheiben gehalten. 1 Kupplungskorb (und Schwungrad) *clutch housing (and flywheel)*, 2 Zwischenplatte *intermediate plate*, 3 Kupplungsscheibe *clutch disc*, 4 Nabe hub, 5 Druckring *pressure ring*, 6 Anpressplatte *pressure plate*, 7 Membranfeder *diaphragm spring*, 8 Deckel cover



Belagpressung: max.  $20 \text{ N/cm}^3$ .

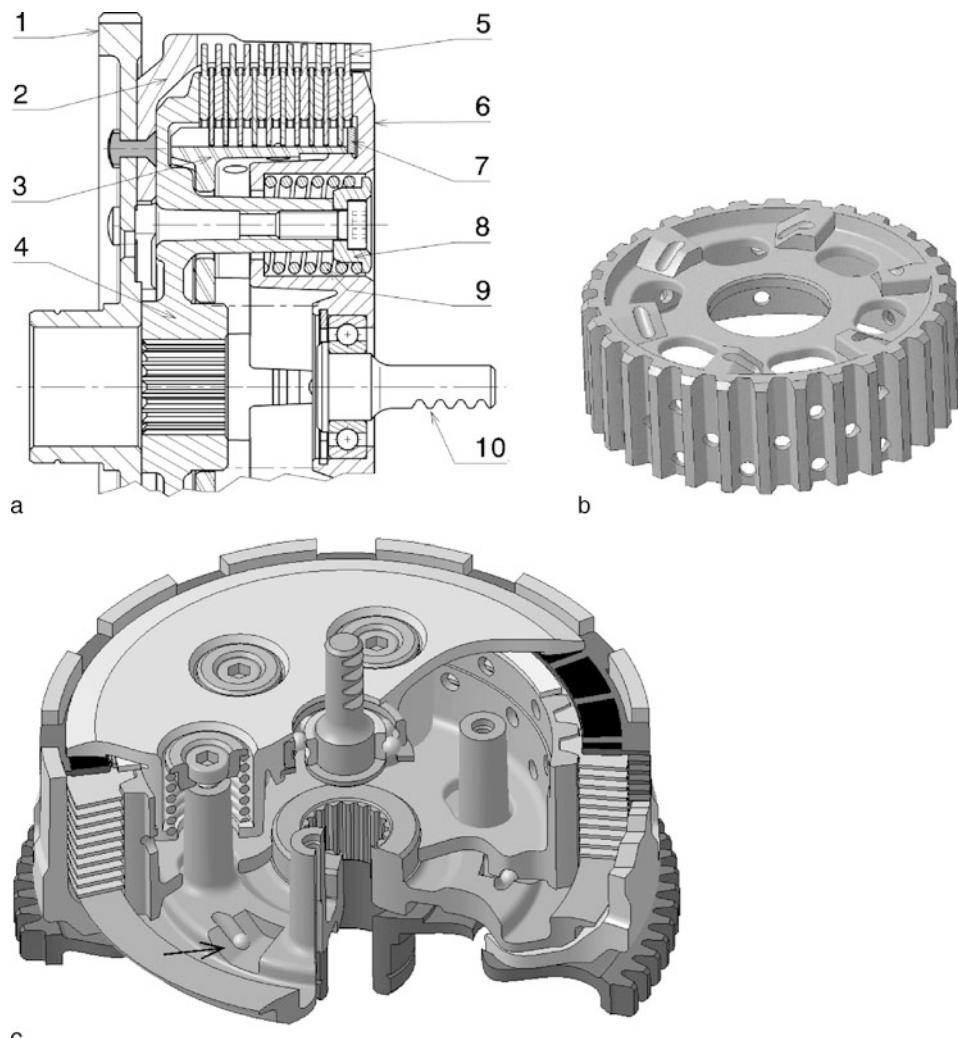
Wärmestromdichte: 0,3 bis  $3 \text{ W/mm}^3$  [22].

### Mehrscheiben-Lamellenkupplung *Multi-Plate Clutch*.

Haftreibungskoeffizient zwischen Belag und Reibfläche: nass: 0,1–0,2  
 trocken: 0,3–0,5

Belagpressung: nass: max.  $5 \text{ N/cm}^2$   
 trocken: max.  $20 \text{ N/cm}^2$

**Kohlefaserkupplung Carbon Clutch.** Im Prinzip ist diese Bauart nur eine Weiterentwicklung einer Scheibenkupplung, Abb. M.8. Im Besonderen ist der Namensgeber der Werkstoff der Kupplungsscheiben und der Zwischenplatten. Die Abmessungen von Formel-1-Kupplungen haben sich durch ständige Weiterentwicklung trotz größerer Motormomente im Laufe der Jahre verringert: Die Kupplungen übertragen über 600 Nm, trotzdem sank der Kupplungskorbdurchmesser von 175 mm (ca. 1990) auf 111 mm (2002) [4]. Dabei wurde das Ausrückprinzip auf Ziehen statt Drücken geändert.

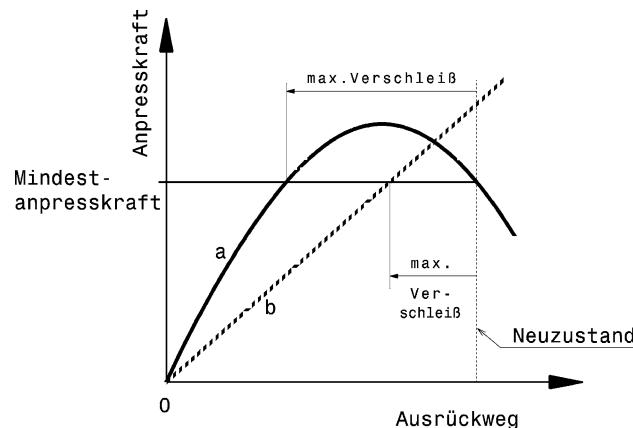


**Abb. M.9** Antihopping-Kupplung. **a** Schnitt, **b** Ansicht der Kupplungsnahe (3) von unten. Die Kugelrampen sind gut zu erkennen. **c** Axonometrische Darstellung der Kupplung, 1 Antriebszahnrad *driving gear*, 2 Kupplungskorb *clutch housing*, 3 Kupplungsnahe *clutch hub*, 4 Nabeflansch *hub flange*, 5 Lamellenpaket *discs assembly*, 6 Kupplungsdeckel *clutch cover*, 7 Einstellring *adjusting shim*, 8 Federteller *spring collar*, 9 Feder *spring*, 10 Ausrückwelle *actuating shaft*

Der Kupplungskorb besteht aus Titan und die Kupplungsscheiben bestehen wie die Zwischenplatten aus einem kohlefaserverstärkten Kunststoff. Damit wurde die Masse der Kupplung von 1800 g auf 1060 g (mit Schwungrad) verringert. Diese Werkstoffkombination kann auch Temperaturen um 1000 °C ertragen. Die Lebensdauer solcher Kupplungen liegt im Bereich von 2000 km.

**Antihopping-Kupplung Slipper Clutch.** Bei Motorrädern existiert eine interessante Abwandlung von Lamellenkupplungen, Abb. M.9. Der Antrieb der Kupplung erfolgt über eine Klauenkupplung mit asymmetrischen Zähnen. Dazu ist die Nabe zweigeteilt. Sie besteht aus der eigentlichen Nabe

**Abb. M.10** Vergleich Schraubenfeder mit Membranfeder. *a* Membranfeder, *b* Schraubenfeder. Für das Übertragen des geforderten Mindestmoments ist eine Mindestanpresskraft erforderlich. Diese wird durch Verschleiß, also Dickenabnahme von Belag und Kupplungsscheibe, geringer. Bei der linearen Schraubenfeder ist so bei einem geringeren Verschleiß die Mindestanpresskraft erreicht

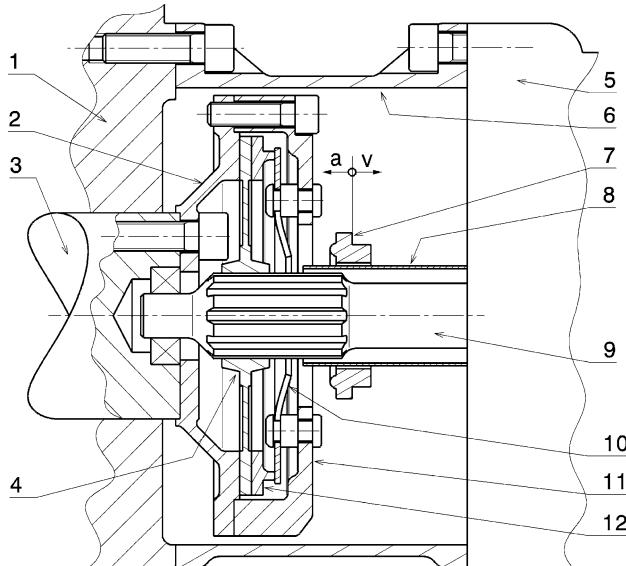


(3), die die Kupplungslamellen aufnimmt, sowie dem Nabenflansch (4), der das Moment an die Getriebewelle weiterleitet und eine Druckfläche für die Lamellen aufweist. Greift das Moment im Sinne der Vorwärtsfahrt an, überträgt die Kupplung in „gewohnter“ Weise das Moment über die Reibung zwischen den Lamellen. Im Schiebemodus, also z. B. beim Anbremsen einer Kurve, kehrt sich die Momentenrichtung um und die schrägen Klauen zwischen Nabe und Nabenflansch (Pfeil im Bildteil c) lüften die Kupplung ein wenig (daher röhrt auch eine weitere englische Bezeichnung: *back torque limiter* – Schleppmomentbegrenzer) indem die Nabe (3) den Deckel (6) entgegen der Federkraft (9) anhebt. Dadurch kommt nicht das volle Bremsmoment des Motors auf die Antriebsräder, die sonst bei konventionellen Kupplungen zum Blockieren neigen. Über die Dicke eines Einstellrings (7) kann der Lüftweg des Deckels eingestellt werden. Die Wirkung der Antihopping-Kupplung verhindert so das „Stempeln“ des Antriebsrads. Dieses Stempeln wird besonders beim Herunterschalten bei hohen Drehzahlen durch die übersetzungsbedingt überproportional große Massenträgheit des Motors und das Entlasten des Hinterrads hervorgerufen. Antihopping-Kupplungen werden gerne auch in leichten zweispurigen Rennfahrzeugen eingesetzt, die von einem Motorradmotor angetrieben werden. Die Wirkung ist in dem Fall jedoch eher auf ein Vermeiden von Motorüberdrehen beim Herunterschalten und Bauteilschutz der Getriebeeingangsteile (Primärtrieb und dessen Lagerung) zu sehen. Motorradmotoren haben ihr Schaltgetriebe meist integriert und diese sind eben nur für einen Antriebsreifen und eine geringere Fahrzeugmasse ausgelegt. Wird ein Motorradmotor nun in einem zweispurigen Rennfahrzeug eingesetzt, kommt das eingegebene Getriebe ja ebenso zum Einsatz. Die höhere Fahrzeugmasse und die zwei Reifen bewirken wesentlich größere Umfangskräfte und Stöße, für die das Getriebe nicht konzipiert ist. Seine Lebensdauer wird also geringer als im Motorrad ausfallen, dafür sind seine Masse und die umlaufenden Massen geringer als bei einem vergleichbaren separaten Getriebe.

**Membranfederkupplung Diaphragm-Spring Clutch.** Als Anpressfeder für die Kupplungsscheiben bietet sich bei zylinderförmigen Kupplungen eine Tellerfeder (Membranfeder) an. Diese beaufschlagt die Anpressplatte vorteilhaft am gesamten Umfang mit ihrer Anpresskraft und benötigt kaum axialen Bauraum. Zum Ausrücken wird die Membranfeder durch Flachdrücken entspannt. Im Vergleich dazu wird bei Schraubendruckfedern die Kraft beim Ausrücken immer größer. Zusätzlich kommt der Nachteil hinzu, dass bei vergleichsweise geringerem Verschleiß die Mindestanpresskraft unterschritten wird, Abb. M.10.

Deshalb werden bei Pkw und auch im Motorsport gerne Membranfederkupplungen eingesetzt.

**Abb. M.11** Anordnung einer Membranfeder-Kupplung, Schema. 1 Kurbelgehäuse *crankcase*, 2 Schwungrad *flywheel*, 3 Kurbelwelle *crankshaft*, 4 Kupplungsscheibe *clutch disc*, 5 Getriebe *gearbox*, 6 Kupplungsglocke *bell housing*, 7 Ausrückring *release ring*, 8 Führungsrohr *guide pipe*, 9 Getriebewelle *primary shaft*, 10 Membranfeder *diaphragm spring*, 11 Kupplungskorb *clutch cover*, 12 Anpressplatte *pressure plate*, *a* Ausrückweg *release travel*, *v* Verschleißweg *wear travel*. Die Kupplung befindet sich zwischen Motor (1) und Getriebe (5) und schaltet den Leistungsfluss zwischen Kurbelwelle (3) und Getriebewelle (9)



Konkret sieht die Anordnung einer kompakten Membranfederkupplung wie folgt aus. Der Kupplungskorb wird über das Schwungrad oder eine Adapterplatte fest mit der Kurbelwelle des Motors verbunden, während die Kupplungsscheibe(n) formschlüssig (axial verschieblich, aber drehsteif) mit der Getriebeeingangswelle verbunden ist (sind), Abb. M.11.

Die Getriebewelle wird in einer Aufnahmebohrung der Kurbelwelle von einem Lager zentriert. Die Kupplungsscheibe ist auf einer Nabe mit Steckverzahnung oder Keilnabenprofil montiert. Sie wird von einer Membranfeder zwischen Anpressplatte und Schwungrad eingespannt. Zum Ausrücken wird der Ausrückring gegen die Membranfeder gedrückt, wodurch die Anpressplatte die Kupplungsscheibe freigibt. Wenn die Kupplungsscheibe(n) verschleißt, wandert die Anpressplatte in Richtung Schwungrad und der Ausrückring muss die entsprechende Gegenbewegung der Membranfeder in die andere Richtung ausgleichen können, sonst schließt die Kupplung nicht mehr vollständig.

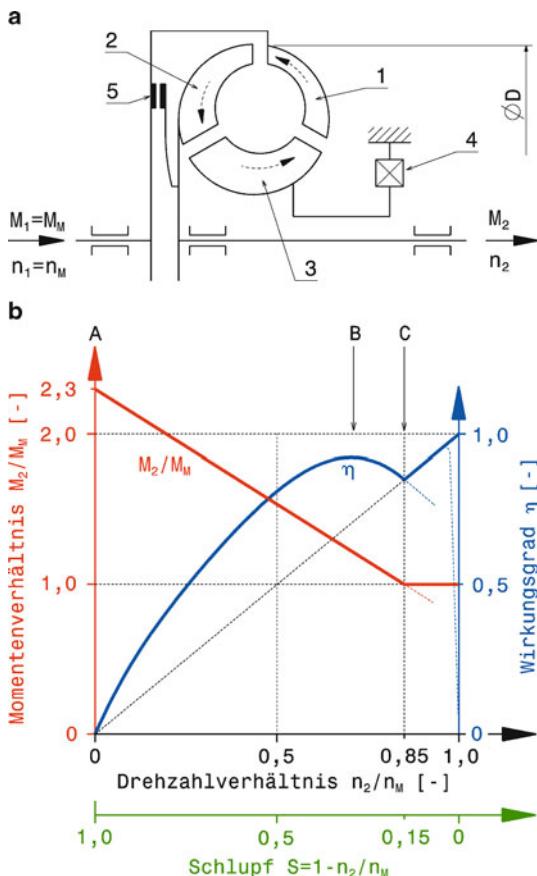
Die Kupplungsscheibe(n) muss den Winkel- und Mittenversatz zwischen Kurbelwelle und Getriebeeingangswelle und das durch die Kurbelwellenbiegung verursachte Schwungradtaumeln ausgleichen können, weil es sonst zum Verschleiß der Verzahnung Nabe/Getriebeeingangswelle kommt.

**Drehmomentwandler Torque Converter.** Hydrodynamische Drehmomentwandler werden bei Serienfahrzeugen und bei schweren Nutzfahrzeugen als Anfahrelement in Zusammenarbeit mit Automatikgetrieben vorteilhaft eingesetzt. Bei Rennfahrzeugen findet man diese Kupplung nur noch in Fahrzeugen für Beschleunigungsrennen. Die Wichtigkeit des Starts und die immense Motorleistung ließen Strömungskupplungen bei Dragster die erste Wahl werden.

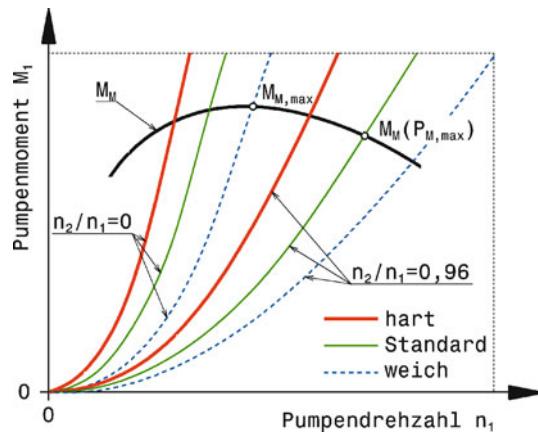
Ein Drehmomentwandler wird zwischen Motor und Getriebe an der Stelle des Schwungrades angeordnet. Die drehsteife Verbindung zwischen Kurbelwelle und Wandergehäuse stellt eine biegeweiche Scheibe (*flexplate*) her.

Hydrodynamische Getriebe nutzen die Massenträgheit eines Flüssigkeitsstroms zur Übertragung von Energie. Den grundsätzlichen Aufbau eines Drehmomentwandlers (Trilok-Wandlers) zeigt Abb. M.12a. Demnach besteht ein Wandler aus einer Strömungskupplung, die durch ein weiteres Strömungsrad ergänzt wird. Bei einer Strömungskupplung wird die Eingangsleistung durch die Schaufeln

**Abb. M.12** Drehmomentwandler, **a** Schema, **b** Kennlinien.  
 1 Pumpenrad *impeller*, 2 Turbinenrad *turbine*, 3 Leitrad *stator*,  
 4 Freilauf *free wheel*, 5 Wandler-  
 überbrückungskupplung *lock-up*  
 system.  $n_1, n_M$  Eingangs- bzw. Mo-  
 todrehzahl,  $M_1, M_M$  Eingangs-  
 bzw. Motormoment,  $n_2$  Ausgangs-  
 drehzahl,  $M_2$  Ausgangsmoment,  
 $D$  Pumpenraddurchmesser. A An-  
 fahrpunkt (Festbremspunkt) *stall*  
 point, B Optimalpunkt (Kon-  
 struktionspunkt) *best point*,  
 C Kupplungspunkt *coupling point*.



eines Pumpenrads (1) in einen Massenstrom eines Fluids (meist ATF-Öl) umgewandelt und durch ein gegenüberstehendes Turbinenrad (2) wieder in mechanische Ausgangsleitung umgeformt. Beim Drehmomentwandler strömt das Öl zusätzlich durch das Leitrad (3), das den Ölstrom umlenkt und sich dafür gegen das Gehäuse über einen Freilauf (4) abstützt, bevor es wieder beim Pumpenrad eintritt. Diese Umlenkung im dritten Rad ruft eine Drehmomenterhöhung hervor. Die Wirkungsweise soll nun mit Abb. M.12b dargelegt werden. Beim Anfahren treibt das Motormoment  $M_M$  direkt das Pumpenrad (1) mit Motordrehzahl  $n_M$  an. Die Ausgangswelle steht noch still (Punkt A,  $n_2 = 0$ ), die Ausgangsleistung und somit der Wirkungsgrad  $\eta$  sind daher Null. Das Ausgangsmoment  $M_2$  jedoch liegt über dem Zweifachen des Eingangsmoments  $M_M$ . Mit steigender Beschleunigung des Fahrzeugs wird der Drehzahlunterschied also der Schlupf zwischen Pumpen- und Turbinenrad kleiner. Das Momentenverhältnis  $M_2/M_M$  nimmt dabei etwa linear ab. Der Wirkungsgrad  $\eta$  entwickelt sich parabolisch. Wird der Punkt der Momentengleichheit erreicht ( $M_2/M_M = 1$ ), löst sich das Leitrad vom Gehäuse und beginnt gemeinsam mit dem Turbinenrad umzulaufen (Punkt C Kupplungspunkt). Der Wandler arbeitet nun wie eine Strömungskupplung als reiner Drehzahlwandler. Will man in der Phase, bei der Eingangs- und Ausgangsdrehzahl gleich werden, den Wirkungsgrad trotz kleiner werdenden Schlupfs hoch halten bzw. auf 1 bringen, muss das Turbinenrad mechanisch mit der Pumpenwelle verbunden werden. Dies geschieht mit der Überbrückungskupplung (5).



**Abb. M.13** Zusammenarbeit Motor und Wandler, schematisch.  $M_M$  Volllastmomentenverlauf des Motors,  $M_{M,\max}$  größtes Motormoment,  $M_M(P_{M,\max})$  Motormoment bei Nennleistung. Das Pumpenmoment dreier Wandlertypen ist über der Pumpendrehzahl aufgetragen. Die Betriebsbereiche werden vom Anfahren ( $n_2/n_1 = 0$ ) bis zum Kupplungspunkt ( $n_2/n_1 = 0,96$ ) aufgespannt. Die drei Wandlertypen (hart, Standard und weich) unterscheiden sich durch den Durchmesser  $D$ . Der Durchmesser des harten Wandlers ist größer, der des weichen Wandlers kleiner als jener der Standardausführung.

Im Grunde bestehen keine Unterschiede zwischen Serienwandlern und solchen für Renneinsätze. Wandlergehäuse für Dragster werden allerdings verschraubt und nicht verschweißt, damit die Ölfüllung und das Leitrad am Veranstaltungsort getauscht werden können. Beides stellt eine wesentliche Einstellungsmöglichkeit für das Anfahrverhalten dar und damit wird die Charakteristik an die örtlichen Bedingungen angepasst. Während bei Pkw-Wandlern etwa 6 bar Öldruck erreicht werden müssen, müssen Rennauführungen wesentlich höheren Drücken standhalten. Deshalb werden gerne Verstärkungsplatten an Serien-Gehäusen angeschweißt (vgl. Abb. M.15). Weitere maßgebende Größen ergeben sich aus dem Gesetz für das Pumpenmoment.

$$M_1 = \lambda \rho \omega_1^2 D^5$$

$M_1$  Eingangsmoment, Pumpenmoment, Nm

$\lambda$  Leistungsziffer, –. Eine Funktion des Drehzahlverhältnisses  $n_2/n_1$  und abhängig vom inneren Aufbau des Wandlers (Spalte, Schaufeln,...).

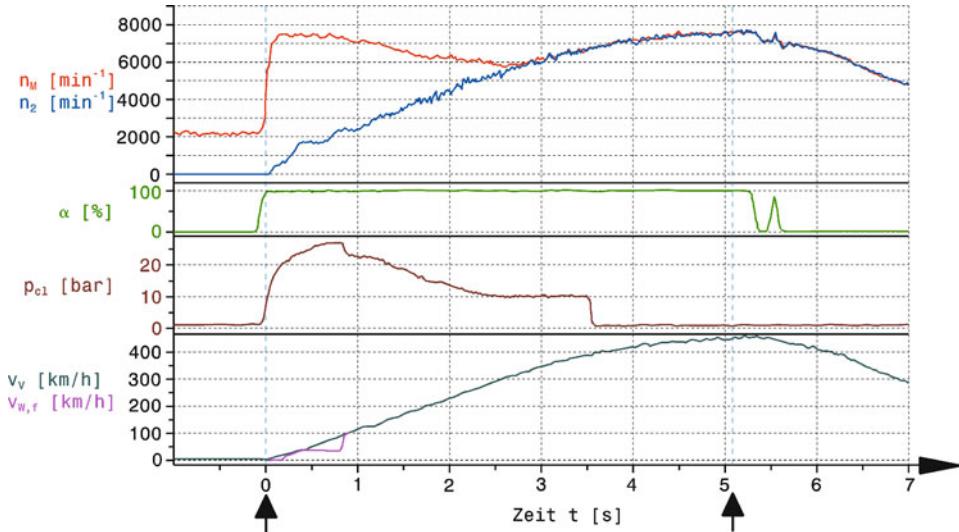
$\rho$  Dichte des Wandleröls,  $\text{kg}/\text{m}^3$ .

$\omega_1$  Kreisfrequenz der Pumpenwelle,  $\text{s}^{-1}$ .

$D$  Pumpenraddurchmesser, m. Siehe Abb. M.12.

Demnach bieten sich zum Anpassen des Wandlers folgende Parameter an: Die Gestaltung und Anzahl der Schaufeln ( $\lambda$ ), Füllungsgrad und Ölsorte ( $\rho$ ), Getriebeübersetzung und Motorenndrehzahl ( $\omega_1$ ) sowie der Pumpendurchmesser ( $D$ ). Während Serienwandler mit ATF-Öl (Automatic Transmission Fluid) arbeiten, werden bei Renneinsätzen Synthetiköle eingesetzt. Das Gehäuse wird zu 50 bis 80 % gefüllt. Für Qualifying-Läufe entsprechen die Öle etwa SAE 10 und für höhere Leistungen und damit Wärmeerträgen SAE 30.

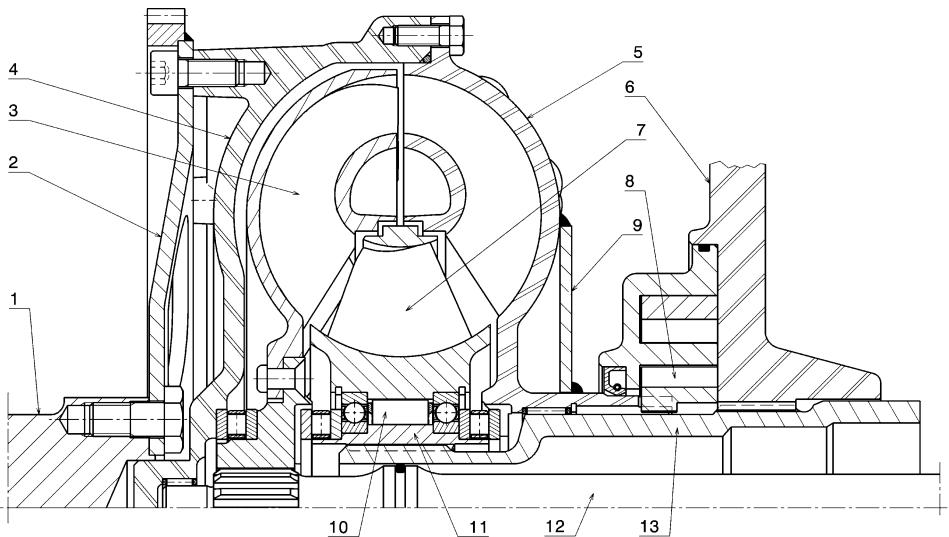
Wie das Zusammenspiel zwischen Motor und Wandler beeinflusst werden kann, stellt Abb. M.13 schematisch dar. Die Pumpenkennlinien sind gemäß obiger Beziehung  $M_1(\omega_1)$  Parabeln über der Motordrehzahl (= Pumpendrehzahl). Ist die Leistungsziffer  $\lambda$  nicht konstant, sondern nimmt mit



**Abb. M.14** Messschrieb eines Top-Fuel-Dragsters, nach [73].  $n_M$  bzw.  $n_2$  Drehzahlen von Motor bzw. Antriebswelle,  $\alpha$  Drosselklappenstellung,  $p_{cl}$  Druck des Wandleröls,  $v_v$  bzw.  $v_{W,f}$  Geschwindigkeit des Fahrzeugs bzw. am Umfang der Vorderräder. Der gewertete Teil des Laufs über die Viertelmeile dauert 5,073 s. Beginn und Ende werden durch Pfeile angezeigt.

steigender Drehzahl ab (Drehzahldrückung), erweitert sich diese Kennlinie zu einem Bereich. Dieser Betriebsbereich erstreckt sich vom Anfahren ( $n_2/n_1 = 0$ ) bis zum Kupplungspunkt ( $n_2/n_1 = 0,96$ ). Darüber hinaus arbeitet der Wandler als hydrodynamische Kupplung und /oder wird überbrückt. Das Diagramm enthält Betriebsbereiche von drei unterschiedlichen Ausführungen. Beim harten Wandler ist der Durchmesser  $D$  etwas größer (ca. 10 %) und beim weichen Wandler etwas kleiner als bei der Standardausführung. Man erkennt, dass bei gleichem Wandlerschlupf – also gleichem Drehzahlverhältnis  $n_2/n_1$  – der weiche Wandler den Betriebsbereich zu höheren Motordrehzahlen und damit zu höheren Motorleistungen verschiebt. Der weiche Wandler ist so ausgelegt, dass das maximale Motormoment beim Anfahren erreicht werden kann. Der Durchmesser des Standardwandlers ist im vorliegenden Beispiel so gewählt, dass seine Betriebslinie beim Kupplungspunkt den Punkt der Maximalleistung des Motors auf der Vollastkennlinie trifft. Ist die Leistungsziffer  $\lambda$  konstant, hängt das Pumpenmoment  $M_1$  nur von der Motordrehzahl ab und der Wandler wird allein durch die Pumpenparabel (und keinen Bereich) charakterisiert. In dem Fall kann das Fahrzeug mit Standardwandler an der Leistungsgrenze des Motors beschleunigt werden.

Die Auswirkung der Zusammenarbeit zwischen Motor und Wandler zeigt eine Messung, die während eines Laufs eines Top-Fuel-Dragsters über eine Viertel-Meile (402,5 m) aufgenommen wurde, Abb. M.14. Der offizielle Lauf beginnt bei der Sekunde Null (Pfeil) und endet nach 5,073 s. Beim Start tritt der Fahrer das Gaspedal rasch durch und der Motor dreht von der Leerlaufdrehzahl auf etwa  $7500 \text{ min}^{-1}$  hoch. Das Pumpenrad weist dieselbe Drehzahl auf. Das Turbinenrad und damit die Antriebswelle stehen anfangs noch still, was den Druck  $p_{cl}$  des Wandleröls innerhalb kurzer Zeit stark anwachsen lässt. In dieser Phase arbeitet der Wandler im Drehmomentüberhöhungsbereich und die Geschwindigkeit  $v_v$  des Fahrzeugs nimmt annähernd linear zu, die Beschleunigung ist also konstant. Innerhalb von 0,8 s erreicht der Dragster 100 km/h. Die Vorderräder sind in der Zeit zweimal in der Luft (erkennbar an der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Fahrzeug und Vor-



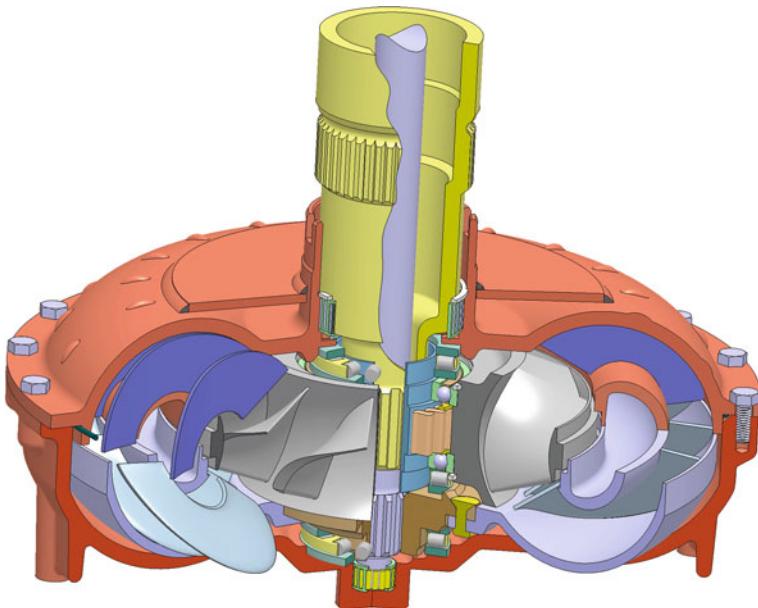
**Abb. M.15** Drehmomentwandler Schnittdarstellung. 1 Kurbelwelle *crankshaft*, 2 Verbindungsscheibe *flexplate*, 3 Turbinenrad *turbine*, 4 Gehäuse *housing*, 5 Pumpenrad *impeller*, 6 Getriebegehäuse *transmission casing*, 7 Leitrad *stator*, 8 Ölpumpenrad *oil-pump rotor*, 9 Verstärkungsplatte *reinforcing plate*, 10 Freilauf *free wheel*, 11 Leitradnabe *stator hub*, 12 Ausgangswelle *output shaft*, 13 Leitradachse *stator axle*.

derrädern). Der Aufstandsradius der Antriebsräder ist nicht konstant, sondern wächst mit deren Drehzahl an. Dieses Phänomen wird absichtlich als variables Getriebe genutzt. Die Auswirkung ist die, dass die Antriebswellendrehzahl und die Fahrzeuggeschwindigkeit in der ersten Sekunde nicht gleich verlaufen, sondern die Welle schneller hochdreht. Mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit wird der Schlupf im Wandler geringer, die Drehzahldifferenz zwischen Motor und Antriebswelle kleiner, bis der Kupplungspunkt nach etwa 3 s erreicht ist. Der Druck des Wandleröls ist mittlerweile auf 10 bar abgeklungen. Nach etwa 3,5 s wird offensichtlich eine Überbrückungskupplung aktiviert: Der Öldruck sinkt auf das Anfangsniveau ab und Motor sowie Antriebswelle rotieren mit derselben Drehzahl. Der Dragster passiert die Ziellinie mit 446 km/h, die größte Geschwindigkeit erreicht er aber erst danach, weil der Fahrer noch am Gas steht.

Die konstruktive Ausführung und die Anordnung im Antrieb werden anhand von Abb. M.15 erläutert.

Das Motormoment wird von der Kurbelwelle (1) über die Verbindungsscheibe (2), die auch den Starterzahnkranz trägt, auf das Gehäuse (4) übertragen. Das Pumpenrad (5) ist mit dem Gehäuse dicht verschraubt. Das umlaufende Öl treibt das Turbinenrad (3) an und wird vom Leitrad (7) in das Pumpenrad umgelenkt. Das Leitrad stützt sich über den Freilauf (10, hier Klemmkörperfreilauf) auf seiner Nabe (11) ab, die wiederum über die Hohlachse (13) drehsteif mit dem Getriebegehäuse (6) verbunden ist. Das Ausgangsmoment vom Turbinenrad wird über die Ausgangswelle (12) zum Getriebe geleitet. Die Verstärkungsplatte (9) wird auf Seriengehäuse geschweißt um ein Aufblähen (*ballooning*) unter hohem Innendruck zu vermeiden. Das umlaufende Gehäuse (4 + 5) stützt sich in der Kurbelwelle und auf der Leitradachse über ein Nadellager ab. Außerdem treibt es die Ölpumpe (8) des Getriebes an. Eine axonometrische Darstellung dieses Wandlers zeigt Abb. M.16.

Gehäuseschalen werden gegossen oder aus dem Vollen gefräst. Laufräder und Schaufeln werden bei Serienwandlern aus Blechteilen gefertigt und über Sicken und Laschen in Schlitten gefügt. Das

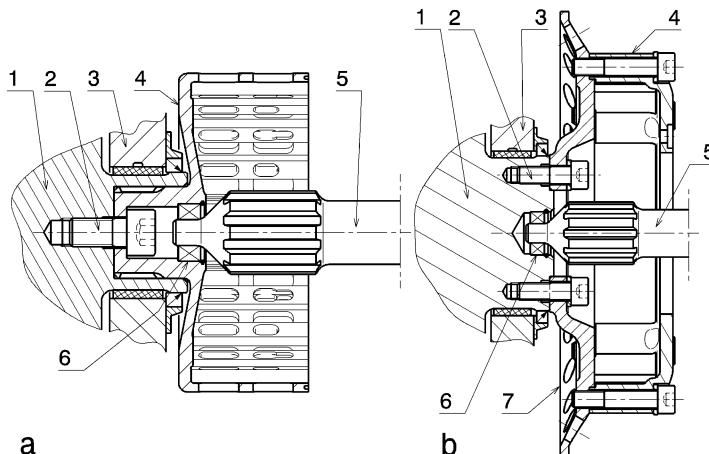


**Abb. M.16** Axonometrische Darstellung des Drehmomentwandlers von Abb. M.15. Ohne Ölfüllung und teilweise aufgeschnitten dargestellt. Der Wandler dreht sich gegen den Uhrzeigersinn auf die Kraftabgabeseite (hier: oben) gesehen.

verhaltensbestimmende Bauteil stellt das Leitrad dar. Seine Gestaltung bestimmt in erster Linie Momentenüberhöhung und Festbremsdrehzahl. Es wird für Renn-Wandler aus dem Vollen gefräst.

Eine der wichtigsten Kenngrößen für den Rennbetrieb stellt die Festbremsdrehzahl (*stall speed*) des Wandlers dar. Das ist jene Pumpendrehzahl, die sich einstellt, wenn das Fahrzeug und damit das Turbinenrad stillstehen und Vollgas gegeben wird. Somit entspricht die Festbremsdrehzahl genau der Motordrehzahl im Anfahrmoment. Wird die Festbremsdrehzahl zu hoch gewählt, ist das Motormoment beim Anfahren zu hoch und die Reifen bauen einen zu großen Schlupf auf. Aber auch das Gegenteil ist unerwünscht: Bei zu geringer Anfahrdrehzahl lässt der Dragster ausgerechnet beim Start seine Sprintqualitäten vermissen. Bei diesen Überlegungen darf aber die Momentenüberhöhung des Wandlers, die je nach Ausführung zwischen 2 und 4 beträgt, nicht außer Acht gelassen werden. Schließlich müssen die Reifen das entstehende Ausgangsmoment übertragen können. Im Allgemeinen weisen die Renn-Wandler einen geringeren Durchmesser auf als man es vermuten würde. Die Motoren der Dragster entwickeln ihre gigantische Leistung aber erst bei relativ hohen Drehzahlen, weshalb die Festbremsdrehzahl ebenso hoch sein muss (weiche Auslegung, vgl. Abb. M.13). Dies wiederum führt zu den üblichen Durchmessern D zwischen 7 und 11 Zoll (177,8 bzw. 279,4 mm). Eine weitere Stellgröße für die Festbremsdrehzahl ist die Anzahl der Leitradschaufeln. Diese liegt in der Größenordnung 10 bis 21. Je mehr Schaufeln angeordnet sind, desto kleiner wird der Zwischenraum, durch den das Öl strömen kann. Dieser Effekt führt zu einer Erhöhung der Festbremsdrehzahl.

**Befestigung Mounting.** Der Kupplungskorb wird mit der Kurbelwelle des Motors verschraubt. Dabei kann die Kupplung das Schwungrad bereits enthalten oder dieses wird als eigenes Bauteil an die Kurbelwelle verschraubt. Kommt eine Zentralschraube zum Einsatz (Abb. M.17a), übernimmt eine Steckverzahnung oder eine Hirthverzahnung die Übertragung des Drehmoments. Die Getriebewelle



**Abb. M.17** Arten der Kupplungsbefestigung. **a** Zentralschraube, **b** Schrauben am Umfang. 1 Kurbelwelle, 2 Schraube, 3 Kurbelgehäuse, 4 Kupplungskorb, 5 Getriebewelle, 6 Loslager, 7 Schwungrad

wird über ein Lager (6) im Kupplungskorb (4) zentriert. Der Kupplungskorb stellt in dem Fall auch das Schwungrad dar. Wird für die Motorsteuerung eine Geberverzahnung (Drehzahl- und OT-Geber) gebraucht, so kann diese der Korb ebenfalls gleich enthalten.

Die einfachere Methode stellt eine Verschraubung mit ausreichend vielen Schrauben am Umfang dar (Abb. M.17b). Die Zentrierung erfolgt über einen entsprechenden Bund an der Kurbelwelle und das Drehmoment wird über die von der Vorspannkraft der Schrauben erzeugte Reibung übertragen. Empfohlen werden M8-Zylinderschrauben mit Qualität mindestens 10.9 und Scheiben [4]. Die Getriebewelle wird über ein Lager in der Kurbelwelle zentriert.

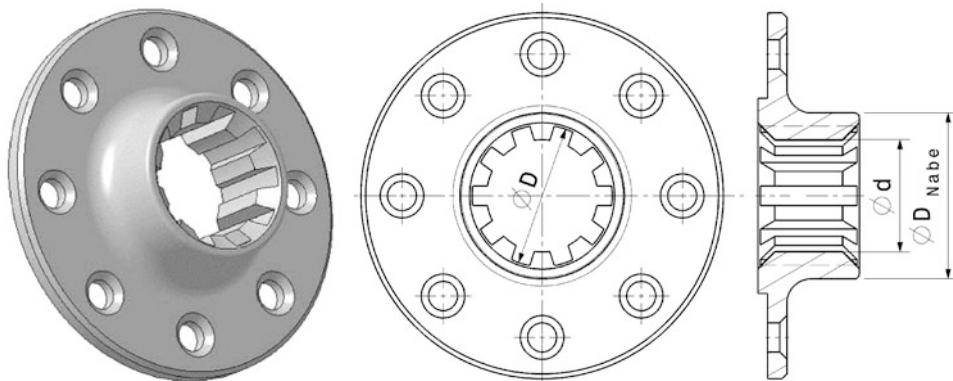
Die Nabe (Abb. M.18) der Kupplung bzw. einer Kupplungsscheibe sitzt auf der Getriebewelle. Dabei übernimmt ein Keil- oder Zahnenprofil (*splined- or serrated-shaft profile*) die Zentrierung (Innenzentrierung) und die Drehmomentübertragung. Die verwendeten Profile sind mannigfaltig und richten sich nach der Getriebewelle. Es finden sich DIN, SAE und Werksnormen. Alle Profile ermöglichen ein leichtes axiales Verschieben der Nabe. Das Keil- bzw. Zahnwellenprofil muss länger sein als das Naboprofil, damit die volle tragende Breite in jedem Fall (Scheibenverschleiß, Toleranzen) sichergestellt ist.

**Werkstoffe.** Anpressplatten, Zwischenplatten und die Nabe werden aus Grauguss, Stahl, Aluminium oder Titan gefertigt. Für stehenden Start wird Stahl bevorzugt. Aluminium ist dabei das leichteste Metall, hat aber eine geringe Temperaturbeständigkeit. Titan hat ähnliche Eigenschaften wie Stahl bei geringerer Dichte, ist jedoch extrem teuer. Bei Kohlefaserkupplungen können auch die Zwischenplatten aus Karbon sein. Der Kupplungskorb ist bei allen Ausführungen aus Metall.

## 2.2 Auswahl der Kupplungsgröße *Choice of Clutch Size*

Die Kupplung muss das durch dynamische Effekte überhöhte maximale Motormoment übertragen können und bei häufigem Anfahren die thermische Belastung aushalten (Formelzeichen siehe auch Abb. M.7).

$$M_{cl} = k_{dyn} \cdot M_{M,max} = F_{an} \cdot \mu_{cl} \cdot j \cdot r_{fr,m}$$



**Abb. M.18** Nabe einer Kupplungsscheibe. Auf diese Nabe wird die Kupplungsscheibe genietet. Die Nabe weist ein Profil mit 10 Zähnen und geraden Flanken auf. Das Keilnabenprofil wird charakterisiert durch folgende Größen: Innendurchmesser  $d$ , Außendurchmesser  $D$ , Nabendurchmesser  $D_{\text{Nabe}}$ , Anzahl der Zähne

$M_{\text{cl}}$	übertragbares Kupplungsmoment, Nm
$k_{\text{dyn}}$	dynamischer Überhöhungsfaktor, $-$ ; $k_{\text{dyn}} = \text{ca. } 2$
$M_{M,\max}$	max. Motormoment, Nm
$F_{\text{an}}$	Anpresskraft der Reibbeläge, N
$\mu_{\text{cl}}$	Reibbeiwert zwischen Belägen und Reibfläche, $-$
$j$	Anzahl der Reibflächen, $-$ ; $j = 2$ bei Einscheibenkopplung
$r_{\text{fr,m}}$	mittlerer Reibradius, m

Je höher die Anpresskraft ist und desto mehr Scheiben verbaut werden, desto größer ist das übertragbare Kupplungsmoment. Eine große Anpresskraft bedeutet allerdings auch eine große Ausrückkraft zum Trennen der Kupplung.

$$\dot{W}_{\text{fr}} = \frac{\mu_{\text{cl}} F_{\text{an}} r_{\text{fr,m}} \omega_{\text{cl}}}{A_{\text{fr}}} \\ q = \eta_{\text{cl}} \cdot \dot{W}_{\text{fr}}$$

$\dot{W}_{\text{fr}}$	Reibleistungsdichte, W/m <sup>2</sup>
$A_{\text{fr}}$	Reibfläche, m <sup>2</sup>
$\omega_{\text{cl}}$	Kupplungswinkelgeschwindigkeit, s <sup>-1</sup>
$\eta_{\text{cl}}$	Wirkungsgrad der Energieumwandlung, $-$ ; $\eta_{\text{cl}} = 0,8$ bis 1
$q$	Wärmestromdichte, W/m <sup>2</sup>

Bei der Wahl der Kupplung ist zunächst das Eingangsmoment, also das maximale Motormoment erhöht mit einem dynamischen Faktor, ein Kriterium. Stehen mehrere Kupplungen für einen Anwendungsfall zur Verfügung kommen weitere Überlegungen hinzu, Abb. M.19. Als Beispiel wird ein Motormoment von 150 Nm betrachtet. Dafür kommen drei Kupplungsdurchmesser in Frage. Die Extremfälle haben folgende Vorteile. Die kleinste Kupplung (Variante 1) spart Bauraum, Gewicht und weist ein kleines Massenträgheitsmoment auf. Auch die Kosten der Kupplung bleiben klein. Dagegen bietet Variante 2, die große Kupplung, andere Vorteile. Die Torsionsdämpferkennlinie ist vorteilhafter, die Fadingstabilität nimmt ebenso zu wie die Belaglebensdauer. Die Pedalkraft sinkt, weil die Anpresskraft für das gleiche Drehmoment kleiner ist.

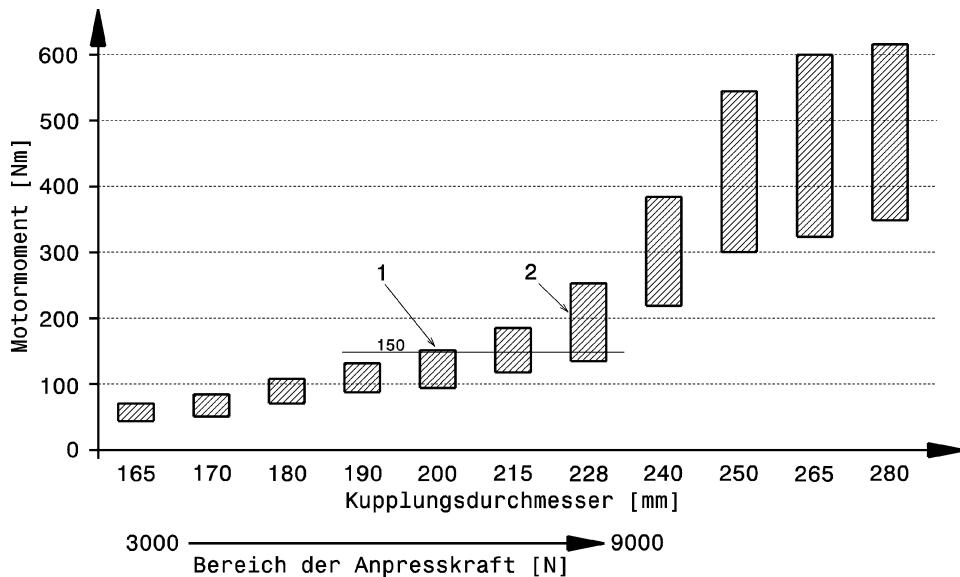


Abb. M.19 Zusammenhang zwischen Motormoment und Kupplungsdurchmesser für Pkw [1]. Für das gezeigte Beispiel 150 Nm kommen drei Kupplungen in Frage. Überlegungen zu Wahl 1 und 2 siehe Text

Ein kleiner Kupplungsdurchmesser ermöglicht einen niedrigeren Motoreinbau im Fahrzeug. Dadurch wird der Fahrzeugschwerpunkt abgesenkt.

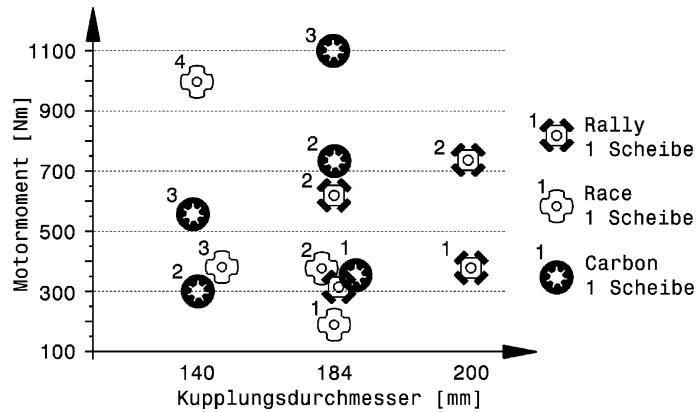
Im Rennbereich werden unterschiedlichste Reibbeläge angeboten um die mannigfachen Anforderungen abzudecken. Beläge mit hohen Verschleißbreiten (siehe unten) werden eingesetzt, wenn viele Starts gefahren werden und lange Lebensdauer benötigt werden. Dies trifft u. a. auf Rallye, Rallyecross, Autocross, Tourenwagen und Langstrecke zu. Für Rundstreckenfahrzeuge gibt es sehr leichte Kupplungsscheiben, die sich durch geringes Massenträgheitsmoment und kleinen Kupplungsdurchmesser auszeichnen. Kohlefaser-Kupplungsscheiben ermöglichen extrem kleine Kupplungen mit hoher Temperaturbeständigkeit. Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch den praktisch fehlenden Verschleiß am Schwungrad.

### 2.3 Kupplungsbetätigung Clutch Actuation

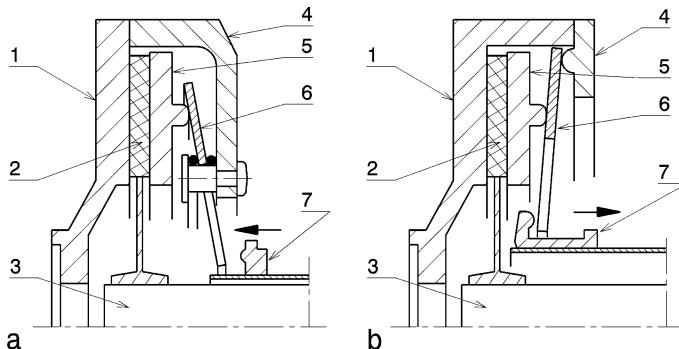
Die Kupplung wird mechanisch oder hydraulisch betätigt. Als Hydraulikflüssigkeit kommt dasselbe Fluid wie bei den hydraulischen Bremsen zum Einsatz. Wichtig ist im geschlossenen Zustand ein Spiel zwischen dem Ausrückring und der Membranfeder. So ist sichergestellt, dass die Feder in jedem Fall (also auch bei Ausdehnung durch Temperaturerhöhung oder durch Verschleiß) die unbehinderte Vorspannkraft erreicht.

Es gibt grundsätzlich zwei Arten des Ausrückens. Je nachdem wie die Kupplung aufgebaut ist, wird die Membranfeder beim Ausrücken gezogen oder gedrückt, Abb. M.21.

Die gedrückte Ausführung weist den klassischen Aufbau einer Tellerfederkupplung auf. Zum Auskuppeln wird ein einfacher Ausrückring gegen die Feder gedrückt. Bei der gezogenen Kupplung muss die Membranfeder vom Ausrücker gezogen werden, damit sie die Anpressplatte freigibt. Der Vorteil



**Abb. M.20** Kupplungsauswahl für Rennkupplungen, nach [27]. Für drei verschiedene Ausführungen von Kupplungsscheiben (Rally, Race, Carbon) ergeben sich je nach Anzahl der eingebrachten Scheiben unterschiedliche übertragbare Motormomente (der Dynamikfaktor ist dabei bereits berücksichtigt). Die Ausrückkräfte liegen im Bereich von 1900 bis 4900 N

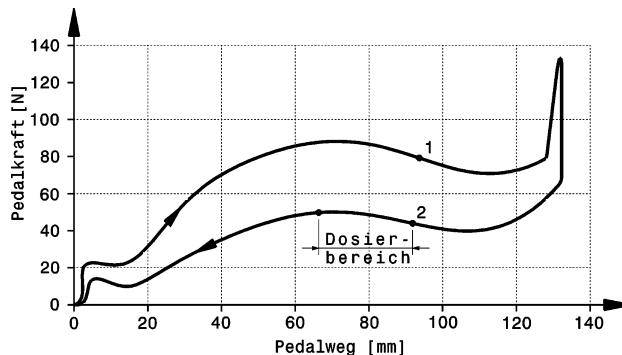


**Abb. M.21** Ausrückarten einer Membranfederkupplung. **a** gedrückte Ausrückung *push-type release*, **b** gezogene Ausrückung *pull-type release*. 1 Schwungrad, 2 Kupplungsscheibe, 3 Getriebewelle, 4 Kupplungskorb, 5 Anpressplatte, 6 Membranfeder, 7 Ausrücker

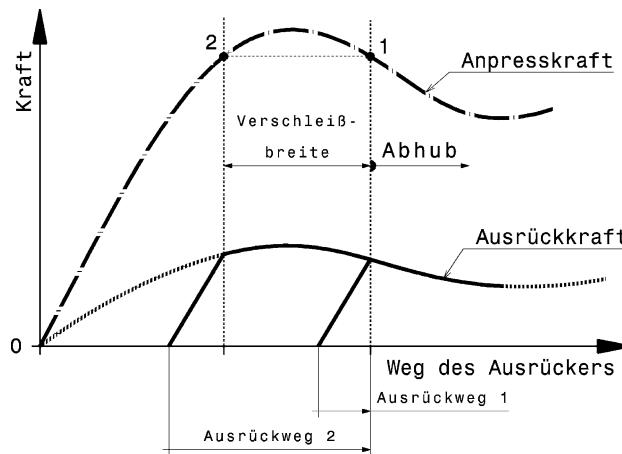
der gezogenen Kupplung liegt im einfachen Aufbau der eigentlichen Kupplung. Die Feder ist nicht mit dem Kupplungskorb verbunden und die Kupplung besteht aus weniger Teilen, ist also prinzipiell leichter. Bei gleichem Außendurchmesser bringt die Tellerfeder bei diesem Typ eine größere Druckkraft auf die Anpressplatte auf bzw. bei gleicher Anpresskraft kann die Feder mit geringerem Durchmesser ausgeführt werden. Gegenwärtige Formel-1-Kupplungen sind ausschließlich gezogene Kupplungen [4].

Die Pedalcharakteristik ergibt sich aus der Membranfedercharakteristik durch die Hebelübersetzung und die Übersetzung des Ausrücksystems sowie elastische Verformungen, Abb. M.22.

Durch den Verschleiß von Kupplungsscheibe und Zwischenplatte ändert sich die Vorspannung der Membranfeder, weil das gesamte Scheibenpaket zusammenrückt. Die Feder wird also etwas entspannt. Wird der Verschleiß zu groß, nimmt die Anpresskraft so stark ab, dass die Kupplung nicht mehr das gewünschte Moment übertragen kann und zu rutschen beginnt. Die Verschleißbreite,



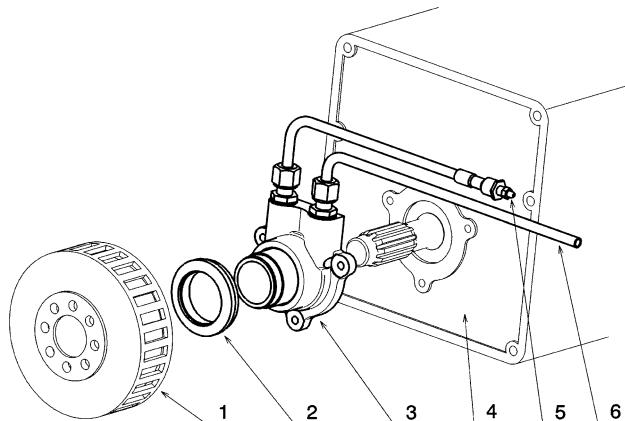
**Abb. M.22** Beispiel einer Kennlinie eines Kupplungspedals [1]. Die Pedalkennlinie wurde mit einer Einscheiben-trockenkupplung für Pkw aufgenommen. 1 Kupplung hat getrennt, 2 Beginn der Drehmomentübertragung. Die Kennlinie ist die Kennlinie der Membranfeder verzerrt durch Hebelübersetzungen und elastische Verformungen im Übertragungssystem. Es bildet sich auch eine ausgeprägte Hysterese aus. Im Dosierbereich nimmt die Vorspannkraft der Feder mit kleiner werdendem Pedalweg stetig zu



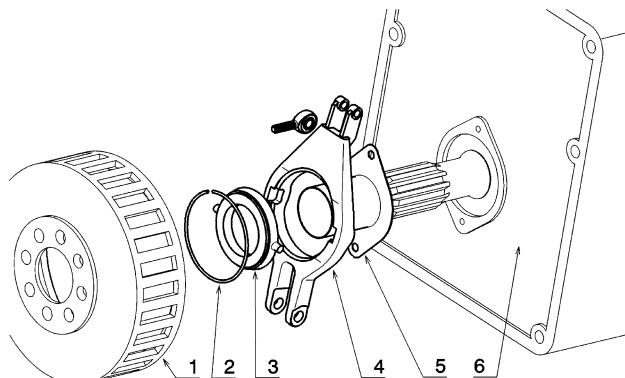
**Abb. M.23** Verschleißbreite einer Kupplung *wear range of a clutch*. 1 Kupplung im Neuzustand, 2 Kupplung bei großem Verschleiß. Im Neuzustand (1) ist der Ausrückweg klein, die Feder ist über den Maximalwert vorgespannt. Durch den Verschleiß werden die Kupplungsscheiben dünner und die Verformung der Feder geht zurück. Dadurch steigt die Vorspannkraft der Feder zunächst an und sinkt bei weiterem Verschleiß wieder ab. Die Verschleißbreite ist erreicht, wenn die Vorspannkraft auf das ursprüngliche Niveau abgesunken ist (2). Bei weiterem Verschleiß sinkt die Vorspannkraft unter diesen Wert und die Kupplung kann das Nennmoment nicht mehr übertragen. Der Ausrückweg vergrößert sich bei Verschleiß, weil die Feder bis zum Abhub von der Anpressplatte deformiert werden muss

Abb. M.23, ist ein Maß für die Empfindlichkeit der Kupplung auf Verschleiß. Eine Kupplung mit großer Verschleißbreite kann das Nennmoment über einen größeren Verschleißbereich übertragen. Verschleißbreiten liegen im Bereich von 0,6 bis 1,5 mm.

Der Ausrückring wird mechanisch oder hydraulisch betätigt. Eine hydraulische Betätigungs erfolgt über eine geradlinige Bewegung und drückt so immer zentrisch auf die Feder, Abb. M.24. Ein mechanischer Hebel beschreibt einen Kreisbogen und weicht dadurch bei großen Verschiebwe-



**Abb. M.24** Hydraulischer Ausrücker. Der Ausrücker wird an die Stirnseite des Getriebegehäuses geschraubt und betätigt eine gedrückte Kupplung. 1 Kupplung, 2 Ausrückring mit Axiallager, 3 Ausrückeinheit, 4 Getriebegehäuse, 5 Entlüftungsleitung, 6 Druckleitung vom Geberzylinder des Kupplungspedals bzw. der Steuereinheit bei aktuierter Kupplung. Der Ausrückring (2) sitzt auf dem rohrförmigen Kolben der Ausrückeinheit (3)



**Abb. M.25** Mechanischer Ausrücker. Der Ausrückhebel befindet sich zwischen Kupplung und Getriebe und betätigt eine gedrückte Kupplung. Der Hebel ist von einem Serienteil umgebaut worden, damit die Betätigung über einen Gelenkkopf erfolgen kann. Der Ausrückring (3) wird vom Hebel (4) gegen die Kupplungsfeder gedrückt. Damit der Druckring trotz der Hebedrehung immer mittig bleibt, gleitet er auf dem dünnwandigen Führungsrohr (5), das an das Getriebegehäuse (6) geschraubt wird. 1 Kupplung, 2 Sicherungsring, 3 Ausrückring mit Axiallager, 4 Hebel, 5 Führungsrohr, 6 Getriebegehäuse

gen von der Mitte zwangsläufig ab. Das lässt sich allerdings mit einem zusätzlichen Führungsrohr verhindern, Abb. M.25. Das Hydrauliksystem funktioniert gleich wie bei den Bremsen. Das Kupplungspedal betätigt den Geberzylinder und dessen Hydraulikdruck wird an den Nehmerzylinder, den Ausrücker, weitergeleitet. Einziger Unterschied zu den Bremsen ist der, dass die Verschiebewege der Kupplungsfeder wesentlich größer sind und daher die Zylinderdurchmesser und die Leitungen für rasches Kuppeln auf größere Volumenströme ausgelegt werden müssen. Die lichte Weite der Druckleitung soll demnach um 5 mm betragen [24].

Am Ausrücker sitzt ein Axiallager, das zwischen dem stillstehenden Hydraulikkolben bzw. Ausrückring und der rotierenden Membranfeder ausgleicht. Im Gegensatz zu Pkw-Anwendungen müssen diese Axiallager im Rennbetrieb wesentlich höhere Temperaturen und je nach Motorisierung auch höhere Drehzahlen ertragen können.

Die Kupplung wird üblicherweise nur zum Anfahren oder beim Bremsen benutzt. Das (Hoch-)Schalten erfolgt ohne Kuppeln. Die Zündung wird bei manuellem Schalten dafür unterbrochen und bei elektronischer Schaltung wird zusätzlich der Zündwinkel während des Schaltvorgangs beeinflusst.

---

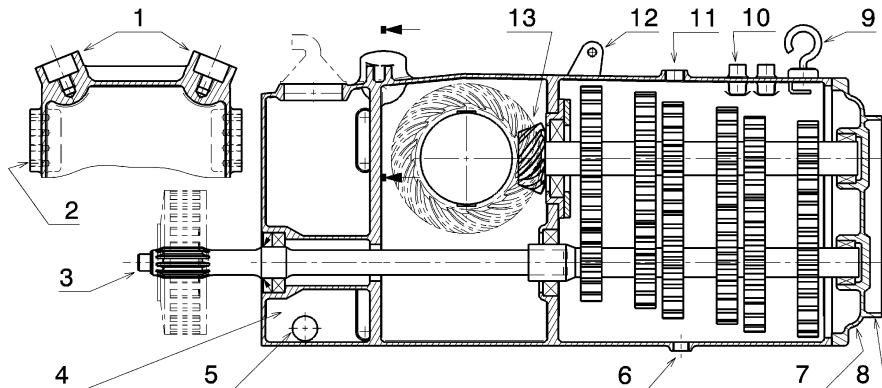
### 3 Getriebe Gearbox



**Funktion Function.** Das Getriebe ermöglicht eine Anpassung der Motorcharakteristik an das Fahrzeug und an den Streckenverlauf. Bei vielen Fahrzeugen ist auch Rückwärtsgang gefordert.

Die Schaltvorgänge sollen möglichst rasch ausführbar sein und die unterbrochene Zugkraft an den Antriebsräder nicht schlagartig wieder einsetzen, damit die Reifen nicht unnötig beansprucht werden und die Fahrstabilität des Fahrzeugs nicht beeinträchtigt wird. Gerade bei einem Rennfahrzeug ist Stabilität ein wesentliches Kriterium, weil es an der Haftungsgrenze der Reifen bewegt wird. In einem Formel-1-Rennen sind etwa 2000–2600 Schaltvorgänge nötig, innerhalb der 24-Stunden von Le Mans schalten die Fahrer 15.800 mal.

Neben den eigentlichen Aufgaben übernimmt das Getriebegehäuse bei Rennfahrzeugen noch andere Funktionen. Radaufhängungsteile (Querlenkeranbindung, Lagerung von Umlenkhebeln und Stabilisatoren), innenliegende Bremssättel, Starter und Heckflügel können vom Gehäuse aufgenommen werden. Abbildung M.26 zeigt schematisch den Aufbau eines Getriebes. Die Kupplung sitzt auf der Getriebewelle (3). Die Getriebewelle läuft durch einen Tunnel in das eigentliche Getriebegehäuse. Davor ist der Ölsvorratsbehälter (4) für den Motor angegossen. Die Druckpumpe des Motors saugt das Öl bei der Öffnung (5) ab. Das Getriebegehäuse nimmt die Radsätze der einzelnen Übersetzungsstufen und den Achsantrieb (13) auf. Das hintere Ende des Getriebes ist mit einem Lagerdeckel (7) verschlossen. Wird dieser Deckel entfernt, können die Getriebestufen getauscht werden. Der Deckel stellt auch eine Aufnahme (8) für das hintere Crashelement bereit. Das Öl erwärmt sich im Betrieb und der Luftdruck im Gehäuse steigt. Damit die Dichtungen nicht zu stark beansprucht werden, ist eine Entlüftung (9) erforderlich. Diese mündet im Freien oder in einem Überlaufbehälter. Die äußere Schaltung erfolgt über eine Welle bei H-Schaltung oder über einen Hebel (12) bei sequentieller Schaltung. Zusätzlich kann sich noch ein Schalter außen am Gehäuse befinden, der gedrückt oder gezogen werden muss, damit der Retourgang und der erste Gang eingelegt werden können. Das Gehäuse weist an steifen Stellen, wie Bereiche von Schottwänden, kräftige Butzen auf. So werden Umlenkhebel des Fahrwerks direkt am Gehäuse gelagert (1), Querlenkerkonsole können in der Höhe versetzt werden (2) oder Feder/Dämpferelemente werden an entsprechenden Butzen (10) verschraubt. An der Ober-



**Abb. M.26** Aufbau und Funktionen eines Getriebes. Bezeichnungen siehe Text

seite können solche Butzen auch eine Basis für Messlatten sein, die beim Setup aufgeschraubt werden und von denen aus der Bodenabstand gemessen wird. Weil die Gewinde in dem Fall sehr oft benutzt werden, befinden sich Metallgewindestütze in den Schraubenpfosten. Das Getriebeöl wird über die Öffnung (11) eingefüllt und über die Gewindebohrung (6) abgelassen.

Das Getriebe wird im Allgemeinen direkt an das Kurbelgehäuse des Motors angeflanscht und kann längs oder quer im Fahrzeug angeordnet werden. Längs bedeutet, dass die Getriebekopftwelle parallel zur Fahrzeuglängssachse verläuft.

Eine schwingungsisolierte Aufhängung über elastische Elemente, wie sie bei Serienfahrzeugen Standard ist, kommt bei Rennfahrzeugen kaum vor. Entkopplungselemente beanspruchen Bauraum, ebenso wie Bauteile, die durch eine solche Befestigung Bewegungsraum erhalten. Außerdem führen elastische Elemente zu Energieverlusten und Indirektheit durch zusätzlichen Bewegungsraum.

**Entwurf Layout.** Getriebe werden entweder als Zukaufteil mit einem Motor kombiniert – der Radstand kann über die Länge des Kupplungsgehäuses angepasst werden – oder das Getriebe wird für ein Fahrzeug neu konstruiert. Im letztgenannten Fall sind wichtige Angaben zur Auslegung das Motorenmoment, der Einsatzzweck, die Kupplung (Art und Größe), Bauraumvorgaben, Übersetzungen, das Schaltungssystem (Betätigungsart, H-Schaltung, sequentiell), Radgrößen und die Radaufhängung (es können ja durch sie Kräfte ins Getriebe eingeleitet werden).

Der Entwurf beginnt mit Auswählen der Wellenpositionen, der Gestaltung der Radsätze und Festlegen des Achsabstands. Zuletzt wird die Schaltung gestaltet.

**Arten von Getrieben Types of Transmission.** Je nach Art der Übersetzungsänderung unterscheidet man zwischen Schaltgetrieben und Stufenlosgetrieben. Durch die Art der Betätigung ergeben sich manuelle Getriebe, automatisierte Getriebe und Automatikgetriebe. Eine genaue Betrachtung der Automatisierungsgrade von Schaltgetrieben liefert Tab. M.3.

Abbildung M.27 zeigt den Systemaufbau eines automatisierten Schaltgetriebes (ASG). Das Getriebe und die Kupplung sind im Grunde gleich wie bei manueller Betätigung, nur dass beide über Aktuatoren betätigt werden. Deren Ansteuerung erfolgt über Steuergeräte, die für die Fahrzustandserkennung und Berechnung der Schaltvorgänge verschiedene Eingänge wie Geschwindigkeit, Getriebedrehzahl usw. aufweisen.

**Tab. M.3** Automatisierungsgrade von Schaltgetrieben [11]

Automatisie- rungsgrad	Anfahrvorgang	Schaltkuppeln	Gangwechsel
0	fußbetätigtes Anfahrkupplung	fußbetätigtes Kuppeln	manuelles Betätigen eines Schalthebels
1	fußbetätigtes Anfahrkupplung	automatisiertes Kuppeln	manuelles Betätigen eines Schalthebels
2	automatisierte Anfahrkupplung	automatisiertes Kuppeln	manuelles Betätigen eines Schalthebels
3	automatisierte Anfahrkupplung	Gangwechsel eingeleitet durch fußbetätigtes Kuppeln	manuelle Gangvorwahl durch Tipptaster
4	automatisierte Anfahrkupplung	automatisiertes Kuppeln	automatisierte Gangwahl unterstützt durch Motormanagement

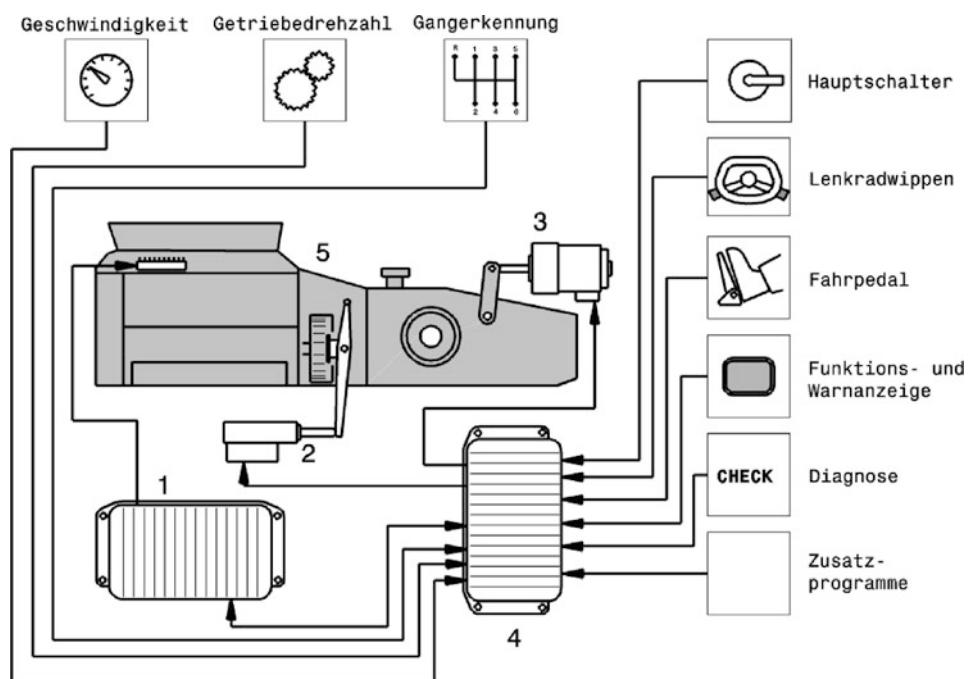
**Abb. M.27** Schema eines automatisierten Schaltgetriebes (ASG). 1 Motorsteuergerät *engine control unit*, 2 Kupplungsaktuator *clutch actuator*, 3 Getriebesteller *actuated gearshift*, 4 ASG-Steuergerät *gearbox control unit*, 5 Motor und Getriebe *engine and gearbox*

Abbildung M.28 liefert eine Vorstellung, wie komplex sich die bauliche Umsetzung einer Automatisierung an einem Schaltgetriebe gestaltet. Zu sehen ist die elektrohydraulische Einheit, welche die Kupplungsbetätigung und Gangwechsel auf Wippenbetätigung vornimmt.

**Abb. M.28** Hydrauliksteuerung an einem Schaltgetriebe (Ferrari Formel 1). Zu sehen ist die rechte Getriebeseite



### 3.1 Schaltgetriebe Mechanical Gearbox

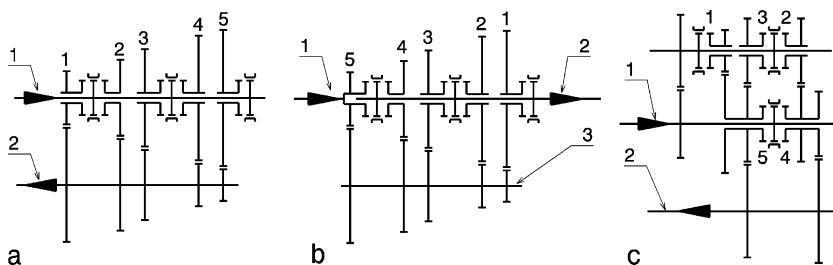
Die Auslegung von Getrieben, also die Wahl von Gängen und deren Abstufungen für ein harmonisches Zusammenspiel zwischen dem Motor und den Rädern beschreibt Kap. K *Getriebeauslegung*.

Schaltgetriebe werden in der überwiegenden Mehrheit als Zahnradgetriebe ausgeführt. Dabei lassen sich nach der Anzahl der Übersetzungsstufen mehrere Arten unterscheiden, Abb. M.29. Unter einer Stufe wird in dem Fall ein Zahnradpaar verstanden, das eine Übersetzung realisiert.

Einstufige Getriebe werden vorwiegend in Fahrzeugen mit Quermotor und Frontantrieb verwendet. Zweistufige Getriebe bieten sich an, wenn das Motormoment koaxial weitergeleitet werden soll, wie es beim Standardantrieb der Fall ist. Ein Gang ist dabei der direkte Durchtrieb durch das Getriebe (in Abb. M.29b der 5. Gang, so genannter direkter Gang). Mehrstufige Getriebe lassen sich besonders kurz bauen. Sie brauchen natürlich dafür mehr Platz in der Höhe bzw. Breite.

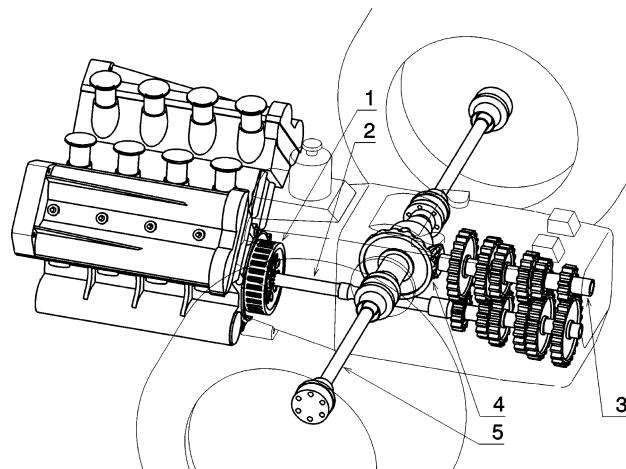
Bei Rennfahrzeugen mit Mittelmotoranordnung bietet es sich an, das Achsgetriebe in das Schaltgetriebe zu integrieren. Dabei gibt es mehrere Möglichkeiten das Getriebe zwischen dem Motor und der Hinterachse anzurordnen, Abb. M.30 bis M.33.

Der Getriebeaufbau beeinflusst nämlich die Massenverteilung. Querliegende Getriebe weisen diesbezüglich den Vorteil der kurzen Baulänge auf und helfen so die Massen um den Fahrzeugschwerpunkt zu konzentrieren. Ein größerer Zerlegungsaufwand beim Anpassen der Getriebeüber-

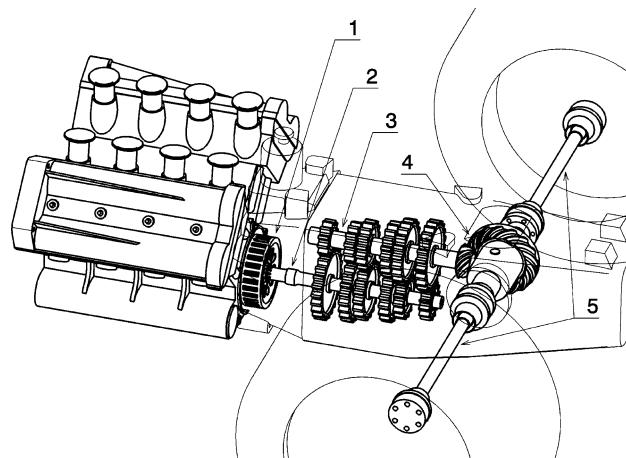


**Abb. M.29** Aufbauarten von Getrieben. a Einstufiges Getriebe *single-stage transmission*, b zweistufiges Getriebe *dual-stage transmission*, c mehrstufiges Getriebe *multi-stage transmission*. 1 Antriebswelle *input shaft*, 2 Abtriebswelle *output shaft*, 3 Vorgelegewelle *layshaft*

**Abb. M.30** Längsanordnung des Getriebes hinter der Achse. 1 Kupplung *clutch*, 2 Antriebswelle *input shaft*, 3 Abtriebswelle *output shaft*, 4 Achsantrieb *final drive*, 5 Seitenwelle *half-shaft*



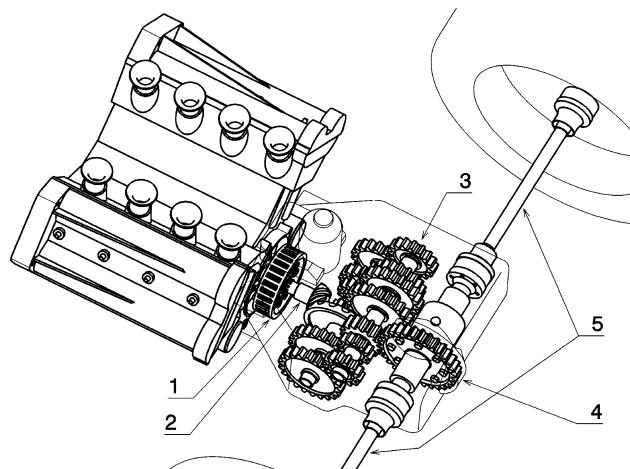
**Abb. M.31** Längsanordnung des Getriebes vor der Achse. 1 Kupplung *clutch*, 2 Antriebswelle *input shaft*, 3 Abtriebswelle *output shaft*, 4 Achsantrieb *final drive*, 5 Seitenwelle *half-shaft*



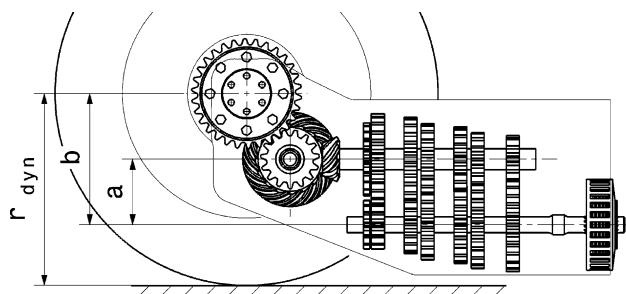
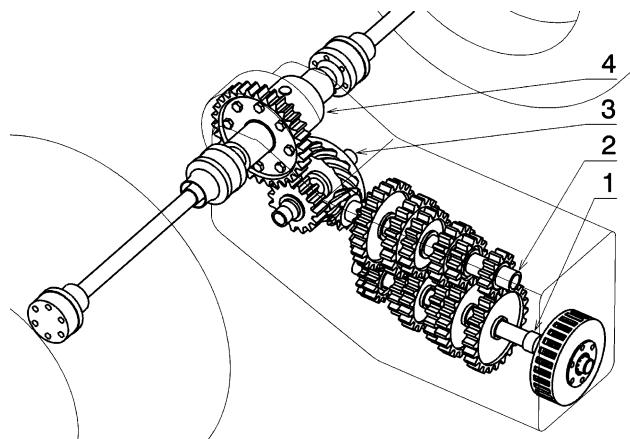
setzungen kann allerdings ein Nachteil gegenüber der Längsanordnung werden. Ein Zwischenwelle ermöglicht eine Höhenanpassung des Getriebes, Abb. M.34.

**Anordnung der einzelnen Getriebestufen.** Die größte Übersetzung (1. Gang) soll in der Nähe einer Lagerung sein. Man wird auch danach trachten die Verdrehung durch das Torsionsmoment in den Wellen klein zu halten. Die Eingangswelle muss als höchstes Moment das maximale Motormoment ertragen (von dynamischen Erhöhungen durch Knallstarts einmal abgesehen). Daran ändern einzelne Gangstufen nichts. Anders sind die Verhältnisse bei der Abtriebswelle. Hier ändert sich das Moment funktionsgemäß mit dem Gang. Deshalb wird das Zahnrad des ersten Gangs am nächsten zum Triebling des Achsgetriebes angeordnet. Dann muss das höchste Moment nur vom Zahnrad bis zum Triebling übertragen werden bzw. die Welle muss nur in diesem Bereich einen größeren Durchmesser aufweisen. Die Abb. M.35 und Abb. M.36 zeigen Anordnungen von Getriebestufen in Längs- und Quergetrieben.

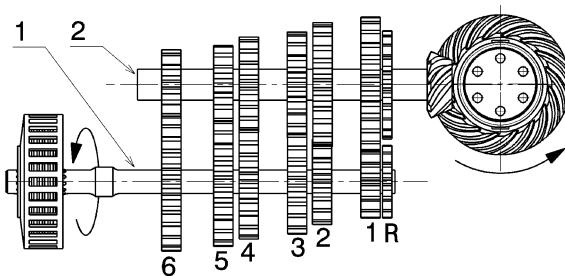
**Abb. M.32** Queranordnung des Getriebes. 1 Kupplung clutch, 2 Antriebswelle *input shaft*, 3 Abtriebswelle *output shaft*, 4 Achsantrieb *final drive*, 5 Seitenwelle *half-shaft*



**Abb. M.33** Längsgetriebe mit Zwischenwelle. 1 Antriebswelle *input shaft*, 2 Abtriebswelle *output shaft*, 3 Zwischenwelle *intermediate shaft*, 4 Achsantrieb *final drive*

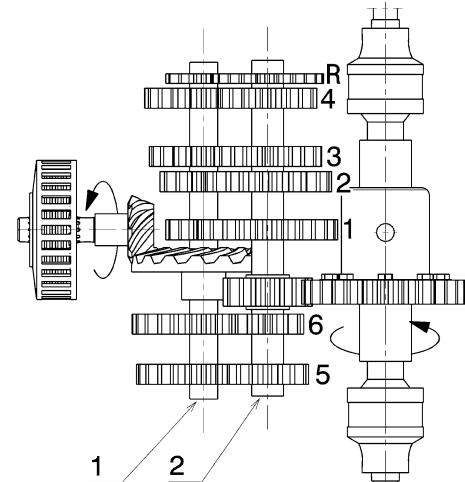


**Abb. M.34** Radsatz eines Längsgetriebes mit Zwischenwelle. Die Zwischenwelle ermöglicht einen Höhenversatz  $b$  zwischen Getriebe und der Hinterachse unabhängig vom Achsabstand  $a$ . Bei gegebenem Reifendurchmesser  $r_{dyn}$  kann so der Schwerpunkt des Getriebes abgesenkt werden und das Getriebe hat an der Unterseite eine aerodynamisch günstige Form, d. h. der Mitteldiffusor kann leicht untergebracht werden



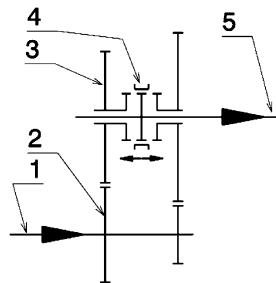
**Abb. M.35** Anordnung der Getriebestufen bei einem Längsgetriebe. 1 Antriebswelle, 2 Abtriebswelle. Die Zahlen stehen für die Gangstufen, R für Rückwärtsgang. Für den Rückwärtsgang ist ein weiteres Zwischenzahnrad zur Drehrichtungsumkehr erforderlich. Die Losräder befinden sich auf der Abtriebswelle. Ein externer Starter kann von hinten auf die Antriebswelle wirken. Bei geschlossener Kupplung und Leerlauf kann der Starter so direkt die Kurbelwelle des Motors antreiben

**Abb. M.36** Anordnung der Getriebestufen bei einem Quergetriebe. 1 Antriebswelle, 2 Abtriebswelle. Die Zahlen stehen für die Gangstufen, R für Rückwärtsgang. Für den Rückwärtsgang ist ein weiteres Zwischenzahnrad zur Drehrichtungsumkehr erforderlich. Die Losräder befinden sich auf der Abtriebswelle



**Schalten.** Den Wechsel von einer Getriebestufe zur nächsten ermöglicht die Schaltung. Bei den beteiligten Bauteilen wird dabei zwischen äußerer und innerer Schaltung unterschieden. Alle Teile außerhalb des Getriebes gehören zur äußeren Schaltung, also unter anderen Schalthebel, Gestänge, Seilzüge. Die innere Schaltung ermöglicht das eigentliche Aktivieren einer Übersetzung. Üblicherweise werden unterschiedliche Übersetzungen in Schaltgetrieben so dargestellt, indem ein Zahnrad fest auf der Welle sitzt (Festrad) und das kämmende Gegenrad (Losrad) wahlweise mit seiner Welle verbunden wird. Dazu sitzt jeweils zwischen einem Zahnradpaar eine Schaltmuffe, die die Drehmomentverbindung des linken oder rechten Rads mit der Welle herstellt, Abb. M.37. In Schaltgetrieben mit H-Schaltung ergeben sich so genannte Schaltgassen. In einer Schaltgasse werden erster und zweiter Gang geschaltet, die Zahnradpaare in der nächsten Gasse stellen den dritten und vierten Gang dar und so fort. Eine Einrichtung muss dafür sorgen, dass immer nur eine Gangstufe aktiviert sein kann.

Für sechs Gänge sind drei Schaltgabeln erforderlich und in einem Siebenganggetriebe vier. Für den Rückwärtsgang ist ebenfalls eine innere Schaltung erforderlich. Diese erfolgt über einen Aktuator



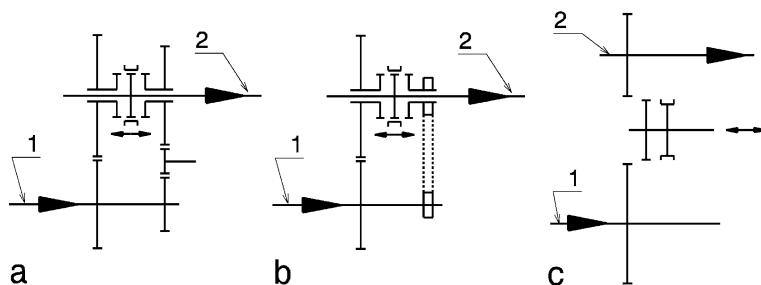
**Abb. M.37** Prinzip der inneren Schaltung. 1 Antriebswelle *input shaft*, 2 Festrad *fixed gear*, 3 Losrad *idler gear*, 4 Schaltmuffe *dog-ring*, 5 Abtriebswelle *output shaft*. Die Schaltmuffe verbindet wahlweise das linke oder rechte Losrad mit der Abtriebswelle. Die Getriebestufe bestehend aus Fest- und verbundenem Losrad wandelt dann das Eingangsmoment in ein Ausgangsmoment. Steht die Schaltmuffe in der Mittelposition ist kein Gang eingelegt (Leerlauf)

oder ebenfalls über eine Schaltgabel, die der Einfachheit halber über einen Seilzug betätigt werden kann. In jedem Fall ist dabei sicherzustellen, dass die übrigen Schaltgabeln in der Neutralstellung sind.

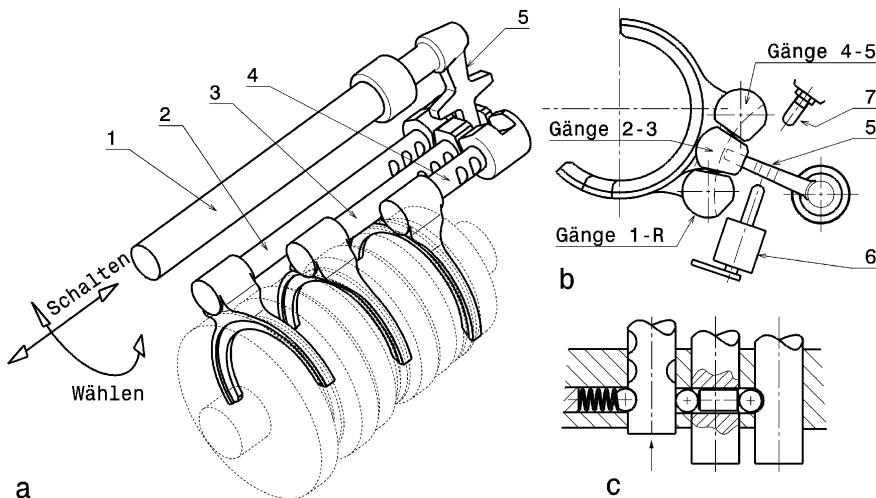
Für eine schaltbare Drehrichtungsumkehr, wie sie für einen Retourgang erforderlich ist, gibt es mehrere Möglichkeiten, von denen einige in Abb. M.38 angeführt sind.

Ist kein Losrad durch eine Schaltmuffe fixiert, befindet sich das Getriebe im Leerlauf. Weil es bei sequentiellen Getrieben so mehrere Möglichkeiten eines Leerlaufs gibt, wird die „geplante“ Neutralstellung über einen Schalter im Cockpit oder direkt am Lenkrad aufgesucht. Der Aktuator dreht dabei üblicherweise die Schaltwalze in die Neutralstellung zwischen erstem und zweitem Gang. Wird vom Reglement verlangt, dass Streckenposten von außen den Leerlauf einlegen können um das Fahrzeug zu schieben, wird meist die Kupplung auf Knopfdruck durch einen Aktuator getrennt.

In Pkw-Getrieben werden die unterschiedlichen Drehzahlen von Welle und darauf sitzendem Losrad durch Reibkupplungen (Synchronringe) angeglichen, bevor die formschlüssige Drehmomentverbindung vollständig hergestellt wird. Renngetriebe werden ohne Synchronisiereinrichtungen ausgeführt um Gewicht und Schaltzeit zu sparen. Eine Synchronisierung ist natürlich auch bei diesen Getrieben erforderlich, nur nimmt diese der Fahrer zum Teil durch Wahl der Schaltdrehzahl vor, zum anderen Teil erfolgt die Synchronisierung durch den Schaltvorgang selbst. Die erforderliche Beschleunigung bzw. Verzögerung der Zahnräder und Wellen erfolgt über den Stoß der Klauen. Verschleiß und Komfort sind beim Rennfahrzeug ja von untergeordneter Bedeutung.



**Abb. M.38** Möglichkeiten eines Rückwärtsgangs. 1 Eingangswelle, 2 Abtriebswelle. **a** Zwischenrad zwischen Los- und Festrad, **b** Kette zwischen Welle 1 und 2, **c** Schieberad zwischen Welle 1 und 2



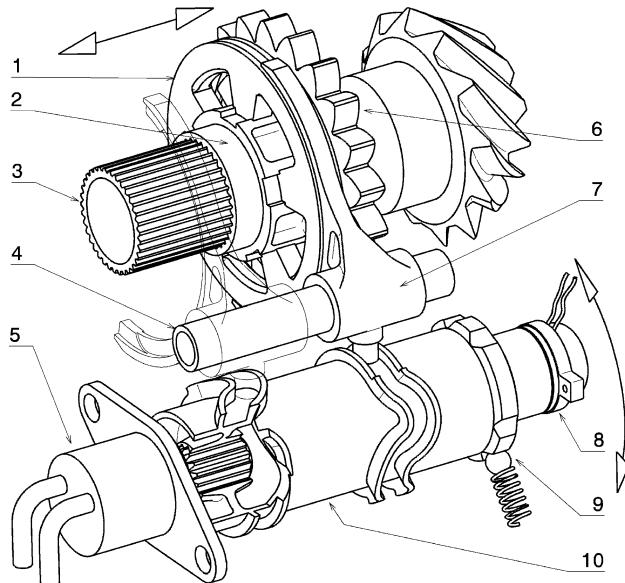
**Abb. M.39** Innere Schaltung für H-Muster. **a** Übersichtsdarstellung, **b** Ansicht von hinten, **c** Detail der Schaltstangensperre. 1 Schaltwelle, 2 Schaltstange 1-R, 3 Schaltstange 2-3, 4 Schaltstange 4-5, 5 Schaltfinger, 6 Blockade 1-R, 7 verstellbarer Anschlag

Bei einer üblichen H-Schaltung erfolgt die Schaltbewegung in zwei Teilen. Zuerst wählt der Fahrer die Schaltgasse (also 1. Gang – Rückwärtsgang, 2. Gang – 3. Gang usw.) und dann erfolgt das eigentliche Schalten, vgl. auch Kap. D.6 Schaltung. Abbildung M.39 zeigt die Anordnung der Schaltgabeln und ihre Betätigung durch den Schaltfinger. Die Wählbewegung erfolgt durch das Drehen der Schaltwelle (1). Dadurch gleitet der Schaltfinger (2) in die Nut der gewünschten Schaltstange (= Schaltgasse). Das eigentliche Schalten erfolgt durch Ziehen oder Drücken der Schaltwelle, wodurch die Schaltgabel das gewünschte Losrad mit der Welle verbindet. Damit immer nur eine Schaltstange bewegen werden kann, müssen die übrigen gesperrt werden. Dazu dienen Gleitsteine und Kugeln (Abb. M.39c). Wird eine Schaltstange aus der Ruhelage verschoben, drückt diese die Sperrkugeln zur Seite und die beiden anderen Stangen können nicht mehr verschoben werden. Die verschobene Schaltstange selbst wird über eine federbelastete Kugel in einer weiteren Nut arretiert. Der Rückwärtsgang und der erste Gang werden durch einen Anschlag des Schaltfingers blockiert. Möchte der Fahrer einen dieser Gänge einlegen, muss er erst über einen Hebel im Cockpit die Blockade aufheben, dann erfolgt das Schalten wie bei den übrigen Gängen mit dem Schalthebel. Durch diese Blockade wird vermieden, dass in der Rennhektik ein falscher Gang eingelegt wird.

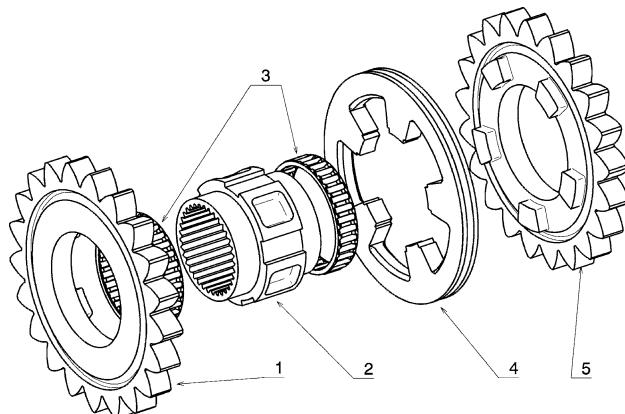
Bei sequentiell zu schaltenden Getrieben ist die eigentliche Schaltung genau gleich. Die Betätigung der Schaltmuffen erfolgt allerdings über eine Drehbewegung. Diese kann von Hand oder über einen Aktuator elektronisch gesteuert erfolgen, Abb. M.40.

Für jeweils zwei Getriebestufen sind eine Schaltgabel und eine Schaltmuffe erforderlich. Ein solches Paket von benachbarten Losrädern mit den dazwischen liegenden Teilen der inneren Schaltung zeigt Abb. M.41. Der gesamte Radsatz einer Welle wird also durch Anordnung von entsprechend vielen Naben, auf denen die Losräder laufen und die Schaltmuffen sitzen, aufgebaut.

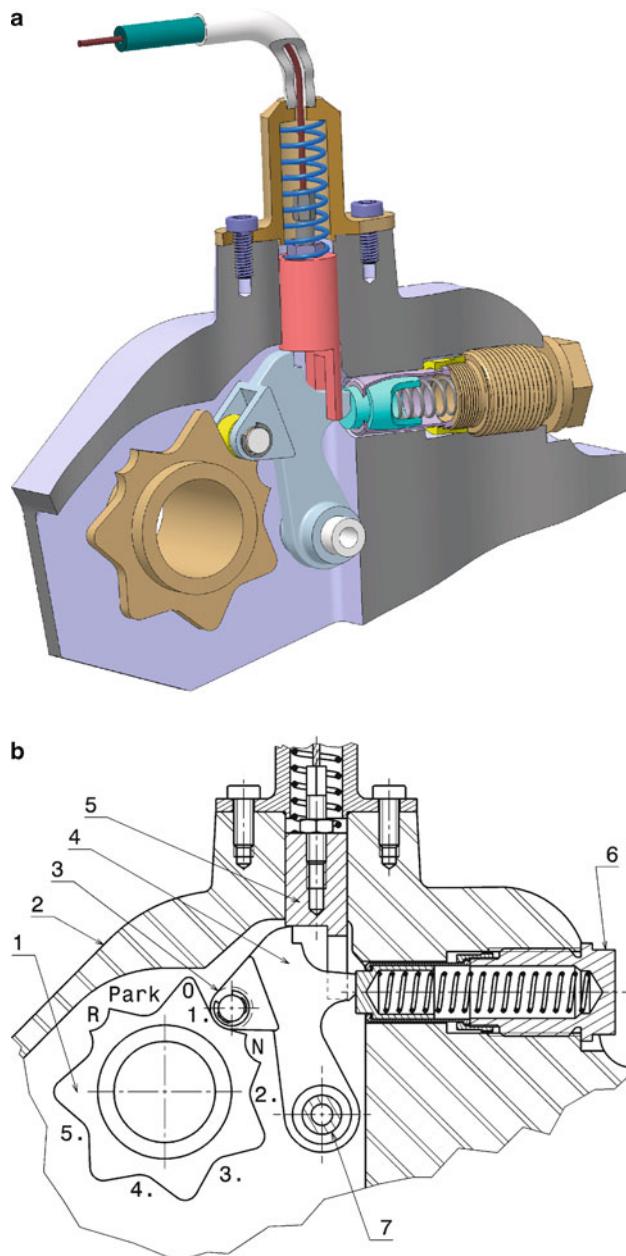
Auch bei sequentiellen Getrieben werden Sperren für den Rückwärtsgang vorgesehen. Diese werden elektronisch (durch intelligente Abfragen im System, z. B. Geschwindigkeits-Motordrehzahlvergleich) oder mechanisch realisiert. Abbildung M.42 zeigt eine rein mechanische Vorrichtung, die den Retourgang blockiert und auch eine Parksperre ermöglicht. Das Nockenrad (1) sitzt am Ende der Schaltwalze und arretiert ihre Winkelstellung und damit den eingelegten Gang über den Schwinghe-



**Abb. M.40** Innere Schaltung für sequentielle Betätigung (Ferrari F1 2000). 1 Schaltmuffe dog-ring, 2 Nabe sleeve, 3 Abtriebswelle output shaft, 4 Achse für Schaltgabel selector fork shaft, 5 Stellmotor rotary actuator, 6 Zahnräder (Losräder) gear (idler gear), 7 Schaltgabel selector fork, 8 Positionsgeber rotary sensor, 9 Arretierung detent, 10 Schaltwalze selector barrel. Die Schaltwalze (10) wird von einem hydraulischen Steller (5) verdreht. Dadurch bewegen sich die Schaltgabeln (7) entlang der Achse (4), weil sie mit einem Zapfen in einer Nutbahn geführt sind. Diese Bahnen sind so abgestimmt, dass jeweils genau eine Gabel die Schaltmuffe (1) nach links oder rechts verschiebt und so die Klauen eines Losrads (6) zum Eingriff bringt. Die Schaltmuffe selbst überträgt das Moment auf ihre Nabe (2), die wiederum mit einer Steckverzahnung auf der Abtriebswelle (3) sitzt. Eine Arretierung sorgt dafür, dass die Schaltwalzen an der gewünschten Position bleiben



**Abb. M.41** Bauteile der inneren Schaltung. Diese Teile gehören zu der Schaltung von Abb. M.40. 1 Losrad für Getriebestufe  $n$ , 2 Nabe für Schaltmuffe, 3 Nadellager, 4 Schaltmuffe, 5 Losrad für Getriebestufe  $n+1$ . Die Losräder (1, 5) sind nadelfgelagert (Lager 3) und laufen auf der Nabe (2). Die Drehmomentverbindung stellt die Schaltmuffe (4) sicher, indem sie auf der Nabe (2) nach rechts oder links verschoben wird und die Klauen eines Losrads (1, 5) zum Eingriff bringt. Die Nabe selbst läuft mit der Abtriebswelle um, mit der sie über eine Steckverzahnung verbunden ist



**Abb. M.42** Mechanische Sperre des Retourgangs (System Lola). **a** Axonometrische Ansicht, **b** Schnittdarstellung. 1 Nockenrad *cam wheel*, 2 Getriebegehäuse *transmission housing*, 3 Rolle *roller*, 4 Schwinghebel *cam follower*, 5 Sperrkörper *blocker body*, 6 Einschraubspanner *screw-type tensioner*, 7 Achse *axle*. Die Ausnehmungen am Nockenrad sind nach den entsprechenden Gängen, die dieser Stellung der Rolle (3) entsprechen, bezeichnet.

bel (4), der auf der Achse (7) gelagert ist und sich gegen die Feder des Spanners (6) abstützt. Soll der Rückwärtsgang (R) eingelegt werden, muss über einen Seilzug vom Cockpit aus der Sperrkörper (5) nach oben gezogen werden, damit der Schwinghebel den dafür erforderlichen Weg über den Nocken „0“ ungehindert zurücklegen kann. Zwischen erstem und Retour-Gang liegt die Ausnehmung für die Parksperre (Park). Die Stellung des Hebels kann in dieser Ausnehmung blockiert werden, indem der Sperrkörper weiter nach unten fährt, als in der Abbildung. Zum Einlegen des ersten oder des Retour-Gangs muss der Sperrkörper wieder nach oben gezogen werden. Das Einlegen des Leerlaufs erfolgt über eine halbe Schaltbewegung ausgehend vom 1. oder 2. Gang.

Bei der Schaltung von Hand ist ein Ratschensystem nötig, damit die Schaltwalze genau um den erforderlichen Winkelbetrag und nicht weiter gedreht wird. Im Prinzip ist das genau so wie bei Motorradgetrieben, nur da wird mit dem Fuß geschaltet. Für den Fahrer wird eine Art der Ganganzeige vorgesehen, weil er sonst nicht weiß, welcher Gang eingelegt ist. Wird die Schaltung über einen Aktuator ohne Ratschensystem vorgenommen, wird eine Regelung erforderlich, damit in jedem Fall sichergestellt wird, dass der Gang auch wirklich eingelegt ist. Bei Verschleiß und/oder Temperaturänderungen würden rein gesteuerte Systeme zu Fehlschaltungen neigen. Bei manuellem Schalten übernimmt der Fahrer diese Regelung indem er so lange am Schalthebel zieht bzw. drückt, bis der Gang einrastet oder er versucht es nach einer Fehlschaltung einfach nochmals. Für die Regelung wird ein Positionsgeber erforderlich, der die Stellung der Schaltwalze an das Steuergerät meldet. Aus Sicherheitsgründen wird dieser Sensor gerne redundant ausgeführt.

Aktuatoren ermöglichen einen äußerst raschen und elektronisch gesteuerten Gangwechsel. Als Aktuatoren kommen elektrische, elektro-hydraulische und elektro-pneumatische Systeme in Frage. Betrachtet man die Leistungsdichte, sind elektro-hydraulische Steller die erste Wahl, knapp gefolgt von elektro-pneumatischen.

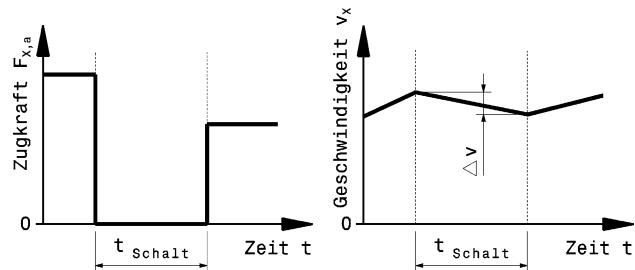
Berücksichtigt man das nötige Gesamtsystem, ergeben sich auch für die prinzipbedingt größeren pneumatischen Aktuatoren Vorteile. Das Betriebsmedium ist die in der Umgebung vorhandene Luft und Leckagen wirken sich im Vergleich zu Hydraulikelementen weniger katastrophal aus.

Hydraulische Systeme benötigen neben einer Pumpe einen Druckspeicher, einen Kühler und ein Vorratsgefäß für das Fluid. Das System muss bei Leerlauf des Motors ebenso funktionieren (etwa  $3000 \text{ min}^{-1}$ ), wie an der Drehzahlgrenze von  $19.500 \text{ min}^{-1}$ . Der hydraulische Aktuator ist schneller als der pneumatische und schon aus dem Grund wird er bevorzugt. Dazu kommt inzwischen durch synthetische Öle die Möglichkeit dasselbe Öl einzusetzen, das als Schmieröl für das Getriebe eingesetzt wird. Dadurch werden zusätzliche Behälter und Kühler eingespart. Vor der Hydraulikpumpe muss allerdings ein Feinfilter sitzen, damit die Stellventile einwandfrei arbeiten.

Die innere Schaltung ist im Grunde für manuelle und automatisierte Getriebe gleich. Wenn auch im Detail vor allem bei Schaltmuffe und Zahnräderklauen (Abb. M.41) große Unterschiede festzustellen sind. Die Anzahl der Klauen ist bei manuellen Getrieben acht, bei automatisierter Schaltung nur vier oder fünf. Die Klauen sind in der Größe trotzdem etwa gleich. Der so gewonnene Platz bei weniger Klauen erleichtert das Durchschalten der Schaltmuffe. Die Klauen haben bei Schaltautomaten auch keinen Hinterschliff, damit die Trennung von Schaltmuffe und Zahnräder schneller erfolgen kann. Die Begriffe „Schalten erleichtern“ und „schnell“ sind relativ. Ein Wert soll verdeutlichen wie blitzartig ein elektrohydraulisches Formel-1-Getriebe arbeitet: Das Durchschalten aller Gänge im Stand vom ersten bis zum siebenten und wieder zurück zum ersten Gang erfolgt in weniger als 0,2 s [14].

**Zugkraftunterbrechung traction interruption.** Während eines Schaltvorganges wird der Momentenfluss zwischen Motor und den Antriebsräder unterbrochen. Das bedeutet beim Hochschalten, dass auf das Fahrzeug in dieser Zeit keine Antriebskraft wirkt und es durch die Fahrwiderstände verzögert wird, Abb. M.43. Wird der Kraftfluss nach dem Hochschalten wieder hergestellt, setzt die Zugkraft – reduziert durch das niedrigere Übersetzungsverhältnis – wieder ein und das Fahrzeug beschleunigt wieder. Damit der Geschwindigkeitsabfall  $\Delta v$  nicht zu groß wird, darf die Schaltzeit  $t_{\text{Schalt}}$

**Abb. M.43** Zugkraftunterbrechung beim Hochschalten. Die Zugkraft wird während des Schaltens vollständig unterbrochen. Die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_x$  fällt während der Schaltzeit  $t_{\text{Schalt}}$  um den Betrag  $\Delta v$  ab

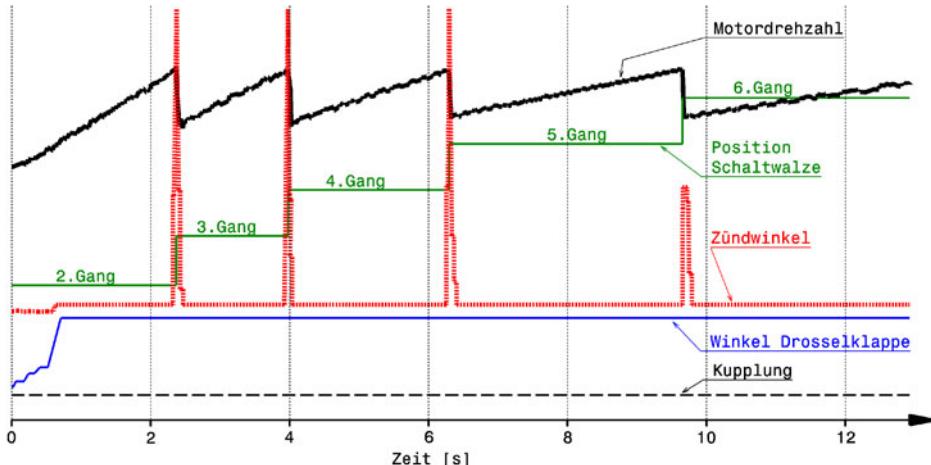


nicht zu lange sein. Selbst bei einem Pkw darf deshalb die Zeit für einen Gangwechsel nicht mehr als eine Sekunde in Anspruch nehmen.

Zum Vergleich ergibt sich bei sportlichen Pkw und Sportwagen mit sequenzieller automatischer Schaltung unterstützt durch hochdynamische Kupplungs- und Motormomentenregelung ca. 0,15 s Zugkraftunterbrechung [20], [21]. Im Rennsport erlauben aktivierte Schaltungen einzelne Schaltvorgänge mit 0,04 s. In der Formel 1 liegen die Zeiten für einen Gangwechsel – Dank halbautomatischem Getriebe auf Knopfdruck – bei etwa 0,01 bis 0,02 s.

Damit wird auch der Vorteil einer automatisierten Schaltung deutlich. Ein Formel-1-Wagen verzögert während einer manuellen Schaltung, die etwa 0,1 s braucht, bei hoher Geschwindigkeit mit ca. 1g. Dabei beträgt sein Geschwindigkeitsabfall ungefähr 3,5 km/h [14].

Den Ablauf einer automatischen Schaltung bei einem Tourenwagen zeigt Abb. M.44. Beim Hochschalten bleibt die Kupplung geschlossen und die Drosselklappe voll offen. Damit der Motor während des Gangwechsels nicht überdreht und die Motordrehzahl zum leichteren Schalten sogar gesenkt wird, wird die Zündung kurzzeitig abgeschaltet. Ein Formel-1 V10-Saugmotor verzögerte mit offener Drosselklappe um 30.000 Umdrehungen in einer Sekunde, d. h. in 0,02 s Zündunterbrechung fiel



**Abb. M.44** Messdaten eines Tourenwagens beim Hochschalten vom 2. in den 6. Gang [17]. Das Hochschalten erfolgt vollautomatisch beim Erreichen der Höchstdrehzahl. Die Kupplung bleibt dabei geschlossen, die Drosselklappe ist immer voll geöffnet, nur der Zündwinkel wird beim Schalten zurückgenommen

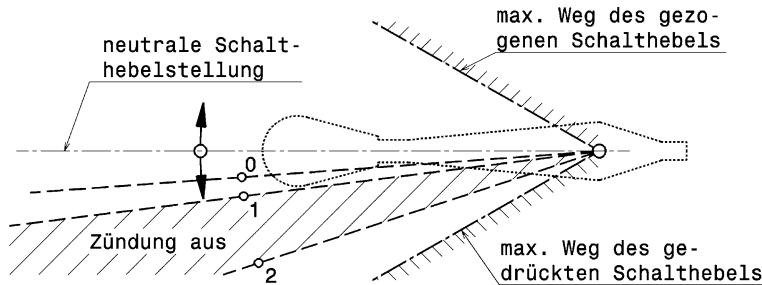
**Abb. M.45** Sensorbox eines Schaltgerätes (KLS-Gerät appliziert an Formel 3000 Reynard mit Judd V8). Diese Einrichtung ermöglicht zugkraftfreies Schalten ohne Kuppeln. Beim Betätigen der Schaltung leitet die Sensorbox (KLS) ein Signal an das Steuergerät und die Motor-Zündung wird unterbrochen, bis der Schaltvorgang abgeschlossen ist



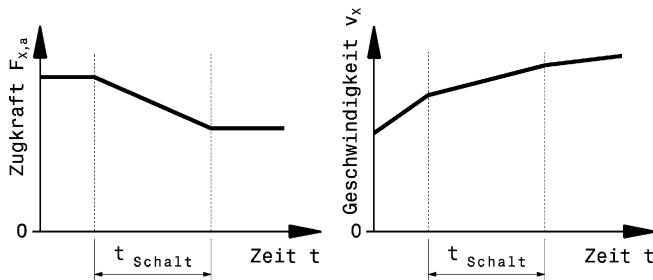
die Drehzahl um 600 Umdrehungen ab [14]. Die verbleibende Rotationsenergie wird beim Durchschalten zur Beschleunigung des Fahrzeugs genutzt. Das bedeutet aber neben der Stoßbelastung des Antriebsstrangs auch ein schlagartiges Wieder-Einsetzen des Antriebsmoments an den Rädern, was die Stabilität des Wagens beeinträchtigen kann. Genau das begrenzt die Verkürzung der Schaltzeit. Es muss also ein Kompromiss zwischen Beschleunigung und Fahrstabilität gefunden werden. Wollte man die Schaltzeit noch weiter verkürzen, müsste man den Motor während des Hochschaltens z. B. mit Abgasklappen abbremsen.

Bei vorhandenen Fahrzeugen mit Handschaltung kann eine vom Schaltgestänge gesteuerte Zündungsunterbrechung nachgerüstet werden. Das Hochschalten erfolgt dann ohne Kuppeln und die Leistungsabgabe des Motors wird durch das Schalten unterbrochen. In Abb. M.45 ist so ein nachträglich montiertes Steuergerät an einem Getriebe zu sehen. Die Wirkungsweise beschreibt Abb. M.46.

Das Runterschalten erfolgt in der Regel mit geschlossener Drosselklappe und geöffneter Kupplung, damit das Getriebe vom Motorbremsmoment frei wird. Wird zu früh, also bei relativ hoher Geschwindigkeit, zurückgeschaltet, kann der Motor beim Wiedereinkuppeln überdrehen. Das kann zur Zerstörung des Motors führen oder auch zum Blockieren der Antriebsräder. Beides muss unbedingt verhindert werden. Bei automatisierten Systemen errechnet daher das Steuergerät die Motordrehzahl



**Abb. M.46** Schaltvorgang mit Zündunterbrechung, Schema [10]. Beim Schalten wird aus der Neutralstellung des Hebel beginnend zuerst die Stellung „0“ erreicht. An dieser Stelle ist das erste Mal eine Krafterhöhung zu spüren, die Schaltwalze/-gabel beginnt sich zu bewegen. Bei „1“ wird die Zündung abgeschaltet, bis in Stellung „2“ der Gang eingelegt ist und die Zündung wieder aktiviert wird



**Abb. M.47** Hochschalten ohne Zugkraftunterbrechung *seamless upshift*. Die Zugkraft wird während des Schaltens nicht unterbrochen, sondern nur durch die Übersetzungsänderung reduziert. Das Fahrzeug beschleunigt während der Schaltzeit  $t_{\text{Schalt}}$  weiter

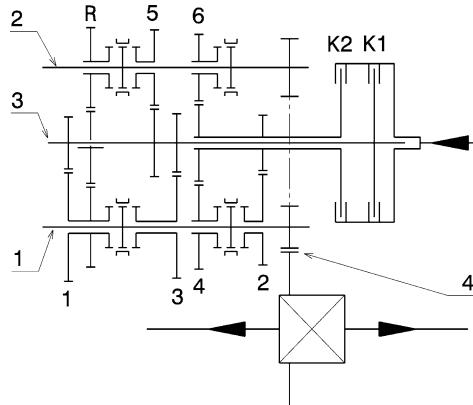
nach dem Gangwechsel und lässt diesen nur dann zu, wenn diese Drehzahl unter dem zulässigen Limit liegt. Zum leichteren Durchschalten kann der Motor und die Getriebewelle während der Neutralstellung im Getriebe beschleunigt werden. Dazu gibt der Fahrer bei manuellen Getrieben Zwischengas und bei automatisierten Systemen übernimmt dies das Steuergerät mit Hilfe des elektrischen Drosselklappenstellers oder eines so genannten Blippers.

Bei automatisierten Getrieben – also wenn das Schalten ein Aktuator anstelle des Menschen übernimmt – stellt man fest, dass der benötigte Krafteinsetz nicht konstant sein darf. Im Gegenteil am Beginn des Schaltmanövers wird eine hohe Kraft benötigt um die Schaltmuffe vom Zahnrad zu trennen. Für das weitere Verschieben der Muffe zum Nachbarrad ist der Kraftaufwand wesentlich geringer. Die Kraft steigt beim weiteren Bewegen der Muffe wieder an, wenn die Schaltmuffe am Nachbarrad anliegt und der Drehmomentfluss wieder hergestellt ist [70]. Präzise Schaltmanöver, wie sie der Computer regelmäßig mit Hilfe diverser Sensoren durchführen kann, erhöhen die Lebensdauer von Getrieben im Vergleich zum manuellen Schalten um das Vierfache.

Noch besser ist eine Schaltung, die ohne Unterbrechung der Zugkraft eine Übersetzungsänderung ermöglicht. Solche so genannten Lastschaltgetriebe sind beispielsweise herkömmliche Automatikgetriebe und Doppelkupplungsgetriebe. Bei diesen sind beim Schalten zwei Getriebestufen gleichzeitig im Eingriff, allerdings wird durch Reibkupplungen ein notwendiger Schlupf zugelassen. Die vorhergehende Getriebestufe wird also ausgekuppelt, während die nächst höhere eingekuppelt wird. Die Zugkraft wird dabei nie unterbrochen und das Fahrzeug beschleunigt auch während des Schaltens weiter, Abb. M.47.

Stufenlose Getriebe ermöglichen eine kontinuierliche Übersetzungsänderung und damit einen Verlauf der Zugkraftänderung ohne Knicke. Bei stufenlosen Getrieben (z. B. CVT-Getrieben) sieht der Verlauf der Zugkraft und der Fahrzeuggeschwindigkeit also aus wie der „verrundete“ Verlauf von Abb. M.47.

**Doppelkupplungsgetriebe Twin-Clutch Gearbox.** Ein Doppelkupplungsgetriebe ermöglicht Schalten ohne Zugkraftunterbrechung. Im Grunde besteht das Getriebe aus zwei Schaltgetrieben, die auf einen gemeinsamen Achsantrieb eingreifen, Abb. M.48. Das Motormoment wird über eine Doppelwelle (3) in die beiden Getriebe eingeleitet. Zwei unabhängige Kupplungen verbinden oder trennen die Kern- und die Hohlwelle mit dem Motor. Die Gänge sind so aufgeteilt, dass die Kernwelle die ungeraden Gänge (1, 3, 5, R) bedient und die Hohlwelle die geraden (2, 4, 6). Durch diese Aufteilung können genau aufeinander folgende Gänge zur gleichen Zeit eingelegt sein. Eine elektronische Steuerung der beiden Kupplungen sorgt dafür, dass immer nur eine Kupplung voll geschlossen ist, also ein Gang aktiv ist, und für einen zugkraftfreien Übergang von einem Gang zum nächsten. Im letzten



**Abb. M.48** Schema eines Doppelkupplungsgetriebes. 1 Abtriebswelle 1, 2 Abtriebswelle 2, 3 Doppel eingangs welle, 4 Achsantrieb, K1, K2 Kupplungen. Das Motormoment wird entweder über die Kernwelle (Kupplung K1 geschlossen) oder über die Hohlwelle (Kupplung K2 geschlossen) auf die entsprechenden Festräder übertragen. Der Achsantrieb (4) wird von beiden Abtriebswellen (1, 2) beaufschlagt. Die Losräder vom 4. und 6. Gang kämmen mit demselben Festrad. Dadurch wird Baulänge gespart

Fall wird gleichzeitig eine Kupplung geschlossen, während die andere geöffnet wird. Die Kupplungen werden elektrohydraulisch betätigt. Die innere Schaltung erfolgt gleich wie bei üblichen Schaltgetrieben. Dennoch ergibt sich ein zusätzlicher Vorteil aus der Parallelanordnung der Abtriebswellen. Die Schaltzeiten können wesentlich verkürzt werden, weil ja der folgende Gang eingelegt wird, während der vorhergehende aktiv ist. Das eigentliche Umschalten erfolgt später über die Kupplungen, wenn es gewünscht wird.

Wenn auch ein Vorteil das Schalten ohne Zugkraftunterbrechung ist, so wird doch auch mit Unterbrechung geschaltet. Je nach Schaltungsrichtung (Hinauf- oder Hinunterschalten) sowie Vorzeichen des Drehmoments (Zug- oder Schiebebetrieb), werden auch Schaltungen vorteilhaft mit Zugkraftunterbrechung durchgeführt.

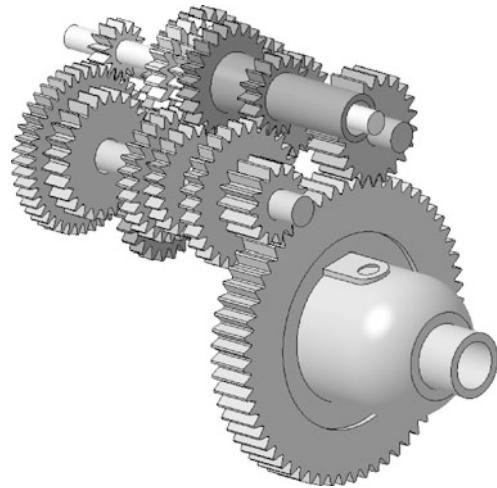
Die Zuverlässigkeit des Gesamtsystems steht und fällt mit der Einbindung intelligenter Steuersoftware und Hardware. Verspannungszustände in den Teilgetrieben sind ein Risiko, das dieses Konzept prinzipiell birgt und denen entgegengewirkt werden muss. Ein Verspannungszustand tritt u. a. dann auf, wenn in beiden Teilgetrieben ein Gang eingelegt ist und beide Kupplungen ein Drehmoment übertragen. Im Schiebebetrieb erhöht sich dadurch das Bremsmoment des Motors deutlich. Selbst ein kurzezeitiger Verspannungszustand (< 100 ms) kann bei niedrigen Reibwerten zum Blockieren der Antriebsräder und damit zum Ausbrechen des Fahrzeugs führen [26]. Dieser Zustand muss also unter allen Umständen ausgeschlossen werden.

Die Anordnung der Wellen und Radsätze eines Doppelkupplungsgetriebes zeigt Abb. M.49.

Solche Getriebe wurden schon in den 1980er Jahren im Rennsport eingesetzt. Als PDK (Porsche Doppelkupplungsgetriebe) kam es im Sportprototyp Porsche 956 und im Audi Sport Quattro S1 zum Einsatz. Vor allem die Kombination mit den aufgeladenen Motoren ließ die Vorteile deutlich zu Tage treten. Beim Schalten konnte der Ladedruck erhalten bleiben, was sich in einer Reduzierung der Rundenzeiten bemerkbar machte. Das Mehrgewicht des Getriebes wurde damit mehr als kompensiert [26].

**Zahnräder Gear.** Die Zahnräder im Renngetriebe werden geradverzahnt ausgeführt. Bei Pkw-Anwendungen sind üblicherweise sämtliche Räder schrägverzahnt mit Ausnahme des Rückwärtsgangs. Die Schrägverzahnung wird in erster Linie wegen der geringeren Geräuscbildung eingesetzt.

**Abb. M.49** Wellen und Radanordnung eines 6-Gang Doppelkupplungsgetriebes. Das Getriebe entspricht dem aus der Abb. M.48. Im Vordergrund ist die Abtriebswelle 1, also jene die die ungeraden Gänge treibt. Die beiden Kupplungen, welche auf den Doppelwellen sitzen, sind nicht dargestellt

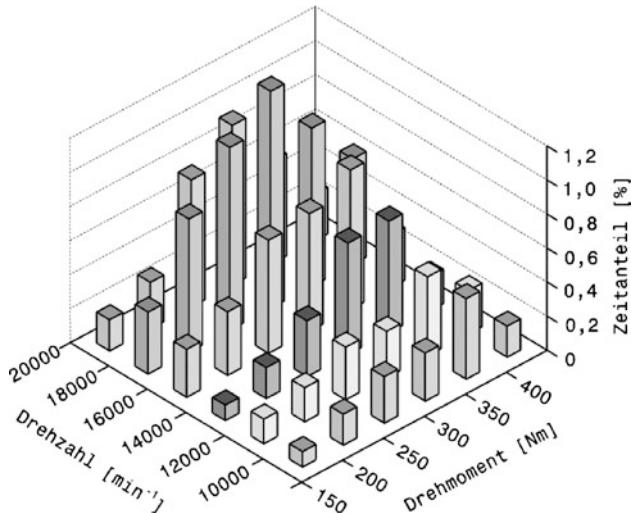


Zahnräder werden aus Gewichtsgründen zeitfest ausgelegt. Die Lebensdauer des gesamten Getriebes liegt im Bereich einiger weniger Stunden. Dabei werden naturgemäß nicht alle Räder gleichermaßen ausgelastet, sondern im Gegenteil je nach Strecke und Gang ist die Belastung einzelner Räder völlig unterschiedlich. Abbildung M.50 zeigt beispielhaft das Lastkollektiv (s. Anhang) für den 5. Gang eines 7-Gang-Längsgetriebes eines Formel-1-Wagens.

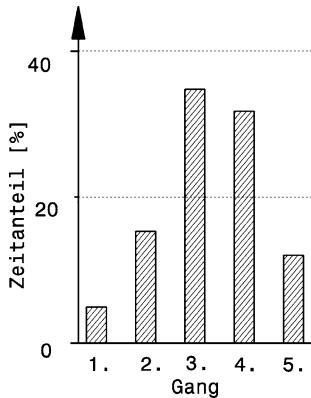
Zum Vergleich zeigt Abb. M.51 die Zeitanteile für die einzelnen Gänge eines Pkw-5-Ganggetriebes.

Von den Hauptabmessungen eines Zahnrads, Wälzdurchmesser und Zahnbreite, ist vor allem die Breite entscheidend, weil sie die Gesamtlänge des Getriebes direkt beeinflusst. Wird z. B. 1 mm Breite an den Rädern eingespart, wird ein einstufiges 7-Gang-Getriebe um 7 mm kürzer. Bei der Lebensdauerabschätzung von Zahnrädern ist die Art der Betätigung von Bedeutung. Bei manuell geschalteten

**Abb. M.50** Lastkollektiv für den 5. Gang eines Formel-1-Getriebes [12]. Die Häufigkeitsverteilung der Belastung des Zahnrads wird über Eingangsrehzahl und Drehmoment aufgetragen. Man erkennt, dass diese Getriebestufe nur einen Bruchteil der Getriebelebensdauer (= 100 %) belastet wird. Die Werte wurden mit einem damals üblichen 3,0-l-V10-Motor ohne vorgegebene Drehzahlgrenze ermittelt



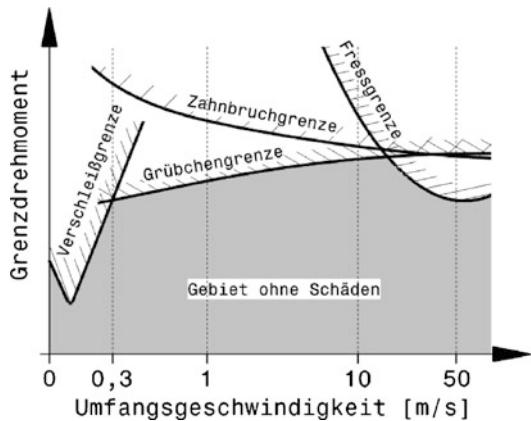
**Abb. M.51** Zeitanteile für die einzelnen Gänge eines 5-Gang-Pkw-Getriebes auf bergiger Landstraße, nach [11]. Die Gänge 3 und 4 sind am häufigsten im Einsatz. Der erste Gang wird am seltensten benötigt



Getrieben besteht die Gefahr des Verschaltens beim Herunterschalten. Wird ein zu niedriger Gang eingelegt, versuchen ja die Antriebsräder den Motor gegen seine Trägheit hochzudrehen. Wie groß die Kräfte durch die Übersetzung dabei werden können, erkennt man am kurzfristigen Blockieren der Räder. Einige solche Verschaltmanöver muss das Getriebe ertragen können und die Zahnräder müssen darauf dimensioniert werden. Automatisierte Getriebe verhindern über die Logik des Steuergeräts Fehlschaltungen und die Zahnräder können auf die Betriebskräfte ausgelegt werden. Die Leistungsgrenze eines Zahnradpaars hängt von den möglichen Ausfallsursachen ab. Diese können in vier verschiedene Schadensmechanismen eingeteilt werden, Abb. M.52.

Ein Zahn wird durch den Gegenzahn gebogen. Wird die Biegespannung im Zahnußbereich zu groß, wird die Zahnbruchgrenze erreicht und der Zahn bricht ab. Die Grübchenbildung ist eine Ermüdungserscheinung des Werkstoffs. Grübchen äußern sich durch flächige Ausbrüche an den Zahnflanken meist unterhalb des Wälzkreises. Versagt die Schmierung im Zahneingriff, kommt es zum Fressen der Laufpartner. Je nach Umfangsgeschwindigkeit spricht man von Kalt- bzw. Warmfressen. Dabei ist Kaltfressen (Überschreiten der Verschleißgrenze) eine reine Verschleißerscheinung und tritt an Getrieben selten auf. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten kann der Schmierfilm durch große Belastung oder Temperatur zerstört werden. Dadurch kommt es zu metallischer Berührung der Zahnflanken und zum Fressen.

**Abb. M.52** Tragfähigkeitsgrenzen von Zahnrädern, nach [11]. Die Grenzen der Tragfähigkeit von Zahnrädern werden durch ihre unterschiedlichen Ausfallsursachen festgelegt



Die Leistungsgrenzen von Zahnrädern werden wesentlich beeinflusst von den Betriebsbedingungen (Art der Belastung, Umfangsgeschwindigkeit, Temperatur), von der Werkstoffauswahl, der Verzahnungsgeometrie, der Herstellgenauigkeit, der Oberflächenbehandlung und der Oberflächenrauhigkeit sowie dem Schmierstoff.

Die gängige Berechnung der Zahnräder fußt hauptsächlich auf empirischen Verfahren, die genormt sind (z. B. DIN 3990, ISO 6336, AGMA 2001). Bei Renngetrieben werden aber nicht genormte Verzahnungen bevorzugt, weil nur so Gewicht sparend an die Leistungsgrenze herangegangen werden kann. Die Zahnprofile werden mittels FEM-Berechnung (s. Anhang) auf ihr Verhalten unter Last optimiert und können durch CNC-Bearbeitungsmaschinen auch realisiert werden. Das Lebensdauerende einer Verzahnung wird dann durch den Verschleiß im Betrieb bestimmt. Je mehr sich die tatsächliche Zahnform vom berechneten Verlauf entfernt, desto eher müssen die Räder ausgetauscht werden. Werden sie nicht ausgetauscht, kommt es je nach Belastung früher oder später zum Versagen, vornehmlich durch Zahnbruch.

Eine wichtige Größe bei der Gestaltung von ein- und zweistufigen Getrieben ist der Achsabstand. Der Achsabstand wird durch den Gang mit der größten Drehmomentsteigerung festgelegt (1. Gang). Je kleiner der Achsabstand sein kann, desto kleiner kann das ganze Getriebe bauen. Untersuchungen an Seriengetrieben haben folgenden Zusammenhang zur Grobabschätzung des Achsabstands ergeben [11]:

$$a = 60 + 2,08(i_{G,\max} \cdot T_1)^{0,44}$$

$a$  Achsabstand, mm

$i_{G,\max}$  größte Getriebeübersetzung, –

$T_1$  Getriebeeingangsrehmoment, Nm

Auch die Getriebemasse lässt sich aus solchen Serienuntersuchungen grob abschätzen:

$$m_G = 0,49(i_{G,\max} \cdot T_1)^{0,58} j^{0,29}$$

$m_G$  Getriebemasse, kg. Gilt für Gehäuse aus Grauguss

$j$  Anzahl der Gänge, –

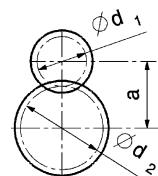
Für einen ersten Entwurf lässt sich der Achsabstand wie folgt errechnen [11]:

$$a = 0,255 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1(u+1)^4}{u}}$$

$T_1$  Moment an der Welle, auf der sich das Ritzel (Kleinrad) des 1. Gangs befindet

$u$  Zähnezahlverhältnis des Radpaares des 1. Gangs, –

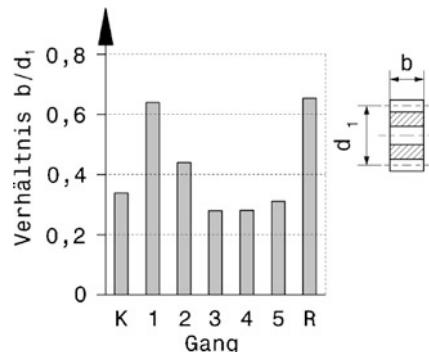
Bei gegebenem Achsabstand folgen die Wälzkreisdurchmesser kämmender Zahnräder aus dem gewünschten Übersetzungsverhältnis dieses Zahnrädpaares.



$$i_{G,j} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$d_1 = \frac{2a}{1 + i_{G,j}}$$

**Abb. M.53** Breitenverhältnis ausgeführter Pkw- und Nfz-Getriebe, nach [11]. Die einzelnen Gänge sind mit 1, 2, 3, ... R (Rückwärtsgang) und K für konstante Übersetzungen (also Zahnradpaare, die permanent ein Moment übertragen) bezeichnet.  $b$  Zahnrädbreite,  $d_1$  Teilkreisdurchmesser des Ritzels (Kleinrad)



- $i_{G,j}$  Getriebeübersetzung des Gangs  $j$ , –
- $n_1, n_2$  Eingangs- bzw. Ausgangsdrehzahl der Wellen
- $d_1, d_2$  Wälzkreisdurchmesser der Zahnräder, mm
- $a$  Achsabstand, mm.  $a = 0,5(d_1 + d_2)$

Die Zahnbreiten können für einen ersten Entwurf aus den in der Praxis gebräuchlichen Breiten-Durchmesser-Verhältnissen  $b/d_1$  ermittelt werden. Die Verhältnisse werden in den einzelnen Gängen unterschiedlich gewählt, damit ungleiches Breitentragen minimiert wird, Abb. M.53.

**Lager Bearing.** Für Lagerungen in Getrieben werden sowohl bei Pkw als auch bei Rennfahrzeugen durchwegs Wälzlager herangezogen. Ein Unterschied zwischen den Anwendungen ist der Einsatz von Hybridlagern im Motorsport. Bei Hybridlagern bestehen die Wälzkörper aus Keramik (z. B. Siliziumnitrid) und die Ringe aus Stahl. Ähnliche Lager werden auch für die Radlager eingesetzt. Kapitel H.3.4 Fahrwerk führt das näher aus.

Folgende Anforderungen werden an Getriebelager gestellt:

- Geringes Gewicht: Reduziert die Gesamtmasse und vor allem die rotierenden Massen
- Geringes Reibmoment
- Geringer Bauraum
- Höchste Zuverlässigkeit
- Geringer Ölbedarf
- Einfache Montage

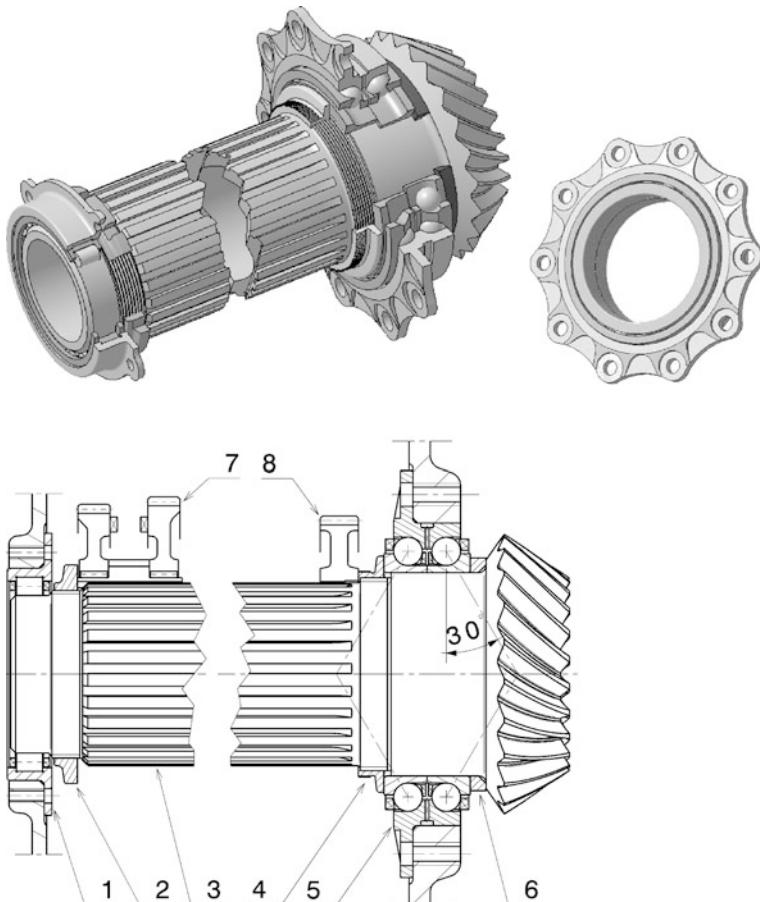
Ein geringes Gewicht und vor allem die rotierende Masse, deren Anteil an der Bewegungsenergie des Fahrzeugs ja mit dem Quadrat der Übersetzung eingeht, sind von Bedeutung, wenn rasch geschaltet werden soll. Die Getriebewelle dreht mit Motordrehzahl und erreicht mit Formel-1-Motoren so bis  $19.000 \text{ min}^{-1}$ .

Ist die Reibung der bewegten Teile klein, wird wenig Wärme freigesetzt und die Motorleistung kommt verlustärmer an den Antriebsrädern an.

Ein geringer Bauraum der Lager ermöglicht auch ein kleineres und damit steiferes Getriebe. Ein schlankes Getriebe im Fahrzeugheck eines Mittelmotorwagens stört die Aerodynamik weniger, kurze Getriebe lassen bei Quermotoren mehr Bauraum für Motor und Fahrwerk.

Lager sind kritische Bauteile im Getriebe. Die Lebensdauer der Lager wird an die Bedürfnisse angepasst. In der Formel 1 reichen beispielsweise ca. 2000 km.

Ein geringer Ölbedarf vereinfacht den konstruktiven Aufwand für die Schmierung. In manchen Anwendungsfällen kommen Hybridlager ohne Zwangsschmierung aus, es reicht der vorhandene



**Abb. M.54** Lagerung einer Welle mit Hybridlager, nach [3]. Diese Lagerung einer Vorgelegewelle eines Formel-1-Getriebes ist für Hybridlager optimiert. Das Festlager ist ein Schrägkugellager und das Loslager ein Zylinderrollenlager, dessen Rollen direkt auf der gehärteten Welle laufen. 1 Zylinderrollenlager mit Flansch *cylindrical roller bearing with flange*, 2 Wellenmutter *shaft nut*, 3 Getriebewelle oder Vorgelegewelle *gearbox shaft or layshaft*, 4 Wellenmutter *shaft nut*, 5 zweireihiges Schrägkugellager mit Flansch *two-row angular-contact ball bearing with flange*, 6 Distanzring *spacer ring*, 7 Zahnrad (*Losrad*) *gear (idler)*, 8 Zahnrad (*Festrad*) *gear (fixed)*

Ölnebel [3]. Dadurch können die Ölpumpen in ihrer Förderleistung reduziert werden, womit der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes erhöht wird.

Die Montage der Getriebelager ist deshalb von Bedeutung, weil die Getriebe oft zerlegt werden und die Lager zentrale Teile sind, die die Lage der Zahnräder zueinander und der Schaltelemente verantworten. Erschwert wird diese Funktion dadurch, dass die Gehäuse aus Leichtmetall oder teilweise sogar aus Kunststoff sind, während die Wellen aus Stahl hergestellt werden. Die Lager müssen deshalb auch die zwangsläufigen Längendifferenzen bei Temperaturänderungen ausgleichen. Abbildung M.54 zeigt eine Lagerung für eine Getriebewelle oder Vorgelegewelle bzw. Abtriebswelle.

Die Axialkräfte nimmt ein doppelreihiges Schrägkugellager (5) alleine auf. Dieses wird mit einer Wellenmutter (4) gegen die Schulter des Ritzels verspannt. Ein Distanzring (6) überbrückt die Hohlkehle zwischen Lagersitz und Schulter. Damit ist ein einwandfreies Anliegen an die Schulter

**Tab. M.4** Zulässige Durchbiegung und Biegewinkel für von Zahnradgetrieben [11]

Wellen	Durchbiegung	Biegewinkel $\beta$
allgemein gilt für Zahnräder	$\leq 0,01 m_n$ $m_n$ Normalmodul	$\tan \beta_{zul} \leq \frac{2 \cdot d_W}{10^4 \cdot b}$ $d_W$ Wälzkreisdurchmesser $b$ Zahnbreite
Anhaltswerte für Verzahnungen	$\leq 0,02$ bis $0,06$ mm	$\tan \beta_{zul} \leq 0,005$ für Stirnräder $\tan \beta_{zul} \leq 0,001$ für Kegelräder

gewährleistet. Wegen des kleinen Abstands der Kugelreihen arbeitet das Lager im gesamten Betriebstemperaturbereich axial und radial nahezu spielfrei. Der Außenring des Lagers weist einen Flansch auf. Damit kann der Stahlring in das Leichtmetallgehäuse geschraubt werden. Das verbessert den Kraftfluss in die Lagerwand und verhindert, dass bei hohen Temperaturen der Lageraußenring lose wird, was bei reinen Presssitzen der Fall sein kann. Am anderen Wellenende sitzt das Loslager (1), das die Welle nur radial stützt. Auch bei diesem Lager ist der Außenring über einen integrierten Flansch an die Gehäusewand geschraubt. Das Lager ist besonders kompakt, weil es keinen Innenring besitzt und die Zylinderrollen direkt auf der Welle laufen. Die Teile, welche auf der Welle sitzen, wie Zahnradnaben der Losräder und Festräder werden mit einer Wellenmutter axial vorgespannt. Die Drehverbindung übernimmt ein Keilwellenprofil.

**Wellen Shafts.** Für einen ersten Entwurf eines Getriebes sind neben dem Achsabstand die Wellendurchmesser bedeutend. Der Wellendurchmesser einer Vollwelle kann überschlägig aus dem Vergleichsmoment ermittelt werden:

$$M_v = \sqrt{M_{b,max}^2 + 0,75(\alpha_0 T_{max})^2}$$

$M_v$  Vergleichsmoment, Nm

$M_b$  Biegemoment, Nm

$\alpha_0$  Anstrengungsverhältnis, -.

Abhängig vom zeitlichen Belastungsverlauf:  $\alpha_0 = (\sigma_{zul}(\sigma)/\sigma_{zul}(\tau))$ .

Häufige Fälle sind:  $\alpha_0 = 1$  für  $\sigma_b$  wechselnd und  $\tau_{ts}$  wechselnd,  $\alpha_0 = 0,7$  für  $\sigma_b$  wechselnd und  $\tau_{ts}$  schwwellend

$T$  Torsionsmoment, Nm

$$d_{min} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{1000 M_v}{\sigma_{b,zul}}}$$

$d_{min}$  Mindestwellendurchmesser, mm

$\sigma_{b,zul}$  zulässige Biegespannung, N/mm<sup>2</sup>

Zahnradgetriebe reagieren auf Verformungen der Wellen sehr empfindlich. Kantentragen in den Lagen und Verkanten von Zahnräder können die Folgen sein. Besonders bei breiten Zähnen und großen Wälzdurchmessern wirken sich Abweichungen der Welle von der Solllage spürbar aus. Die Anforderungen an die Wellensteifigkeit sind daher hoch. Anhaltswerte für die zulässige Durchbiegung und Biegewinkel für Getriebewellen können Tab. M.4 entnommen werden.

Die Auslegung erfolgt auf Betriebsfestigkeit. Nur so kann ein gewichtsgünstiges Getriebe dargestellt werden. Auf Grund von Lastkollektiven (s. Anhang) erfolgt die Auslegung unter Berücksichtigung der Weganteile in den verschiedenen Gängen auf die gewünschte Lebensdauer hin.

Zusätzlich müssen Schwingungen im Antriebsstrang berücksichtigt werden. Dynamische Effekte führen zu erheblichen Spannungsspitzen und Verformungen (vgl. auch Abb. M.84). Besonders interessant sind in dem Zusammenhang kritische Drehzahlen. Unwuchten erzeugen bei der Drehung zusätzliche Massenkräfte, die Schwingungen hervorrufen. Getriebewellen mit mehreren umlaufenden Zahnradern und Schalteinrichtungen haben mehrere biegekritische Drehzahlen. Je nach Ausprägung treten zwei Arten von Schwingungen auf:

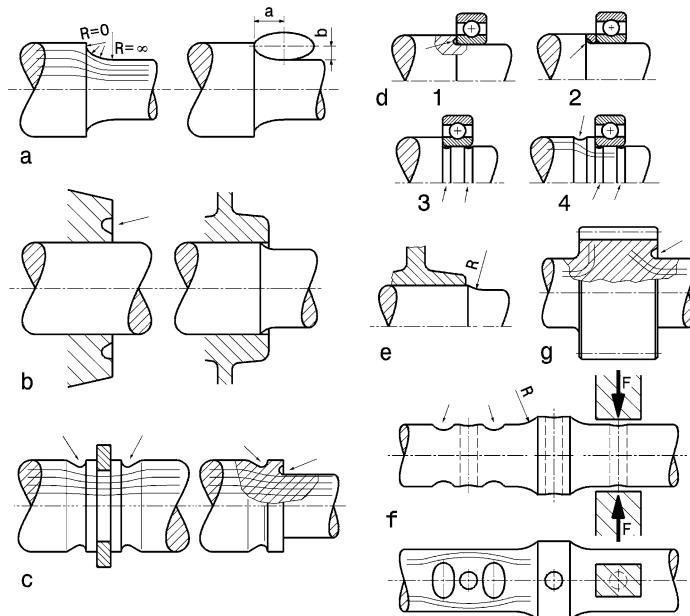
- Torsionsschwingungen: Nieder- und hochfrequente Schwingungen in erster Linie durch den Verbrennungsmotor angeregt.
- Biegeschwingungen: Höherfrequente Schwingungen von Wellen. Angeregt durch Unwuchten und Zahneingriffe.

Damit Getriebewellen bei der gewünschten Lebensdauer möglichst leicht bauen, sind bei ihrer Gestaltung folgende Forderungen zu berücksichtigen [11]:

1. Kerbstellen vermeiden
2. Biegemomente herabsetzen
3. Kritische Drehzahlen heraufsetzen

Typische Kerbstellen an Wellen sind Gewinde, Querbohrungen, Absätze bzw. Bunde, Nuten für Sicherungsringe, Nuten für Sicherungsbleche und Nuten für Federn sowie Keile. Folgende Gestaltungsregeln helfen diese Forderungen zu erfüllen, Abb. M.55:

- Lagerabstände durch gedrängte Bauweise verringern.
- stark belastete Zahnräder dicht an Lager setzen, damit Durchbiegungen und Biegemomente reduziert werden und die biegekritischen Drehzahlen hoch liegen.
- Bei Durchmesserübergängen das Verhältnis  $D/d = 1,4$  nicht überschreiten. Außerdem die Übergänge möglichst nicht mit Wellenschulter, sondern konisch oder mit Rundungsradius ausführen, Abb. M.55a.
- Keilwellenverbindungen oder Ölpressverbände einer Passfeder-Verbindung vorziehen, Abb. M.55b. Ein leichter Überstand der zylindrischen Nabe über den Wellensitz verringert die Kerbwirkung.
- Rechteck-Ringnuten durch Entlastungskerben oder Ausrundung der Innenkanten entschärfen, Abb. M.55c. Zur Gestaltung von Axialsicherungen von Nabensieben siehe auch Abb. M.104.
- Sicherungsringe möglichst nur am Wellenende anordnen, im mittleren Wellenbereich zur axialen Sicherung Distanzhülsen verwenden.
- Herabsetzung der Kerbwirkung an Wellenabsätzen Abb. M.55d: 1 Entlastungskerbe am Übergang durch ausgerundete, axiale Einstechnut; 2 großer Ausrundungsradius; 3 radiale Entlastungskerben; 4 zusätzliche Kerben im Übergangsbereich.
- Wellen mit aufgesetzter Nabe am Nabensitz verdicken, großen Übergangsradius vorsehen und Nabendicke zum Rand hin verringern, Abb. M.55e.
- Querbohrungen werden entschärft durch Entlastungskerben neben der Bohrungsmündung, durch Vergrößerung des Wellendurchmessers mit großen Übergangsradien oder durch Nachpressen der Bohrungsränder mit einem ebenen Druckstück, Abb. M.55f.
- allmähliche Kraftumlenkung durch Entlastungskerben, Abb. M.55g.
- Wellen mit einer Betriebsdrehzahl ab ca.  $1500 \text{ min}^{-1}$  sollen präzise ausgewuchtet sein, um Fliehkräfte und damit verbundene Biegeschwingungen klein zu halten. Auswuchtgüte VDI 2060: Q0,4 bis Q1600 (10 Gütegruppen).
- Massenträgheitsmoment der auf der Welle befestigten Bauteile reduzieren, um Durchbiegungen zu vermindern und kritische Drehzahlen heraufzusetzen.



**Abb. M.55** Reduzierung der Kerbwirkung an Wellen. Allmähliche Übergänge und Entlastungskerben helfen den Spannungsverlauf in der Welle zu vergleichsmäßigen und so die Spannungserhöhung an den Kerben klein zu halten. Zur besseren Vorstellung sind bei manchen Abbildungen die Kraftlinien dargestellt

Tabelle M.5 gibt einige Kerbwirkungszahlen (s. Anhang) für typische Unstetigkeitsstellen bei Wellen an. Man erkennt, dass runde Nuten wesentlich geringere Spannungserhöhungen bewirken als Rechtecknuten und das sowohl bei reiner Biegung als auch Torsion.

Pressverbände sind im Sinne einer gleichmäßigen Wellenbeanspruchung wesentlich günstiger als Keil- oder Passfeder-Verbindungen. Es lassen sich aber auch bei Pressverbänden durch die Gestaltung von Welle und Nabe die Spannungserhöhungen bei Kerben weiter reduzieren, Tab. M.6. In der Tabelle wird ein einfacher Pressverband einem günstiger gestalteten gegenübergestellt. Im Wesentlichen ist die Gestaltung des Übergangs zwischen verschiedenen Querschnitten maßgebend für den Spannungsverlauf. Im Fall einer reinen Biegung ist die vergleichbare Spannungserhöhung immer größer als bei reiner Torsion. Weiters ist aus der Tabelle zu sehen, dass mit zunehmender Festigkeit des Werkstoffes ( $R_m$ ) die Kerbempfindlichkeit unabhängig von der Belastungsart (Biegung, Torsion) zunimmt.

Wellen können vorteilhaft hohlgebohrt werden. Beträgt der Innendurchmesser etwa die Hälfte des Außendurchmessers, so wiegt die Hohlwelle nur 75 % der Vollwelle, weist aber noch 95 % des Widerstandsmoments gegen Biegung und Torsion einer Vollwelle auf.

Abbildung M.56 zeigt beispielhaft eine Getriebewelle eines Schaltgetriebes.

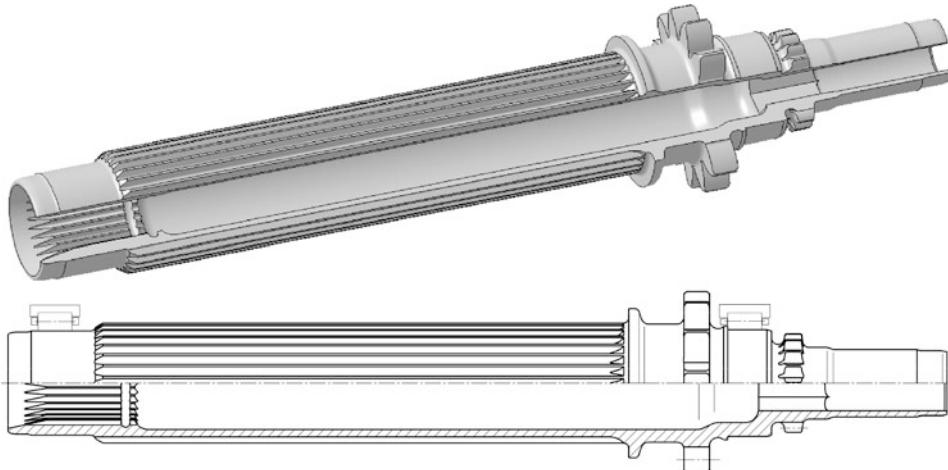
Die Kupplung sitzt auf einem eigenen Wellenteil, der das Motormoment über die Steckverzahnung am linken Ende einleitet. Ein Rund-Sprengring sichert die Kupplungswelle axial. Auf der Welle sind die sieben Festräder angeordnet. Diese übertragen das Drehmoment über eine durchgehende Kerbverzahnung, werden mit Hülsen auf Abstand gehalten und über einen aufgepressten Ring gegen einen Wellenbund gedrückt. Die Verzahnung für den Rückwärtsgang ist direkt in die Welle geschnitten (rechtes Ende), ebenso wie der Antrieb der Ölpumpe (letzte Verzahnung rechts). Am rechten

**Tab. M.5** Kerbwirkungszahlen bei Wellen, [31]

Art der Kerbe	Kerbform	Kerbwirkungszahl $K_f$ , -	
		bei Biegung	bei Verdrehung
Rundkerbe		1,5 bis 2	1,3 bis 1,8
Sicherungsring		2,5 bis 3,5	2,5 bis 3,5
Wellenabsatz		ca. 1,5 bei $R/d = 0,1$ und $d/D = 0,7$	ca. 1,25 bei $R/d = 0,1$ und $d/D = 0,7$
Querbohrung		1,4 bis 1,8 bei $d/D = 0,14$	1,4 bis 1,8 bei $d/D = 0,14$
Passfedernut		1,6 bis 2	1,3
Auslaufnut		1,3 bis 1,5	1,3 bis 1,5
Nabensitz mit Passfeder bzw. Keil		2 bis 2,4	1,5 bis 1,6

**Tab. M.6** Kerbwirkungszahlen für Wellen mit Pressverband [31]

Nabenform	Passung	Kerbwirkungszahl $K_f$ , -					
		$R_m$ N/mm <sup>2</sup>	400	600	800	1000	1200
	H8/u8	Biegung	1,8	2,1	2,5	2,8	2,9
		Torsion	1,2	1,4	1,6	1,8	1,9
	H8/u8	Biegung	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
		Torsion	1,0	1,0	1,1	1,2	1,2



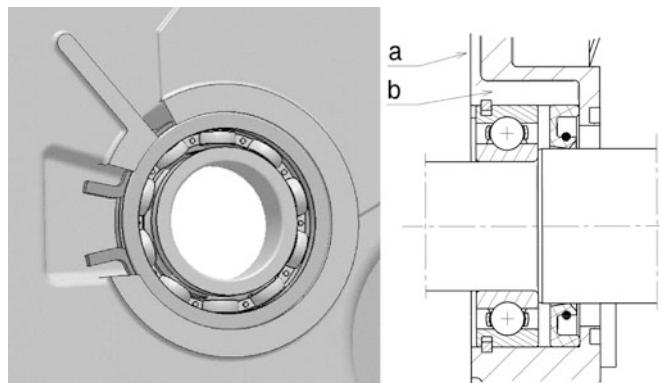
**Abb. M.56** Getriebewelle. Die Welle ist die Getriebeeingangswelle des Ferrari F1-2000 Sieben-Gang-Getriebes

Ende ist innen ein Sechskant eingestoßen. Die Welle der externen Startvorrichtung wird über eine Öffnung im Getriebehäuse in diesen Sechskant eingesteckt. Die Welle ist an den eingezeichneten Stellen mit zwei Zylinderrollenlagern gelagert (dünn dargestellt). An den äußeren Enden wird sie über Wellendichtringe gedichtet.

**Schmierung Lubrication.** Der Schmierung kommen zwei Hauptaufgaben zu, nämlich die Trennung zweier gegeneinander bewegter metallischer Laufflächen (die eigentliche Schmierung) und die Abfuhr der Reibungswärme. Während für die Schmierung im Normalfall ein Ölnebel ausreicht, ist für die Kühlung je nach Einsatzbedingungen und geforderter Lebensdauer eine gezielte Zu- und Abfuhr größerer Öl Mengen erforderlich. Renngetriebe weisen im Allgemeinen eine Trockensumpfschmierung auf. Eine Saugpumpe fördert das im Gehäuse zurücklaufende Öl über einen Zyklon als Luftabscheider und einen Öl kühler in einen Vorratsbehälter, der innerhalb des Getriebes untergebracht ist. Von dort fließt es durch die Schwerkraft zur tiefer liegenden Druckpumpe. Die ursprünglichen Außenzahnradpumpen wurden durch Innenzahnradpumpen mit Kreisbogenverzahnung (Gerotor, Duocentric usw.) verdrängt. Diese sind selbstansaugend, können Luft fördern und sind unempfindlicher gegen Kavitation. Ein Nachteil dieser Pumpen ist die Schmutzempfindlichkeit. Unvermeidbare Metallspäne können zum Blockieren der Pumpe führen. Deshalb werden die Spalte mit etwa 0,2 mm zwischen Innen- und Außenläufer größer als üblich gewählt. Die Förderdrücke liegen im Bereich von 2 bar. Das Schmieröl wird direkt zu den Hauptlagerstellen gefördert. Dazu werden neben Bohrungen im Gehäuse auch die Hohlwellen benutzt. Ein schnelllaufendes Hybridlager hat je nach Lagergröße einen Ölbedarf von 20 bis 80 mm<sup>3</sup>/h [3]. Lager, die zwangsgeschmiert werden, brauchen auch einen definierten Öl ablauf. Der Durchmesser von Öl ablaufbohrungen soll mindestens 8 mm betragen und ergibt sich überschlägig aus [25]:

$$d_{\text{Bohrung}} > 8 \cdot \sqrt{\dot{V}}$$

$d_{\text{Bohrung}}$  Durchmesser der Rücklaufbohrung, mm  
 $\dot{V}$  Volumenstrom des Schmieröls, l/min



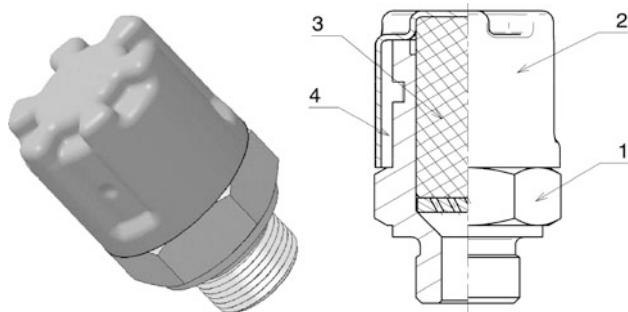
**Abb. M.57** Lagerschmierung. Links axonometrische Darstellung ohne Welle, rechts Schnitt. *a* Rippe, *b* Tasche. Das von der Rippe aufgefangene Öl gelangt über die Tasche zum Bereich zwischen Wälzlagern und Wellendichtring

Die Zahneingriffe und die Kontaktstellen der Schaltgabeln werden über Spritzdüsen und Röhrchen mit radialen Bohrungen gezielt mit Ölnebel versorgt. Bei den Zähnen ist vor allem die Kühlung lebensdauererhöhend. Der Ölstrahl wird dabei auf die austretenden Zahnflanken gerichtet. An der Austrittsseite ist der Kühlbedarf ja durch die zuvor erfolgte Reibarbeit höher. Das von den rotierenden Teilen abgeschleuderte Öl schmiert und kühlt die übrigen Räder und Lagerstellen. An kritischen Stellen werden Abweiserbleche (*baffle plate*) angebracht, die das abgeschleuderte Öl zur Einlassstelle der Saugpumpe lenken. Tieferliegende Radsätze werden auch mit Abschirmblechen (die natürlich auch aus Kunststoff sein können) ummantelt und so vom freien Ölsumpf abgeschirmt. Lager von Nebenwellen können auch vom Öl, das die Zahnräder fördert, versorgt werden, indem eine Abstreifrippe das aufgefangene Öl über eine Tasche in der Lageraufnahme des Gehäuses den Wälzkörpern zuführt, Abb. M.57.

Bei der Entwicklung der Schmierung von Getrieben stehen Ölverteilung und die Kühlung im Vordergrund. Entwicklungsziele sind daher das Vermeiden von Planschverlusten, die Reduktion der Ölverschäumung und eine Verringerung des Ölsvolumens. 1 l Öl erhöht die Fahrzeugmasse um etwa 0,85 kg. Das Schmierölvolumen kann bei 7-Gang Formel-1-Getrieben mit sorgfältiger Gestaltung auf unter 1,5 l reduziert werden. Für das Qualifying wird noch weniger Öl in das Getriebe eingefüllt.

**Entlüftung Ventilation.** Die Wellendurchtritte durch das Getriebe müssen abgedichtet sein damit das Schmieröl nicht ausläuft. Solche Durchtritte sind der Eingang der Getriebewelle und die beiden Austritte der Gelenkwellentöpfe aus dem Differenzial. Im Allgemeinen geschieht dies mit Wellendichtringen. Diese können nur eine relativ geringe Druckdifferenz abdichten und bei großen Innendrücken erhöht sich zudem die Reibung der Dichtlippe auf der Welle, was die Verluste erhöht und zur Zerstörung des Dichtrings durch den Wärmeanfall führen kann. Durch die Luft im Getriebehäuse erhöht sich der Druck mit steigender Erwärmung im Betrieb. Damit die Dichtungen in ihrer Funktion nicht beeinträchtigt werden, muss also eine Entlüftung des Gehäuses vorgesehen werden. Eine Entlüftung muss folgende Funktionen erfüllen. Bei der Erwärmung des Getriebes muss Luft aus dem Getriebe entweichen können, damit es zu einem Druckausgleich kommt. Dabei soll das Entweichen von Ölschaum bzw. -nebel vermieden werden. Beim anschließenden Abkühlen des Getriebes bei Fahrzeugstillstand muss Luft aus der Umgebung in das Getriebe einströmen können, damit sich kein Unterdruck bilden kann. Dabei soll keine Feuchtigkeit oder Verunreinigungen in das Gehäuse eindringen. Meistens wird eine Entlüftung an der Oberseite des Gehäuses von außen eingeschraubt.

**Abb. M.58** Getriebeentlüftung, nach [11]. 1 Einschraubkörper, 2 Spritzschutz, 3 Filterelement, 4 Entlüftungskanal. Diese Entlüftung wird an der Oberseite von außen auf das Getriebegehäuse geschraubt



**Abb. M.59** Teile eines Schaltgetriebes. Man erkennt Los- und Festräder, Schaltgabeln, Losradnaben, Nadellager und den stirnseitigen Deckel, der Ein- und Ausgangswelle lagert

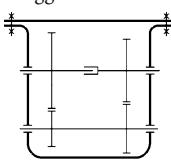
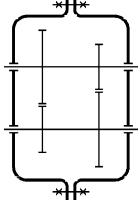
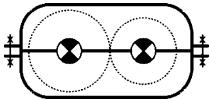


An der Innenseite befindet sich ein angegossener oder angenieteter Spritzschutz, falls die Entlüftung nicht selbst eine entsprechende Vorrichtung enthält. Durch Umlenkungen des Luftstroms und durch Drosseln wird das Öl in der Entlüftung abgeschieden und läuft wieder in das Gehäuse zurück. Gegen Verunreinigungen und Feuchtigkeit wird ein Filterelement zwischengeschaltet. Abbildung M.58 zeigt beispielhaft eine Einschraubentlüftung.

**Gehäuse Housing.** Das Gehäuse nimmt alle Teile (Abb. M.59) des Getriebes auf, stellt mit den Lagerungen auch die Lage der Zahnräder zueinander sicher und dichtet das System nach außen ab. Außerdem stellt es die Anbindung zum Motor und in vielen Fällen auch zum Fahrwerk her. Es kann auch Flügel und Heckaufprallelemente aufnehmen. Folgende Anforderungen muss ein Getriebegehäuse also erfüllen:

- Sicherstellen der gewünschten Lage der Wellen und Zahnräder zueinander
- Aufnahme der Betriebskräfte und -momente
- Wärmeabfuhr gewährleisten
- einfache Montage bzw. Demontage und Änderungen von Übersetzungen ermöglichen
- geringes Gewicht
- Anbindung an den Motor bzw. den Rahmen.

**Tab. M.7** Arten von Getriebegehäusen [11]

Gehäuseart	Vorteile	Nachteile
Troggehäuse 	+ einfache Fertigung der Lagerbohrungen + genaue Fertigung in einer Aufspannung	– ungünstige Montagebedingungen – keine automatisierte Montage möglich
Topfgehäuse 	+ steifes Gehäuse + gut montierbar + Montage automatisierbar	– teure Fertigungseinrichtung – kritische Bohrungen in zwei Aufspannungen
Kastengehäuse 	+ genaue Fertigung in einer Aufspannung + sehr gut montierbar + Montage automatisierbar	– Teilstückbearbeitung teuer – keine hohe Steifigkeit

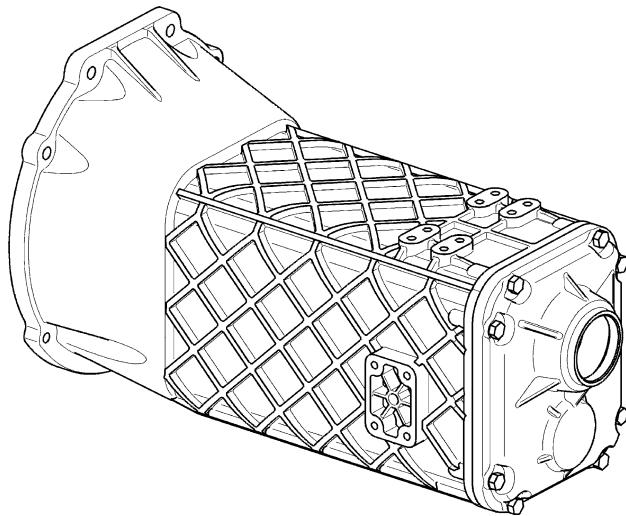
Zusätzlich kann das Getriebegehäuse das Kupplungsgehäuse und den Schmierölbehälter des Motors aufnehmen. Wegen der Komplexität der Gestalt bieten sich zur Herstellung von Gehäusen Gießen und Verschweißen von Einzelteilen an. Da in jedem Fall eine Montage der Wellen möglich sein muss, gibt es wenige grundsätzliche Arten von Gehäusen, Tab. M.7.

Ein Troggehäuse ist nicht geteilt und weist nur einen Deckel zum Abschluss auf. Geteilte Gehäuse können quer zur Wellenlage geteilt werden (quergeteilt) oder in Wellenrichtung (längsgeteilt). Die Getriebe von mehrspurigen Fahrzeugen werden hauptsächlich in quergeteilten Topfgehäusen untergebracht. Bei Motorräder finden sich oft längsgeteilte Kastengehäuse, die mit dem Kurbelgehäuse des Motors in einem Stück gegossen sind.

Gehäuse werden wegen ihrer komplexen Formen gerne gegossen. Bei Serienfahrzeugen wird Leichtmetall druckgegossen, Abb. M.60, bei Rennfahrzeugen verbieten die geringen Stückzahlen solche Verfahren, es werden Sandguss und Feinguss eingesetzt. Für die Konstruktion von Leichtmetall-Guss-Gehäusen wurden folgende Empfehlungen in systematischen Untersuchungen ermittelt [11]:

- Grundsätzlich sollen Wandstärken von Gussteilen möglichst gering sein. Das vermeidet Lunker (Schwindungshohlräume) und die Werkstoffeigenschaften sind besser als in dickwandigen Bereichen.
- Werden Verstärkungen benötigt, so werden Rippen vorgesehen. Gehäuserippen sollen in Richtung der Hauptnormalspannungen verlaufen, weil Gusswerkstoffe besonders auf Zugspannungen empfindlich sind.
- Rippen an Wänden mit Lagerstellen sollen sternförmig von den Lagerbohrungen verlaufen. Ist die Wandstärke des Gehäuses  $t$ , so sollen die Rippen folgende Abmessungen haben: Höhe = 3 bis  $4t$ , Dicke = 1 bis  $2t$ .

**Abb. M.60** Getriebegehäuse eines Serienfahrzeugs. Das Getriebe wird für einen Standardantrieb eingesetzt. Das zweiteilige Topfgehäuse ist druckgegossen und weist außen Rippen zur Verstärkung auf. Die Kupplungsglocke ist mit dem Gehäuse zu einem Teil zusammengefasst



- Längswände (parallel zur Getriebewelle verlaufend) sollen durch breite Rippen (Dicke = 1 bis  $2t$ ) mit großem Rundungsradius  $R = 1,2t$  verstärkt werden. Die Rippen sollen dabei in 45°-Winkel zur Getriebelängssachse verlaufen.
- Eine starke Verrippung mit Rippenabstand 5 bis  $15t$  bewirkt ein günstiges akustisches Übertragungsverhalten.

Ob die Rippen innen oder außen angebracht werden hängt vom Gussverfahren ab. Bei Druckguss sind innen liegende Rippen je nach Geometrie aufwändig. Hier sind außen liegende Rippen wesentlich günstiger darzustellen. Gießverfahren, die einen Kern erfordern (Sandguss, Feinguss, Lost Foam), erlauben dagegen innen liegende Rippen. Ein solches Gehäuse kann außen glatt gestaltet werden und ist dann weniger anfällig gegen Verschmutzung und aerodynamisch günstiger.

**Werkstoffe und Herstellverfahren.** Getriebegehäuse werden aus Aluminium, Magnesium und Titan gegossen (Sandguss, Feinguss, Rapid-Prototyping-Verfahren) oder werden aus spanend hergestellten Stahlhalbzeugen geschweißt. Weitere (seltene) Bauarten bestehen aus einem Verbund aus CFK-Gehäuse mit Metallguss- und Frästeilen (Formel 1).

Ein Nachteil von Gehäusen aus Leichtmetallen ergibt sich durch deren unterschiedlichen Temperaturausdehnungskoeffizienten: Bei Erwärmung dehnt sich das Gehäuse stärker aus als die Stahlteile, etwa die Außenringe von Wälzlagern. Deshalb müssen Lager mit einer besonders hohen Überdeckung eingepresst werden, was wiederum die Gehäusebelastung bei Raumtemperatur erhöht. Außerdem ändert sich durch die Ausdehnung des Gehäuses auch der Achsabstand, wodurch der Zahneingriff und dessen Wirkungsgrad sich ändern. Eine Abhilfe lässt sich durch ein Zusammenfassen der Hauptlager einer Lagerwand in einer Stahlbrille erzielen.

Minimale Wandstärken (Mittelwerte): Magnesium 6 mm, Aluminium 3,5 mm, Stahl 1,5 mm.

Zahnräder werden einsatzgehärtet. Hohlräder und Planetenräder können davon abweichend auch carbonitriert werden.

Wellen: Einsatzstahl 16MnCr5 (DIN17210).

Vergütungsstahl 25 CrMo4 (EN 10083-1), 34 Cr4 (EN 10083-1).

**Abb. M.61** Getriebegehäuse (Reynard). Ansicht von links hinten. Das Gehäuse wird in einem Formelwagen verbaut und bildet also den hinteren Abschluss des Fahrzeugs. Man erkennt die Position des Achsgetriebes (ganz rechts), dessen Lagerung vom Gehäuse und einem Deckel gebildet wird. Dieser Deckel ist im Augenblick demontiert. Weiters erkennt man die Umlenkhebel und Konsolen für die Querlenkeranbindung

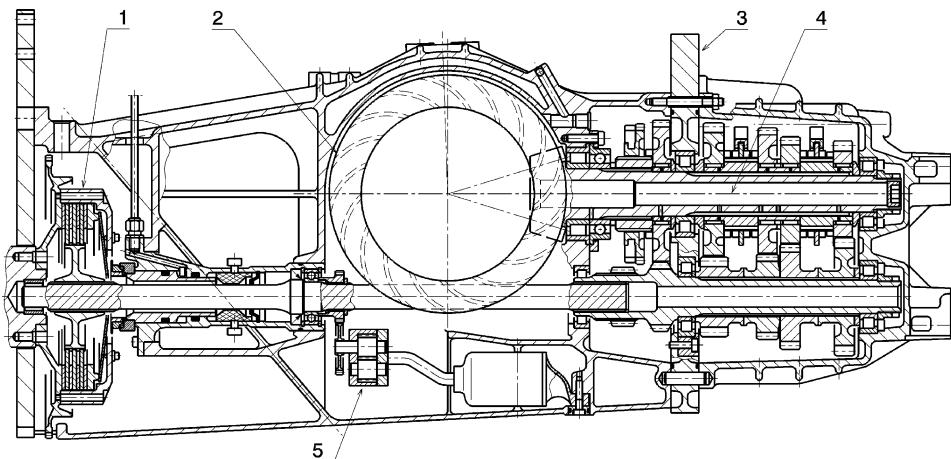


Massen: 39 kg (inkl. Sperrre, 6-Gang Quereinbau in Tourenwagen für 450 Nm), 55 kg (Formel-1 5-Gang, 1979) [19].

45 kg Formel Renault, 6-Ganggetriebe trocken ohne Öl.

Die Getriebeeinheit ist meist mittragender Teil des Fahrzeughecks und nimmt Querlenkerkonsolen, Feder/Dämpferbeinabstützungen und Torsionsstabilisatorlagerungen auf, Abb. M.61 stellt ein Beispiel dar.

Der Aufbau eines Renngtriebes zeigt die typische Anordnung eines Mittelmotorkonzepts (Abb. M.62). Das Getriebe ist für ein bestimmtes Langstreckenfahrzeug konstruiert worden. Der



**Abb. M.62** 5-Gang Schaltgetriebe eines Rennfahrzeugs in Längsanordnung (Mercedes Sauber C11). 1 Kupplung clutch, 2 Tellerrad des Achsantriebs crownwheel of final drive, 3 Lagerplatte bearing plate, 4 Abtriebswelle output shaft, 5 Ölpumpe oil pump. Die Getriebewellen sind zwischen erstem und zweitem Gang zusätzlich gelagert. Dafür ist eine Lagerplatte (3) zwischen den Gehäusehälften angeordnet. Das Gehäuse ist ein Troggehäuse aus Magnesium. Unter dem Winkeltrieb sitzt eine eigene Ölpumpe (5)



**Abb. M.63** Getriebegehäuse (Hewland an Formel König). Ansicht auf rechte Fahrzeugseite. Das Gehäuse wird an das gegossene Kupplungsgehäuse angeschraubt. Die Gelenkkugelwelle ist demontiert, deshalb ist der Blick frei auf den Flansch des Achsgetriebes. Im Bild ist das Betätigungsgetriebe, das an das hintere Ende des Getriebes geführt ist, gut zu erkennen. Wird der hintere Deckel abgenommen, lassen sich sämtliche Zahnradpaare tauschen. Am Ende des Getriebes wird der Heckflügel über zwei Aluminiumplatten aufgenommen, die auch die Aufnahme für den Rangierwagenheber bereitstellen

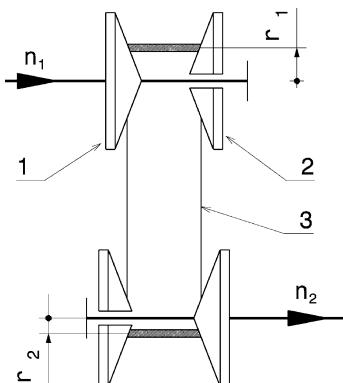


**Abb. M.64** Getriebe eines Formel-1-Wagens (Ferrari F1-2000). Zu sehen ist die linke Seite des Getriebes. Die Befestigung am Motor erfolgt also mit der links im Bild befindlichen CFK-Struktur, die auch Konsolen für das Fahrwerk trägt und die Umlenkhebel samt Torsionsfedern aufnimmt. Am hinteren Ende kann man eine Tripodenaufnahme sehen, die vollständig im Getriebegehäuse gelagert ist. Die zylinderförmige Ausbuchtung, die das Gehäuse unten aufweist, schafft Platz für die Schaltwalze. Am hinteren Ende des Gehäuses befindet sich die Aufnahme für das Heckaufladelement samt Heckflügel

Motor liegt vor dem Getriebe. Die Eingangswelle trägt die Kupplung (1) und läuft unter dem Achsgetriebe (2) durch. Die eigentlichen Getriebestufen sitzen hinter dem Achsgetriebe und ermöglichen so einen leichten Zugang im Fahrzeug, wodurch beispielsweise Übersetzungen geändert werden können. Der Wechsel der Getriebezahnräder kann bei guter Zugänglichkeit in 20 Minuten erfolgen [19].

Auch das nächste Beispiel zeigt die typische Anordnung eines Mittelmotorkonzepts, wenn das Getriebe auch in einem Formelwagen eingesetzt ist (Abb. M.63).

**Abb. M.65** Prinzip eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes. 1 feste Kegelscheibe, 2 bewegliche Kegelscheibe, 3 Schubgliederkette,  $n_1$  Eingangsrehzahl,  $r_1$  Reibradius Antriebs scheiben,  $r_2$  Reibradius Abtriebs scheiben. Die Übersetzung  $i$  folgt aus den wirksamen Reibradien der Kette:  $i = n_1/n_2 = r_2/r_1$



Ein Beispiel eines hochkomplexen Getriebegehäuses, das aus mehreren Titan-Einzelteilen ver-schweißt ist zeigt Abb. M.64. Zusätzlich ist das Getriebe aus zwei großen Modulen aufgebaut, nämlich dem eigentlichen Metall-Getriebegehäuse und einem CFK-Aufsatz, der einen Großteil des Fahrwerks aufnimmt und der mit dem Motor verschraubt ist.

### 3.2 Stufenlosgetriebe (CVT) *Continous Variable Transmission*

Die heute im Einsatz befindlichen Stufenlosgetriebe sind beinahe ausnahmslos Umschlingungsgetriebe. Als Übertragungsglied arbeitet dabei eine Kette, die über Kegelscheiben läuft und die Leistung ausschließlich über Reibung überträgt. Abbildung M.65 zeigt die zentralen Bauteile eines Umschlingungsgetriebes. Der wirksame Durchmesser der Kette kann durch Verändern des Abstands der Antriebskegelscheiben variiert werden. Weil die Kette eine feste Länge aufweist, muss der Abstand der angetriebenen Scheiben entsprechend geändert werden. Entscheidend für eine brauchbare Funktion ist die Steuerung der Anpresskraft der Kegelscheiben. Ist die Kraft zu groß, wird der Wirkungsgrad der Kette schlecht und die Verluste durch die Anpresspumpe erhöhen sich. Umgekehrt ist auch ein zu geringes Anpressen der Kegelscheiben an die Kette unbedingt zu vermeiden, weil ein Rutschen der Kette zur Zerstörung des Getriebes führt. Die Anpresskraft muss also leistungsabhängig geregelt werden.

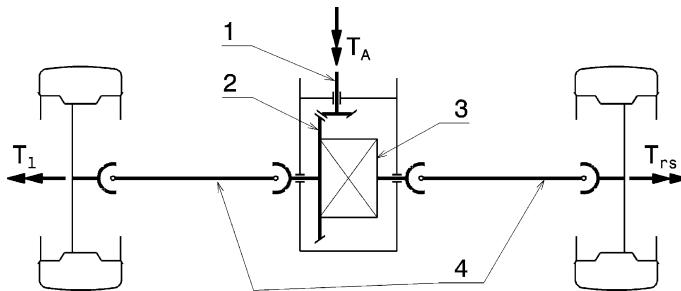
Als Kette kommen Zug- oder Schubgliederketten in Frage. Die Zuggliederkette weist den höheren Wirkungsgrad auf, die Schubgliederkette läuft dagegen geräuschärmer und wird deswegen bevorzugt bei Pkw eingesetzt.

Die Spreizungen solcher CVT-Getriebe liegen um 5,3 bis 6,0. Wird eine größere Spreizung gebraucht, werden mechanische Schaltgetriebe dem CVT vor- oder nachgeschaltet.

Die Eignung solcher CVT-Getriebe für den Rennsport ist umstritten. Beim Gaswegnehmen in der Kurveneinfahrt regelt das CVT kurzzeitig hoch, was dem Fahrer den gewöhnungsbedürftigen Eindruck vermittelt die Drosselklappe wäre stecken geblieben. Beim Herausbeschleunigen aus der Kurve muss das Getriebe wieder „herunterschalten“, weil es im vorhergehenden Schiebebetrieb die sinkende Motordrehzahl ausgeglichen hat [6]. Um das zu vermeiden, muss eine weitere Getrieberegelung für den Schiebebetrieb vorgesehen werden.

Der Wirkungsgradverlust wird mit ca. 15–20 % geschätzt.

In den 1960er-Jahren war eine Variomatic im F3 Tecnos im Einsatz. Der Wagen war erfolgreich auf engen und nassen Kursen, zeigte aber Leistungsmangel auf den Geraden [6].



**Abb. M.66** Prinzip eines Achsantriebs. 1 Antriebskegelrad (Triebling) pinion, 2 Tellerrad crown wheel AE: ring, 3 Differenzialgehäuse differential cage, 4 Seitenwellen half shafts AE: axle shafts,  $T_A$  Antriebsmoment drive torque,  $T_l$  Abtriebsmoment linkes Rad output torque,  $T_{rs}$  Abtriebsmoment rechtes Rad

In [7] wird über eine Verbesserung der Beschleunigung im Vergleich zu einer 4-Gang Automatik berichtet.

[8] errechnet eine etwa gleiche Beschleunigung von einem hochdrehenden Motor mit CVT wie von einem Serienmotor mit Stufengetriebe.

### 3.3 Achsgetriebe Final Drive

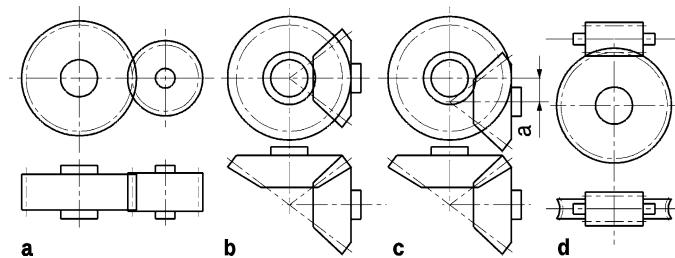
Das Achsgetriebe hat die Aufgabe das vom Motor kommende, über das Getriebe gewandelte Moment auf die Antriebsachse umzuleiten. Bei Standardanrieben und Mittelmotoranordnung ist eine Umlenkung um 90° erforderlich. Bei Quermotoren muss lediglich ein Achsabstand zwischen Getriebeausgang und Antriebsachse überbrückt werden. Achsgetriebe sind bei Mittelmotorkonzepten und Hinterradantrieb sowie bei Frontantrieb und Quermotor üblicherweise im Schaltgetriebegehäuse aus Platz- und Festigkeitsgründen integriert. Außerdem wird vorteilhaft ein gemeinsames Schmiersystem benutzt. Üblicherweise treibt der Achsantrieb nicht direkt die Räder an, sondern das Differenzialgetriebe, welches das Moment auf die Antriebsräder verteilt. Eine prinzipielle Anordnung eines Achsantriebs ist in Abb. M.66 dargestellt. Der eigentliche Achsantrieb besteht aus Triebling (1) und Tellerrad (2), welches direkt auf den Differenzialkäfig geschraubt ist.

Das Antriebsmoment  $T_A$  wird auf die Räder aufgeteilt, wo es als Antriebsmoment links  $T_l$  und rechts  $T_{rs}$  wirksam wird. Es gilt also  $T_A = T_l + T_{rs}$ .

Die unterschiedlichen Bauformen von Achsgetrieben, die sich je nach Motoranordnung und Antriebsart anbieten, listet Abb. M.67 auf.

Ein Stirnradachsgetriebe bietet sich für einen Quermotor und Frontantrieb an. Es ist demnach auch die häufigste Variante bei Pkw. Der Stirnradantrieb (Abb. M.68) zeichnet sich durch einen hohen Wirkungsgrad aus. Ein Nachteil durch die übliche Anordnung von Motor und Getriebe nebeneinander quer zur Fahrtrichtung ergibt sich aus den ungleich langen Seitenwellen. Der Achsantrieb kann beim Quermotor in das Getriebegehäuse integriert werden.

Ist eine Umlenkung des Leistungsflusses um 90° erforderlich, kommen Kegelradgetriebe zum Einsatz. Dies ist bei allen Antrieben der Fall, bei denen der Motor in Längsrichtung eingebaut ist. Der Achsantrieb kann in das Getriebegehäuse integriert sein oder als eigenständiges Gehäuse ausgeführt werden. Bei Kegelradantrieben unterscheidet man solche mit schneidenden Achsen (Spiralkegelräder, Abb. M.67b) und solche mit Achsversatz (Hypoidkegelräder, Abb. M.67c). Bei Pkw wird gerne die Hypoidverzahnung verwendet. Das Antriebskegelrad greift dabei unter der Achsmitte des Tellerrads an.



**Abb. M.67** Bauformen von Achsgetrieben. **a** Stirnradachsantrieb, **b** Kegelradachsantrieb mit Spiralkegelräder, **c** Kegelradachsantrieb mit Hypoidkegelrädern.  $\alpha$  = Achsversatz, **d** Schneckenradachsantrieb

rads ein. Dieser Achsversatz ist in der Größenordnung von  $0,2 \times$  Tellerraddurchmesser. Durch den Achsversatz wird der Durchmesser des Antriebskegelrads größer und das Tellerrad kann bei gleicher Belastung kleiner ausgeführt werden als bei der Variante mit schneidendem Achsen. Die Antriebswelle liegt zudem tiefer und der Mitteltunnel im Fahrgastraum kann niedriger ausgeführt werden. Durch den Achsversatz kommt es beim Abwälzen der Zähne zu einer Gleitbewegung entlang der Zahnlängen. Das wirkt geräuscmindernd, verlangt aber den Einsatz eines eigenen Getriebeöls, das diese hohen Gleitpressungen erträgt. Der große Reibungsanteil verschlechtert den Wirkungsgrad der Kraftübertragung.

Schneckenradgetriebe ermöglichen große Übersetzungen auf kleinem Raum. Hinsichtlich der Laufruhe ist der Schneckenantrieb allen anderen Antrieben überlegen. Ähnlich der Hypoidverzahnung ist bei der Schnecke auch immer ein Gleitanteil im Zahneingriff vorhanden, der einen Ölfilm zwischen den tragenden Zahnlängen bildet. An der Schnecke treten im Betrieb große Axialkräfte auf und diese ist daher entsprechend zu lagern. Die Schnecke kann ober- oder unterhalb des Schneckenrads angeordnet werden und damit die Antriebswelle höher oder tiefer als die Radachse gelegt werden. Die Herstellung der Schnecke und des Schneckenrads gestaltet sich allerdings aufwändig und teuer. Bei gegenwärtigen Fahrzeugen finden sich keine Vertreter mehr mit dieser Bauform des Achsantriebs. In der Formel 1 werden bogenverzahnte (= spiralverzahnte) Kegelräder eingesetzt.

**Übersetzungen ratios.** Mit der Übersetzung des Achsgetriebes wird die gewünschte Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeugs festgelegt. Je nach Motorleistung und Bauform des Achsgetriebes liegen die Übersetzungen in folgenden Bereichen:

Kegelradachsantriebe	Stirnradachsantriebe	Schneckenradantriebe
$i_D = 2,5 : 1$ bis $3,5 : 1$	$i_D = 3 : 1$ bis $4 : 1$	$i_D \geq 5,0$

Die kleinen Übersetzungen werden bei leistungsstarken Fahrzeugen, die größeren Übersetzungen bei Pkw und Allradfahrzeugen verwendet.

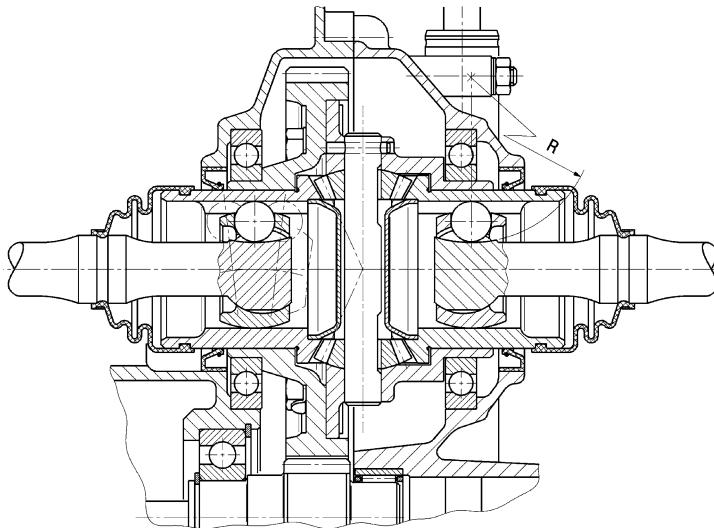
Die Dimensionierung der Achsgetriebe erfolgt auf das größte Eingangsmoment hin, das ist das größte Ausgangsmoment des Getriebes.

Tabelle M.8 stellt abschließend einige Eigenschaften einzelner Bauformen vergleichend gegenüber.

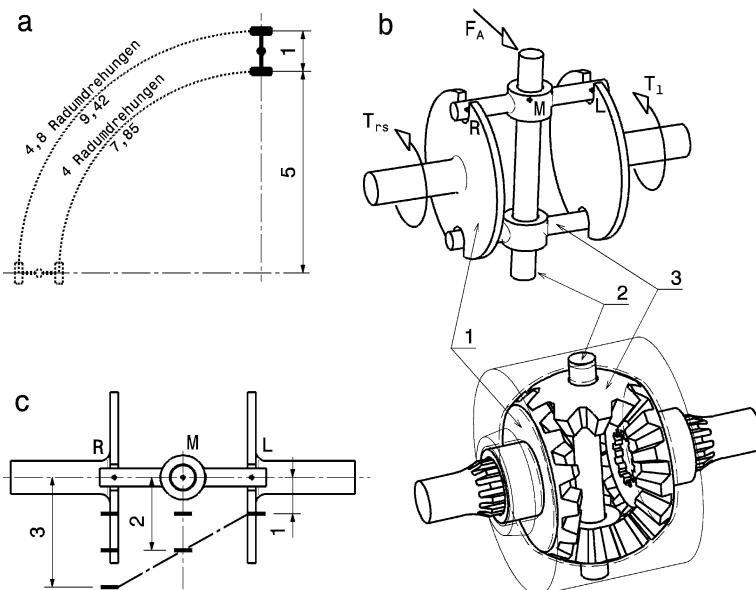
Man erkennt, dass mit ungewichteten Kriterien der Stirnradantrieb als Achsantrieb am besten abschneidet.

Die Lebensdauer beträgt in der Formel 1 etwa 1300 km [19].

Weitere Beispiele von Achsgetrieben zeigen Bilder im Abschn. [M.4 Differenzial](#).



**Abb. M.68** Achsgetriebe eines Rennfahrzeugs (NSU 1100 TTS, 1967–71) [18]. Die Ausgangswelle des Getriebes und die Seitenwellen liegen parallel. Der Korb des Kegelraddifferenzials kann so über ein Stirnrad angetrieben werden, was den größten Wirkungsgrad bei der Kraftübertragung bietet. Die Fünfkugel-Gleichlaufgelenke (Löbro, GKN Automotive) sind in die Achskegelräder des Ausgleichsgetriebes integriert, wodurch die Seitenwellen bei gegebener Spurweite nahezu die größtmögliche Länge erreichen



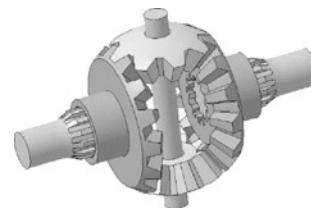
**Abb. M.69** Prinzip eines Differentials. **a** Unterschiedliche Wegstrecken zweier Räder beim schlupffreien Rollen durch einen Kreisbogen, **b** Prinzipschema der Kraftaufteilung: Die Antriebskraft  $F_A$  wird über den in  $M$  gelagerten Waagebalken auf die beiden Scheiben aufgeteilt. Wenn der Widerstand  $T_1$  einer Scheibe größer ist als  $T_{rs}$ , verdreht sich der Balken und dreht den Punkt  $R$  der Scheibe entsprechend weiter. Bauteilentsprechungen für ein Kegelraddifferential: **1** Achskegelrad, **2** Differentialbolzen, **3** Ausgleichkegelrad, **c** Ansicht von oben für den in **(b)** geschilderten Fall. Wege und Geschwindigkeiten der drei Punkte verhalten sich immer:  $R + L = 2M$

**Tab. M.8** Bewertung der Bauarten von Achsgetrieben [11]

Kriterium	Bauart			
	Stirnrad	Kegelrad	Spiralkegeltrieb	Hypoidkegeltrieb
Wirkungsgrad	++	++	++	+
Belastungsfähigkeit	0	+	+	++
Platzbedarf	+	0	+	+
Lagerungen	++	0	0	0
Schmierung	++	++	0	0
Lebensdauer	++	+	+	++
Laufruhe	0	0	+	++
Herstellkosten	++	+	0	--

Legende: ++ sehr gut, + gut, 0 befriedigend, - schlecht, -- sehr schlecht.

## 4 Differenzial Differential



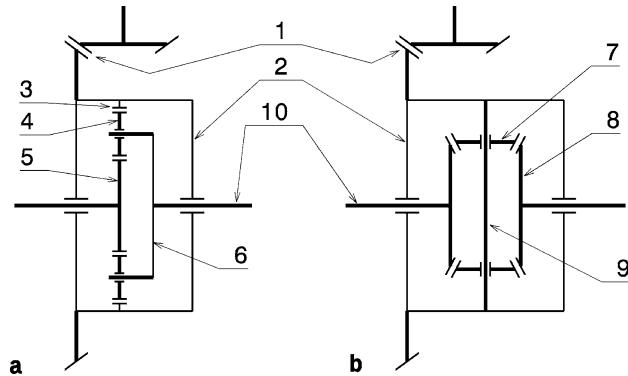
Der Einachsantrieb ist bei Pkw und Nfz aus Fahrstabilitäts- und Traktionsgründen das Minimum. Hierfür muss die Motorleistung auf ein linkes und rechtes Treibrad verteilt werden, im einfachsten Fall mittels einer ungeteilten Radantriebswelle. Beim Durchfahren einer Kurve aber legt das kurvenäußere Rad einen größeren Weg zurück als das innere, was bei starrem Antrieb ein Radieren der Reifen, hohen Verschleiß und Belastungen des Antriebsstrangs durch Verspannungen zur Folge hat. Es ist also ein Getriebe erforderlich, das im Gegensatz zu einem starren Durchtrieb ohne geteilte Abtriebswelle einen zwanglosen Drehzahl- und Kräfteausgleich zulässt, Abb. M.69. Dieses Getriebe muss bei Geradeausfahrt eine Verteilung des Moments im Verhältnis 50 : 50 % auf das linke und rechte Treibrad vornehmen [11].

Prinzipiell können Stirnräder oder Kegelräder für ein Ausgleichsgetriebe eingesetzt werden, Abb. M.70. Vereinzelt kommen auch Schneckenräder zum Einsatz. Diese weisen allerdings in jedem Betriebszustand eine prinzipiell bedingte Sperrwirkung durch die Selbsthemmung einer Schnecke auf und werden daher als Selbstsperrdifferenziale eingesetzt (z. B. Torsen-Differenzial).

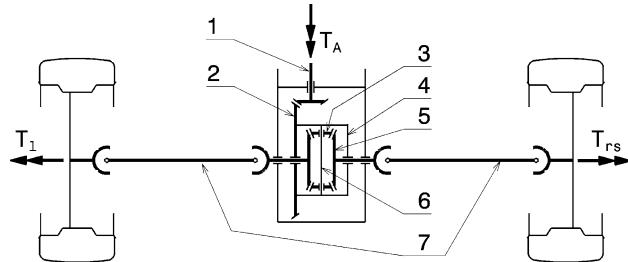
Der grundsätzliche Aufbau ist bei allen Bauformen gleich. Das Achsgetriebe treibt direkt den Differenzialkorb an. Dieser überträgt das Moment auf ein Zwischenglied, das die Leistungsverzweigung auf die beiden Seitenwellen vornimmt.

Die Abb. M.71 zeigt eine geteilte Achswelle mit einem zwischengeschalteten Kegelraddifferenzial. Das über den Antrieb (1), beispielsweise einen spiral- oder hypoidverzahnten Kegeltrieb, eingeleitete Drehmoment  $T_A$  wird über den Differenzialkäfig (4) auf die Ausgleichskegelräder (3) übertragen, die wie ein Waagebalken wirken und immer ein Drehmomentgleichgewicht  $T_l = T_{rs}$  zwischen der linken

**Abb. M.70** Prinzipielle Arten von Differenzen, **a** Planetenraddifferenzial *planetary-gear differential*, **b** Kegelraddifferenzial *bevel differential*, 1 Achsantrieb *final drive*, 2 Differenzialgehäuse *differential cage*, 3 Hohlrad *annulus*, 4 Planetenrad *planet*, 5 Sonnenrad *sun wheel*, 6 Plattenträger (*Steg*) *planet carrier*, 7 Ausgleichskegelrad *planetary gear*, 8 Achskegelrad *crypto gear (sun wheel)*, 9 Differenzialbolzen *cross pin*, 10 Seitenwellen *axle shafts*



**Abb. M.71** Differenzialanordnung (Schema). 1 Antriebswelle mit Triebling, 2 Tellerrad, 3 Ausgleichskegelräder, 4 Differenzialalkäfig, 5 Achskegelräder, 6 Differenzialbolzen, 7 Seitenwellen



und rechten Abtriebsseite herstellen. Solange kein Schlupf an den Treibrädern auftritt, gilt für die Drehzahlen:

Drehzahl des kurvenäußerer bzw. weniger haftenden Rads:  $n_o = n + \Delta n$

Drehzahl des kurveninneren bzw. mehr haftenden Rads:  $n_i = n - \Delta n$

Dabei bedeuten  $n$  die Eingangsrehzahl des Tellerrads und  $\Delta n$  die Differenzdrehzahl zwischen der Abtriebsdrehzahl des kurvenäußerer Rads und der Antriebsdrehzahl des Differenzials. Bei Geradeausfahrt laufen der Differenzialkäfig (4), die Achskegelräder (5), die verdrehfest mit den Achskegelräden verbundenen Achswellen (7) sowie die Ausgleichskegelräder (3) im Inneren des Käfigs als Block um. Zwischen dem Differenzialbolzen (6) und den darauf gelagerten Ausgleichskegelräden ergibt sich keine Relativbewegung. Bei Kurvenfahrt muss sich eine Achswelle schneller drehen als die gegenüberliegende; Achskegelräder und Ausgleichskegelräder wälzen aufeinander ab. Der Drehzahlausgleich zwischen den Rädern kann stattfinden [11].

**Einfluss auf das Fahrverhalten.** Bei Beschleunigen auf einer Geraden hat das Differenzial kaum einen Einfluss auf die Fahrleistungen. Probleme ergeben sich nur, wenn ein Rad einen geringeren Reibwert als das gegenüberliegende vorfindet. In dem Fall ist wünschenswert, dass die Differenzialfunktion aufgehoben werden kann. Ein weiteres Problem kann sich durch unterschiedliche Reifendurchmesser ergeben. Ein gesperrtes Differenzial führt in dieser Situation zum einseitigen Ziehen des Fahrzeugs. Beim Beschleunigen am Kurvenausgang ist in jedem Fall die Wirkung des Ausgleichsgetriebes einflussreich auf die Fahrleistungen, weil es zu einer Radlastverlagerung kommt und die Räder kurveninnen und -außen unterschiedliche Umfangskräfte aufbauen. Das ideale Differenzial verteilt das Antriebsmoment des Motors entsprechend der Radlasten und unterstützt so die maximal mögliche Beschleunigung. Beim Lastwechsel in der Kurve, also beim Übergang in den Schiebebe-

trieb, zeigt das Differenzial ebenfalls einen Einfluss auf das Verhalten des Fahrzeugs. Je nachdem wie stark die beiden Achshälften miteinander gekoppelt sind, gewinnt oder verliert es an Stabilität. Auch das Übergangsverhalten bei variablen Differenzialen hat einen Einfluss Abrupt einsetzende Sperren beispielsweise erzeugen eine Stoßbelastung im Antriebsstrang, deren Auswirkung auf das Fahrzeugverhalten nur schwer einschätzbar ist.

In Rennfahrzeugen finden sich folgende Differenzialarten:

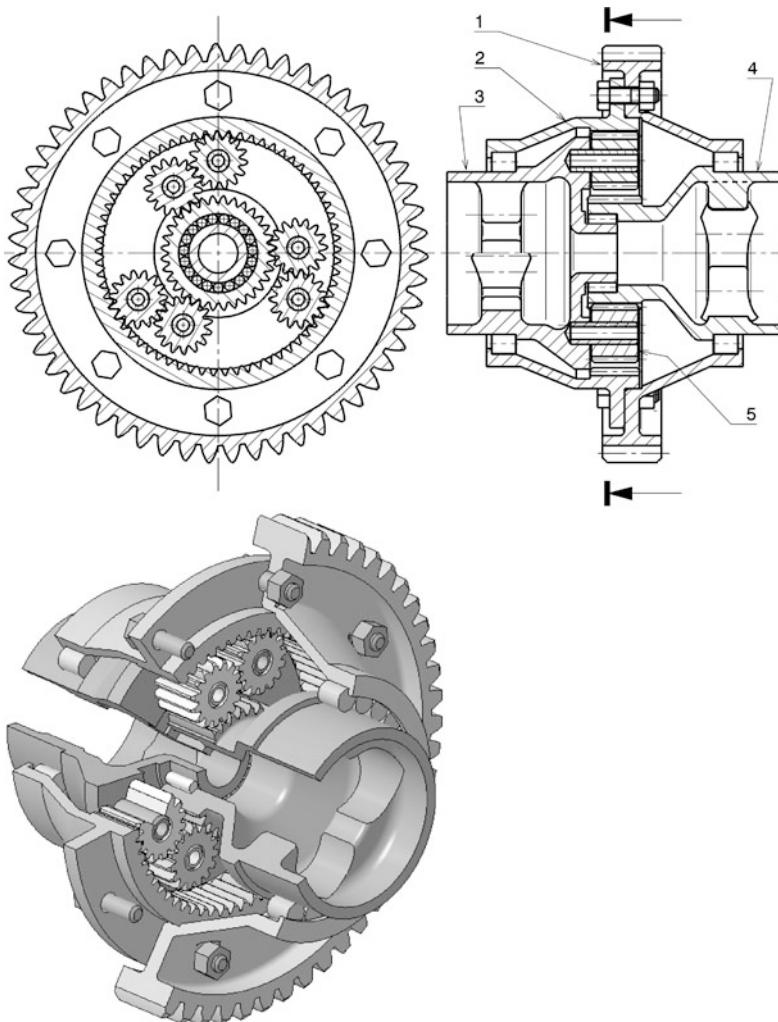
- offenes Differenzial *open differential*
- Muffenkupplung *spool*
- Selbstsperrdifferenzial mit Lamellenkupplung *clutch locker (Salisbury type)*
- Kurven-Selbstsperrdifferenzial *cam and pawl*
- Sperrdifferenzial mit Schneckenrädern *torsen differenzial*
- momentenverteilendes Differenzial *torque vectoring differenzial*

**Offenes Differenzial Open Differential.** Ein so genanntes offenes Differenzial ist ein Kegel- oder Planetenradausgleichsgetriebe ohne jegliche Sperren. Bei Pkw werden demnach in der Regel offene Differenziale eingesetzt. Der Nachteil bei dieser Bauart ergibt sich aus der Charakteristik, dass das Rad mit dem geringeren Moment das mögliche Gesamtmoment der Antriebsachse bestimmt. Das führt in engen, schnell gefahrenen Kurven zum losen Durchdrehen des abgehobenen kurveninneren Rads. Das kurvenäußere Rad leistet dann keinen Beitrag mehr zum Vortrieb. Natürlich wird dieser Nachteil nicht immer in dieser krassen Form zu Tage treten. Er hängt primär ab von der Radlastverlagerung und dem Leistungsgewicht. Fahrzeuge, welche die Radlast durch aerodynamischen Abtrieb erhöhen, haben naturgemäß geringere Probleme mit dem geschilderten Verhalten offener Differenziale als solche ohne Abtriebshilfen. Es muss genau genommen auch zwischen Kurveneingang und -ausgang unterschieden werden. Beim Anbremsen und Einlenken soll ein Differenzial offen sein, damit im Schiebemodus das Motorbremsmoment die Gierbewegung des Fahrzeugs nicht stört. Umgekehrt soll das Fahrzeug beim Herausbeschleunigen im Sinne einer hohen Beschleunigung besonders am stärker belasteten kurvenäußeren Rad angetrieben werden und spurstabil bleiben, indem aber auch das kurveninnere Rad für Vortrieb sorgt. Ein gesperrtes Differenzial bewirkt so am Kurvenausgang leichtes (stabiles) Untersteuern.

Abbildung M.72 zeigt ein Planetenraddifferenzial ohne Sperren. Der Achsantrieb erfolgt über das Großrad (1) das an das Hohlrad (2) angeschraubt ist. Der Momentenfluss wird vom Hohlrad über drei Planetenradpaare (5) auf den Steg (3) und das Sonnenrad (4) weitergeleitet. Die Zähnezahlen sind so gewählt, dass die Momentaufteilung links zu rechts 50 zu 50 % beträgt. Im Steg ist gleichzeitig die Tripodenaufnahme für die linke Achsseite untergebracht. Die rechte Tripode wird über eine Aufnahme, die im Sonnenrad integriert ist, angetrieben. Zwischen den einzelnen Bauteilen, die Relativbewegungen zueinander ausführen, befinden sich Zylinder- und Nadellager. Diese Bauart ermöglicht ein äußerst schlankes Achsgetriebe, die beiden Tripoden aufnahmen der Seitenwellen haben den geringsten Abstand voneinander und damit von der Fahrzeugmitte. Ein schlankes Achsgetriebe lässt Platz für aerodynamische Unterbodengestaltung und für einen Diffusor.

Auch ein Planetenradausgleichsgetriebe kann gesperrt werden. Dafür wird eine Lamellenkupplung zwischen Sonnenrad und Steg geschaltet, die ein Sperrmoment zwischen den beiden Bauteilen überträgt. Der Formel-1-Weltmeisterschaftsgewinner Ferrari F1 2000 hat so ein Planetenraddifferenzial mit fünf Planetenpaaren mit hydraulischer Lamellenkupplung im Einsatz gehabt [14].

**Muffenkupplung Spool.** Bestimmte Kurse ermöglichen ein Fahren ohne Differenzial. Die beiden Achswellen werden dann mit einer Muffe miteinander drehmomentstif verbunden. So fuhren die Mercedes-Sportwagen 1989 im 24-Stunden-Rennen von Le Mans ohne Ausgleichsgetriebe mit starrem Durchtrieb auf beide Seitenwellen. Ein Schaden an einer Seitenwelle oder einem Beugegelenk



**Abb. M.72** Planetenraddifferenzial als offenes Differenzial *epicyclic differential*, 1 Antriebsrad *spur gear*, 2 Hohlrad *annulus*, 3 Steg mit Tripodenaufnahme links *planet carrier*, 4 Sonnenrad mit Tripodenaufnahme rechts *sun wheel*, 5 Planetenrad *planet wheel*

führt so zu keinem Totalausfall des Systems [16]. Zusätzliche Schikanen in der Streckenführung und untersteuerndes Fahrverhalten führten jedoch 1991 zum Einsatz eines Sperrdifferenzials [16].

Auch auf den Ovalkursen in Nordamerika kann ohne Differenzial gefahren werden. Die Kurven haben große Radien und werden nur in einem Sinn durchfahren. Die Fahrzeuge weisen daher unterschiedliche Reifendurchmesser innen und außen auf und haben somit einen eingebauten Kegelrolleneffekt.

Karts haben reglementbedingt kein Differenzial. Der Antrieb erfolgt auf eine starre Achse. Den erforderlichen Ausgleich der Raddrehzahlen bei Kurvenfahrt erreicht man durch einen relativ hohen Gesamtschwerpunkt im Verhältnis zur Spurweite, d. h. die Fahrtechnik zielt darauf ab, das kurvenin-

nere Rad der Antriebsachse zu heben. Die Vorderachsgeometrie ist ebenfalls auf diesen Umstand ausgelegt. Die Spreizung beträgt bis zu  $20^\circ$  zur Entlastung des kurveninneren Rades beim Einschlagen.

Die übrigen Bauarten von Differenzialen sind durch eine Überbrückungsmöglichkeit von offenen Differenzialen gekennzeichnet. Verschiedenste Maßnahmen der Antriebsmomentenverteilung stellen die denkbaren Möglichkeiten zwischen den beiden Extremen offenes Differenzial und Muf-fenkupplung dar.

## 4.1 Beeinflussbare Differenziale *Controlable Differentials*

Wenn die einfachen Differenzialgetriebe auch für den normalen Fahrbetrieb erforderlich sind und ausreichen, so haben sie doch in besonderen Situationen schwerwiegende Nachteile. Treten nämlich durch Radlastverlagerung oder unterschiedliche Untergründe links und rechts verschiedene Kraft-schlusspotentiale auf, so diktiert das Rad mit der geringeren Reibung die mögliche Antriebskraft des Fahrzeugs. In dieser Situation liegt der Gedanke nahe, das Differenzial zu überbrücken, die Ausgleichsfunktion also zu sperren. Eine weitere Überlegung ist die, das Differenzial zur Stabilitätser-höhung des Fahrzeugs einzusetzen, indem gezielt unterschiedliche Momente auf das linke und rechte Antriebsrad geleitet werden und so ein Giermoment auf das Fahrzeug wirkt.

**Sperrwert Torque Bias Ratio.** Ohne Sperrwirkung führt ein ungleichmäßig übertragbares Moment der Antriebsräder zum Durchdrehen des Rades mit dem geringeren Moment. Das Fahrzeug kann in dieser Phase kaum beschleunigen. Greift das gleitende Rad wieder ruckartig, wird der Antriebstrang stoßartig belastet und das Fahrzeug kann leicht instabil werden. Bei Rennfahrzeugen mit hoher Motorleistung sind daher Sperrdifferenziale weit verbreitet.

Der Sperrwert  $S$  als konstruktiv charakteristische Auslegungsgröße stellt ein Maß für die Behin-derung der Ausgleichsbewegung dar. Er ist wie folgt definiert:

$$S = \frac{T_B}{T_A} = \frac{T_{rs} - T_l}{T_{rs} + T_l}$$

$S$  Sperrwert, – bzw. %

$T_{rs}$  Abtriebsmoment rechte Seitenwelle, Nm

$T_l$  Abtriebsmoment linke Seitenwelle, Nm

$T_B$  Sperrmoment, Nm

$T_A$  Antriebsmoment, Nm

Definitionsgemäß liegt der Sperrwert  $S$  zwischen 0 und 1 (bzw. 0 % bis 100 %). Ein Sperrwert von 0 % beschreibt ein verlustfreies, nicht sperrendes Differenzialgetriebe, ein Wert von 100 % einen starren Durchtrieb.

Bei Pkw mit Frontantrieb müssen die Sperrwerte wegen unerwünschter Rückwirkungen in der Lenkung niedrig gehalten werden (maximal 17 %). Die Sperrwerte von Sperrdifferenzialen liegen bei Pkw mit Hinterradantrieb zwischen 25 und 50 % und bei Nutzfahrzeugen bis zu 75 % [11]. Bei Renn-fahrzeugen mit Hinterradantrieb von 45 bis ca. 70 % [12].

Im anglikanischen Raum wird gerne ein TBR-Wert (*torque bias ratio*) zur Charakterisierung des Differenzials angegeben. Gemeint wird damit das Verhältnis  $T_{rs,max} : T_{l,min}$ . Ein TBR von 3:1 ent-spricht demnach einem Wert  $S$  von 0,5.

Ideal wäre ein aktives Sperrdifferential: Beim Beschleunigen in der Kurve wird das Antriebsmo-ment auf das kurvenäußere Rad verlagert, beim Gaswegnehmen wird die Sperrwirkung aufgehoben [6].

Zur Verdeutlichung des Sperrwerts: Bei einem Sperrdifferenzial mit  $S = 50\%$  können maximal 75 % des Antriebsmoments an das Rad mit dem höheren Kraftschlusspotential geleitet werden, mindestens 25 % gehen an das eher zum Durchdrehen neigende Rad. Die Differenz dieser beiden Werte beträgt  $S = 50\%$ , der Sperrwert ist sozusagen der „Umverteilungsbetrag“ bezogen auf das insgesamt übertragene Antriebsmoment, also  $T_l + T_{rs}$ . Anders formuliert: Je höher der Sperrwert, desto mehr Moment wird nicht vom Ausgleichsgetriebe verteilt, sondern als Brems- oder Sperrmoment  $T_B$  über die Differenzialbremse geleitet. Der Sperrwert ist damit auch ein Maß für die zwischen Differenzial und Differenzialbremse stattfindende Leistungsverzweigung.

Anhand eines Beispiels soll im Folgenden der begrenzte Einsatz des Sperrdifferenzials als Traktionshilfe verdeutlicht werden. Betrachtet wird ein Fahrzeug auf einseitig glatter Fahrbahn mit  $\mu_l < \mu_{rs}$  und einem Sperrdifferential mit dem Sperrwert  $S = 0,3$ . Mit dem linken Rad lassen sich maximal  $T_l = 25 \text{ Nm}$  auf die Fahrbahn übertragen.

Aus der Definitionsgleichung von  $S$  folgt:  $T_{rs} = T_l \frac{1+S}{1-S}$ .

Folglich lässt sich, unabhängig vom angebotenen Motormoment, auf das rechte Rad ein Moment von  $T_{rs} \approx 46,4 \text{ Nm}$  übertragen. Das gesamte übertragbare Moment beträgt nur  $T \approx 71,4 \text{ Nm}$ . Dieses Zahlenbeispiel zeigt die begrenzten Möglichkeiten des Sperrdifferenzials, denn je nach Fahrwiderstand (Steigung usw.) kann dies zu wenig Moment zur Fortbewegung sein.

Differenziert muss man allerdings die Sperrwerte schlupf- und lastabhängiger Sperrdifferenziale betrachten: Ein rein lastabhängiges Selbstsperrdifferential besitzt einen festen, unveränderlichen Sperrwert. Dies bedeutet, dass unabhängig von der Höhe des Antriebsmoments immer der durch den Nennsperrwert festgelegte Prozentsatz des jeweiligen Antriebsmoments „umgeleitet“ wird.

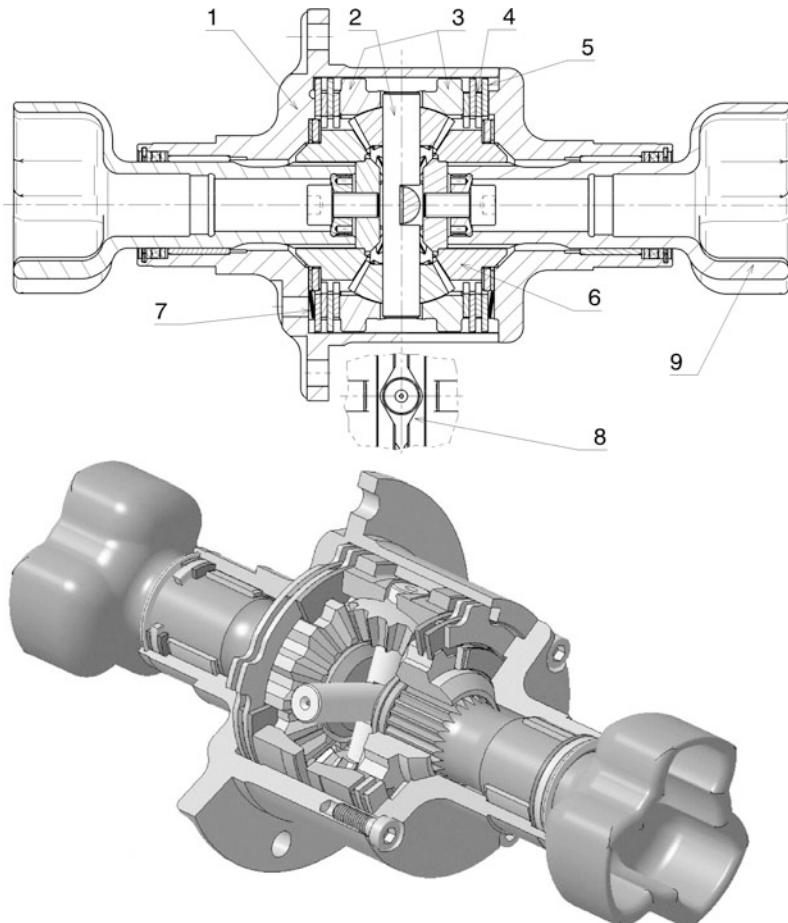
Ein rein schlupfabhängiges Sperrdifferential erzeugt in Abhängigkeit von der auftretenden Drehzahldifference ein vom Antriebsmoment unabhängiges Bremsmoment. Bei kleinen Antriebsmomenten stellen sich also höhere, bei großen Antriebsmomenten kleinere momentane Sperrwerte ein. Die Einflüsse solcher Sperrdifferenziale auf das Fahr- und Traktionsverhalten eines Fahrzeugs können also nur durch den Verlauf des ausschließlich von den auftretenden Differenzdrehzahlen abhängigen Bremsmoments gesteuert werden [11].

Zusammenfassend können folgende Prinzipien von Sperren festgestellt werden:

1. voreingestelltes Sperrmoment, z. B. Klauenkupplung, Reiblamellenpaket mit Federvorspannung
2. drehzahlabhängiges Sperrmoment, z. B. Visco-Kupplung, Reiblamellenpaket durch Drehzahl-differenz betätigt
3. drehmomentabhängiges Sperrmoment, z. B. Torsen-Differenzial
4. regelbares Sperrmoment, z. B. elektronisch geregeltes Sperrdifferential

Sperrdifferenziale zeigen bei Rennfahrzeugen einige Vorteile. Das Herausbeschleunigen aus einer Kurve erfolgt mit Sperrdifferential in der Regel schneller als ohne. Das wird auch bei Fahrzeugen festgestellt, die das kurveninnere Rad gar nicht zum Durchdrehen bringen. Die Fahrleistungen werden auch bei stehenden Starts verbessert. Das Fahrverhalten kann von einigen Bauarten von Sperrdifferenzialen jedoch so beeinflusst werden, dass der Fahrer seinen Fahrstil daran anpassen muss [15].

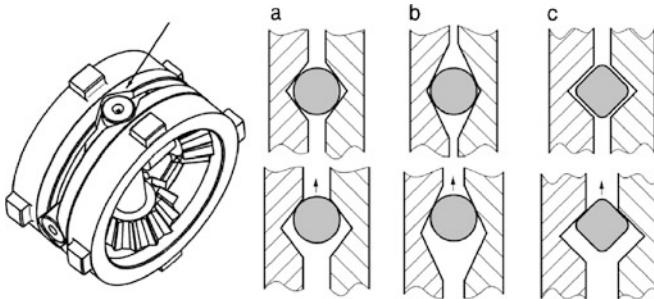
**Selbstsperrdifferential mit Lamellenkupplung *Limited Slip Differential*.** Dieses Differenzial ist bei Rennfahrzeugen und bei sportlichen Pkw weit verbreitet. Die Sperrwirkung eines Selbstsperrdifferenzials mit Lamellenkupplung beruht auf der drehmomentabhängigen inneren Reibung, die in zwei im Differenzialkäfig symmetrisch angeordneten Lamellenkupplungen erzeugt wird. Die Selbstsperrung ergibt sich aus einer Kombination von Lastabhängigkeit und Federbelastung der Lamellenkupplungen. Die lastabhängige Sperrwirkung, Abb. M.73, beruht darauf, dass das in den Differenzialkäfig (1) eingeleitete Antriebsmoment über den Differenzialbolzen (2) auf zwei Druckringe (3) übertragen wird, die verdrehfest, aber axial verschiebbar im Differenzialkäfig (1) angeordnet sind. Unter Last



**Abb. M.73** Selbstsperrdifferenzial mit Lamellenkupplungen (Bauart Drexler) *limited slip differential*. Oberer Halbschnitt: Differenzial ohne Vorspannung *without preload*. Unterer Halbschnitt: Differenzial mit Vorspannung über Tellerfedern *preloaded by Belleville springs*. 1 Differenzialzäpfchen, 2 Differenzialbolzen, 3 Druckringe, 4 Innenlamellen, 5 Außenlamellen, 6 Achskegelräder, 7 Tellerfedern, 8 Ausnehmung, 9 Tripodentopf

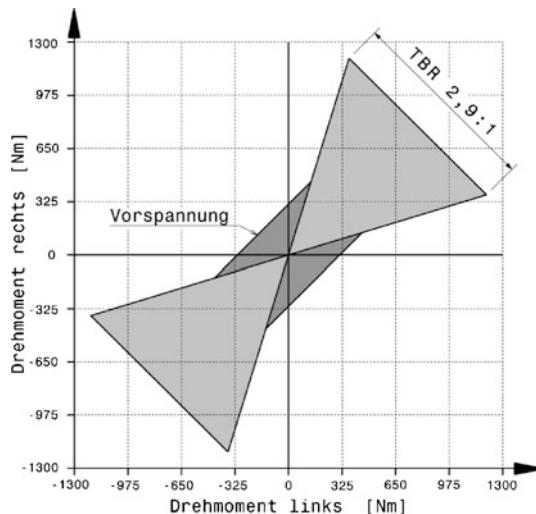
entstehen an den Flächen der prismenförmigen Ausnehmungen (8) in den Druckringen, siehe Detail und Abb. M.74, selbsttätig Sperrkräfte, die die Kupplungslamellen zusammenpressen. Die Außenlamellen (5) sind verdrehfest mit dem Differenzialzäpfchen (1), und die Innenlamellen (4) sind verdrehfest mit den Achskegelrädern (6) verbunden. Dadurch setzt der Reibschluss zwischen den Lamellen unterschiedlichen Drehgeschwindigkeiten der Achswellen, etwa beim Durchdrehen eines Rads, einen genau definierten Widerstand entgegen. Diese Wirkung verstärkt sich mit zunehmendem Antriebsmoment. Da die Sperrkräfte dem übertragbaren Moment proportional sind, passt sich die Sperrwirkung, nicht aber der Sperrwert, dem veränderlichen Motormoment und auch der Drehmomentsteigerung in den verschiedenen Gangstufen an.

Die Zunahme des Sperrmoments über dem Antriebsmoment beeinflusst die Ausführung der Ausnehmungen in den Druckringen, Abb. M.74. Die Seitenflächen der Ausnehmungen arbeiten als



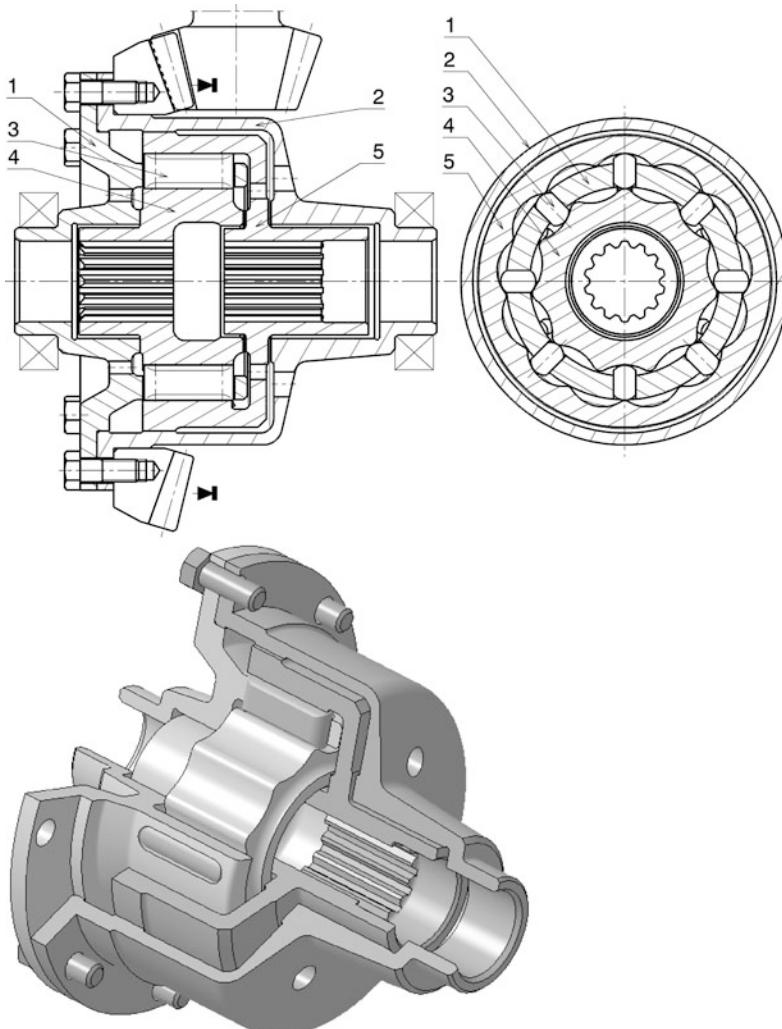
**Abb. M.74** Selbstsperrdifferential: Funktion der Druckringe. Links sind die Druckringe und die Differenzialbolzen mit den Ausgleichskegelräder dargestellt. Der Pfeil weist auf eine Ausnehmung hin. a–c stellen unterschiedliche Ausführungen von Ausnehmungen im unbelasteten Zustand (oben) und unter Einfluss eines Antriebsmoments (unten) dar

**Abb. M.75** Kennfeld eines Sperrdifferenzials. Liegt ein Be-triebspunkt aus linkem und rechtem Moment im grauen Bereich, so sind die beiden Seitenwellen miteinander verbunden. Außerhalb des grauen Felds tritt eine Relativdrehung der Wellen zueinander auf. Eine Vorspannung erweitert den Bereich, in dem nur kleine Momente an den Rädern auftreten, um einen konstanten Wert



Rampe und der Differenzialbolzen als Spreizkeil. Ist die Rampe flach (Abb. M.74b), so genügt ein geringeres Antriebsmoment um dasselbe Sperrmoment durch die Lamellen hervorzurufen, das eine steilere Rampe (M.74a) erst bei höherem Antriebsmoment erreicht. Außerdem besteht bei diesem Typ des Sperrdifferenzials die Möglichkeit die Rampen in Antriebs- und Schleppmomentrichtung anders zu gestalten. Das Differential hat dann beim Beschleunigen und beim Bremsen unterschiedliche Kennungen.

Die zur Vorspannung der Lamellenkupplung einbaubaren Tellerfedern 7 (in der unteren Schnitthälfte von Abb. M.73 dargestellt) erzeugen eine vom übertragbaren Moment unabhängige, konstante Initialsperrwirkung, die aber gelegentlich durch Knarrgeräusche auf sich aufmerksam macht. Bei einem Formel-Renault-Wagen beträgt das Grundsperrmoment eines neuen Differenzials 78 Nm (mit einer Toleranz von  $-14,5$  bis  $+10$  Nm). Im Gebrauch sinkt dieser Wert um ca. 30 %. Man erreicht so eine Sperrbereitschaft auch bei extrem ungünstigen Fahrbahnzuständen (z. B. ein auf Glatteis stehendes Rad) oder bei Abheben eines Rads. Trotzdem bleibt der Nachteil bestehen, dass ein solches Differential immer ein schlupfabhängiges Grundsperrmoment aufweist. Dies ist u. a. beim Einparken und



**Abb. M.76** Kurven-Selbstsperrdifferenzial mit radialen Kurvenbahnen (ZF). Einige Gleitsteine zwischen den Kurvenbahnen verkeilen die beiden Nabenscheiben, sobald ein Moment übertragen wird oder der Drehzahlunterschied zwischen den Nabenscheiben zu groß wird, 1 Rollenkäfig *cage*, 2 Differenzialkorb *differential housing*, 3 Gleitstein *pawl*, 4 Nabe mit Innenbahn *inner cam*, 5 Nabe mit Außenbahn *outer cam*

bei schlupffreier Kurvenfahrt unerwünscht. In Abb. M.75 ist ein Kennfeld eines Sperrdifferenzials zu sehen.

Die momentenabhängige Anpresskraft kann auch durch die Verzahnungsspreizkräfte des Kegelraddifferenzials als ausschließliches Mittel zur Anpressung verwendet werden. Diese Anpresskräfte sind etwa um einen Faktor 3 kleiner als die mit Druckringen erreichbaren. Weiterhin ist der Nachteil zu beachten, dass sich während des Selbstsperr- bzw. Ausgleichsvorgangs der Zahneingriff der Kegelräder negativ verändert, weil die anzupressenden Reibungskupplungen nicht spielfrei sein dürfen.

**Kurven-Selbstsperrdifferenzial Cam and Pawl.** An vielen Rennfahrzeugen wird dieses nicht einstellbare Sperrdifferenzial eingesetzt. Die linke und rechte Seitenwelle werden mit Gleitsteinen über Kurvenbahnen verbunden, Abb. M.76. Der Achsantrieb erfolgt über den Rollenkäfig, der die Umfangskraft auf die Gleitsteine überträgt. Im zugkraftfreien Zustand können sich die beiden Antriebsräder unabhängig voneinander bewegen. Sobald das Antriebsmoment auf die Gleitsteine wirkt, sperrt das Differenzial, weil die Anzahl der Kurvenscheitel bei Innen- und Außenbahn unterschiedlich ist. Drei bis vier Gleitsteine klemmen zwischen den Rampen von Innen- und Außenring und übertragen das gesamte Moment. Allerdings sperrt es nicht völlig, das kurveninnere Rad kann noch je nach Anzahl der Erhebungen und Rampenwinkel der Kurvenbahnen durchdrehen. Die Gleitsteine können ja dem nacheilenden Ring in radialer Richtung folgen. Es ist wartungsintensiv und zeigt vor allem bei Reifen mit hoher Haftung starken Verschleiß. So müssen diese Einheiten etwa alle 600 bis 1000 km ausgetauscht werden [13]. Verschlissene Differenziale arbeiten wie offene Differenziale, allerdings ändert sich mit fortschreitendem Verschleiß das Sperrverhalten, was die Einschätzung des Fahrzeugverhaltens für den Fahrer erschwert. Die Sperrwirkung setzt beim Beschleunigen abrupt ein, was die Stabilität des Fahrzeugs negativ beeinflusst. Hersteller: Zum Beispiel Hewland, ZF.

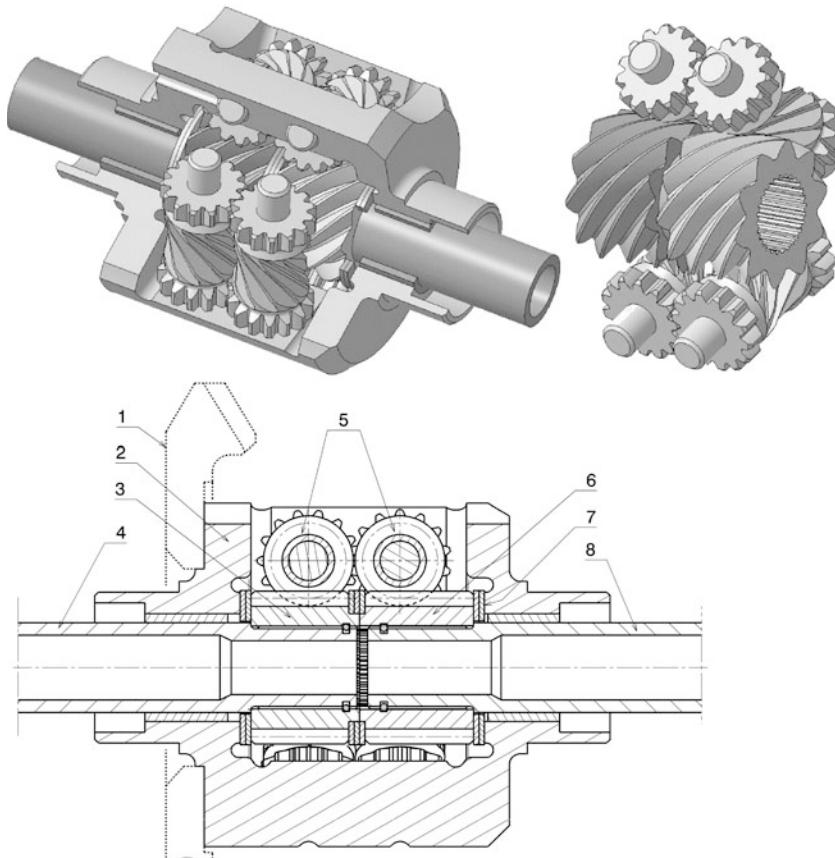
**Selbstsperrdifferenzial mit Schneckenrädern (Torsen) Torsen, Quaife.** Das Torsen-Differenzial (von **torque sensing** = drehmomentführend) wird sowohl als Ausgleichsgetriebe zwischen den Rädern einer Achse (Querausgleich) als auch als Verteilergetriebe zwischen den Achsen eines Allradantriebs (Längsausgleich) eingesetzt.

Der Antrieb erfolgt über das Tellerrad des Achsgetriebes (Pos. 1 in Abb. M.77) und damit über das Differentialgehäuse (2). Im Differentialgehäuse sind sechs Schneckenräder (5) gelagert, die das Moment zu den Schnecken (3,6) der Abtriebswellen links (4) und rechts (8) leiten. Die Schneckenräder stützen sich im Gehäuse axial ab. Die Schnecken sind durch die drei kämmenden, gleichmäßig am Umfang verteilten Schneckenräder radial geführt. Axial laufen die Schnecken über Anlaufscheiben (7) am Gehäuse oder an der Nachbarschnecke an. Bei Geradeausfahrt mit gleichem Abtriebsmoment an beiden Rädern läuft das gesamte Differential als Block um. Bei Kurvenfahrt kommt es zu einem Drehzahlausgleich, weil jeweils zwei Schneckenräder benachbarter Achsseiten über Stirnverzahnungen an ihren Enden gekoppelt sind. Die Steigung der Schnecken lassen zwar wegen ihrer Größe keine Selbsthemmung zu, die von der Gleitbewegung herrührenden Reibungsverluste sind jedoch wie bei allen Schneckentrieben so groß, dass sie als Sperrmoment dienen können. Gleichzeitig kommt es durch den umfangskraftabhängigen Axialschub der beiden Schnecken zu weiterer Reibung zwischen den Anlaufscheiben und dem Gehäuse. Durch die Gestaltung der Anlaufscheiben, die wie Kupplungslamellen wirken, kann die Höhe des Sperrmoments beeinflusst werden. Außerdem wird der Sperrwert nochmals durch eine absichtliche Fehlanpassung der Verzahnungen von Schnecken und Schneckenrädern erhöht. Die Auswirkungen zeigt Abb. M.78.

Für den Aufbau der Sperrwirkung sind ein positives Antriebsmoment und eine Differenzdrehzahl zwischen den Abtriebswellen erforderlich. Liegt kein Antriebsmoment an, wie z. B. im Schiebetrieb, ist die Sperrwirkung aufgehoben. Beim Bremsen wirkt dieses Differenzial also ähnlich wie ein offenes Differenzial und ist somit ABS-tauglich.

Bei einem offenen Differenzial diktiert bei unterschiedlicher Haftung links und rechts das Rad mit dem geringeren Reibwert die mögliche Zugkraft der Achse. Beide Räder können nur die Zugkraft des „schwächeren“ Rads aufbauen, also in Summe genau das Doppelte. Bei einem Torsen-Differenzial kommt in einer solchen Situation noch das Sperrmoment zwischen den Achsen hinzu, so dass je nach Höhe des Sperrmoments bei niedrigen Fahrbahnreibwerten das Rad auf der günstigeren Seite das 3- bis 6-fache des Nachbarrads übertragen kann, Abb. M.78.

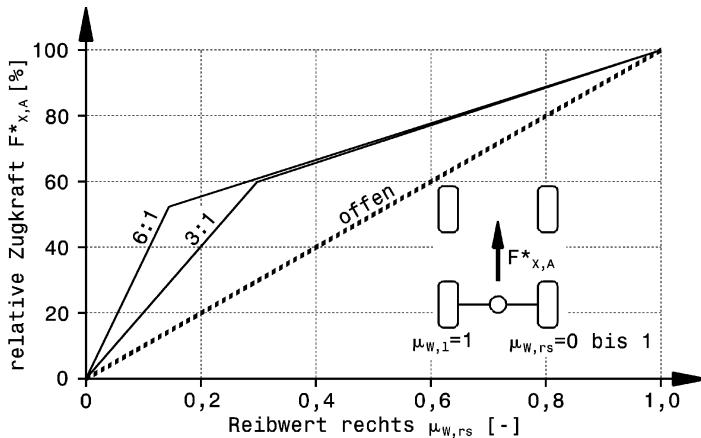
Torsen-Differenziale bewirken von allen Selbstsperrdifferenzialen das geringste Leistungsuntersteuern.



**Abb. M.77** Torsen-Differenzial, links oben: Teilgeschnittene Darstellung; rechts: Radsatz, wobei ein Schneckenradpaar aus Gründen der Übersicht nicht dargestellt ist; unten: Schnittdarstellung. 1 Tellerrad *crown wheel*, 2 Differentialgehäuse *differential housing*, 3 Schnecke links *worm gear left*, 4 Abtriebswelle links *half shaft left*, 5 Schneckenräder *planetary worms*, 6 Schnecke rechts *worm gear right hand*, 7 Anlaufscheiben *thrust washers*, 8 Abtriebswelle rechts *half shaft right hand*

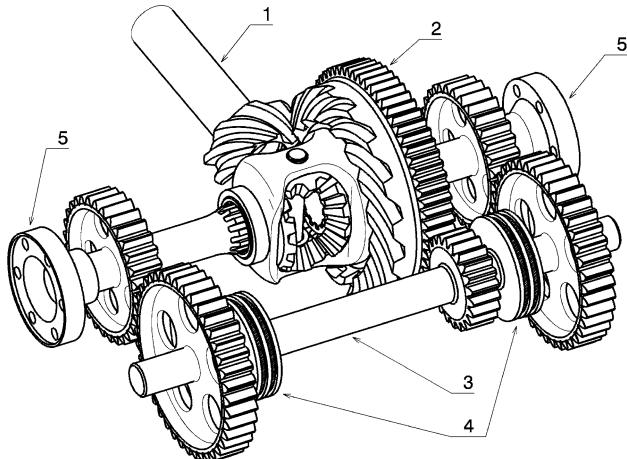
**Momentenverteilendes Differenzial *Torque Vectoring Differential*.** Neben dem Behindern bzw. Sperren der Ausgleichsfunktion gibt es durch die heutigen Möglichkeiten mechatronischer Systeme Weiterentwicklungen in Richtung aktiver Differenziale. Diese können die Stabilität des Fahrzeugs erhöhen bzw. aufrechterhalten indem sie das ausbrechende Fahrzeug mit einem Gegen-Giermoment abfangen oder indem sie ein aus der Kurve beschleunigendes Fahrzeug im Sinne der Kurve drehen. Abbildung M.79 zeigt beispielhaft die Funktion eines solchen aktiven Differenzials.

Eine Vorgelegewelle (3) wird über eine zusätzliche Stirnradstufe (2) vom Achsgetriebe (1) angetrieben. Die Vorgelegewelle ist dreigeteilt und kann über zwei Reibkupplungen (4) verbunden werden. Im normalen Fahrbetrieb sind beide Kupplungen (4) offen und das Ausgleichsgetriebe arbeitet als offenes Differenzial. Soll nun die linke Seitenwelle mehr Momentenanteil erhalten, so wird die linke Kupplung aktiviert. Die Übersetzungen sind so gewählt, dass die Vorgelegewelle die Seitenwelle etwas rascher rotieren lässt als der Achsantrieb (etwa 10 % schneller). Die linke Seitenwelle wird in



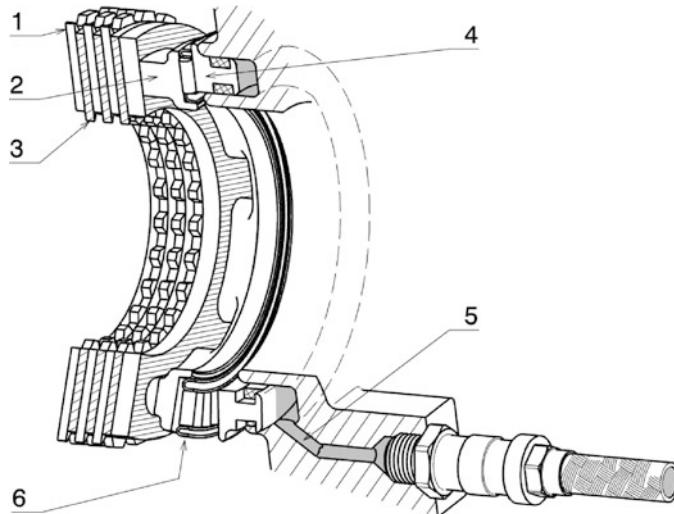
**Abb. M.78** Kennlinien von Torsen-Differenzialen. Neben zwei unterschiedlichen Torsen Differenzialen mit einer Momentenaufteilung (TBR) von 3 : 1 und 6 : 1 ist zum Vergleich die Kennlinie eines offenen Differenzials eingezeichnet. Durch das Sperrmoment des Torsen-Differenzials kann das Fahrzeug besonders bei einseitig niedrigen Reibwerten eine wesentlich höhere Zugkraft aufbauen

**Abb. M.79** Aktives Differenzial, nach [14]. 1 Antriebswelle des Achsantriebs *input shaft final drive*, 2 Stirnrad, mit Tellerrad verbunden *spurgear*, 3 Vorgelegewelle *lay shaft*, 4 Reibkupplungen *friction clutches*, 5 Flansch der Seitenwellen *flange of axle shafts*. Das Antriebsmoment der Antriebswelle (1) gelangt über Stirnräder (2) zusätzlich zum üblichen Pfad über das Differenzial auch zur Vorgelegewelle (3). Von dieser kann es nach Bedarf über eine der beiden Reibkupplungen (4) gezielt auf eine der beiden Seitenwellen (5) geleitet werden



diesem Beispiel also beschleunigt, während die rechte Seitenwelle bei gleich bleibender Antriebswellendrehzahl durch das Ausgleichsgetriebe verzögert wird. Damit kann auch erhöhtes Moment an das (schneller drehende) kurvenäußere Rad geleitet werden. Die Ansteuerung der beiden Kupplungen erfolgt über ein Steuergerät. Dieses erfasst über Sensoren den Fahrzustand des Wagens (Längs- und Querbeschleunigung, Gierbewegung, ...) und errechnet über eine Strategie die Modulation der Kupplungen. Beide Kupplungen dürfen nie gleichzeitig geschlossen sein, denn das würde das System blockieren.

Über hydraulische Aktuatoren können auch Lamellensperrdifferenziale elektronisch beeinflusst werden. Dabei wird ein Sperrmoment in Abhängigkeit der Raddifferenzdrehzahlen und/oder des Motor-Eingangsmoments eingestellt. Abbildung M.102 zeigt ein Ausgleichsgetriebe dessen Sperrwirkung über hydraulische Lamellenkupplungen beeinflussbar ist. Werden zwei solcher Lamellenkupp-



**Abb. M.80** Hydraulischer Aktuator für ein beeinflussbares Differenzial, 1 Außenlamelle *outer friction plate*, 2 Druckring *thrust ring*, 3 Innenlamelle *inner friction plate*, 4 Ringkolben mit Dichtringen *annular piston with sealing rings*, 5 Hydraulikflüssigkeit *hydraulic fluid*, 6 Axiallager *thrust bearing*. Der Ringkolben (4) presst das Lamellenpaket (1,3) durch den hydraulischen Druck zusammen. Dadurch überträgt das Paket ein gewisses Sperrmoment zwischen Differenzialgehäuse und Ausgleichskegelrad bzw. Seitenwelle

lungen separat für jede Abtriebsseite vorgesehen, kann das Antriebsmoment durch unterschiedliches Betätigen der Kupplungen gezielt auf die Seitenwellen aufgeteilt werden. In Abb. M.80 ist solch ein hydraulischer Aktuator für eine Seite des Ausgleichsgetriebes dargestellt. Natürlich ist ein zusätzlicher elektronischer Steueraufwand mit entsprechenden Sensoren und Hydraulikkomponenten für die Funktion eines solchen beeinflussbaren Differenzials erforderlich.

Solche beeinflussbaren Differenziale wirken allerdings keine Wunder. Auf der Rundstrecke beeinflussen sie kaum die Rundenzeit oder die Art wie das Fahrzeug zu fahren ist. Die Hauptvorteile ergeben sich durch die höhere Stabilität beim Beschleunigen sowie Bremsen und durch eine höhere Lenkwilligkeit des Wagens beim Einlenken unter Last [14].

## 5 Wellen Shafts



Die Hauptfunktion von Wellen ist es ein Drehmoment zu übertragen. Durch die tatsächliche Art ein Drehmoment in die Welle einzuleiten entstehen mitunter auch Biegemomente. Dies ist beispielsweise bei Zahnrädern, Kettenrädern usw. und bei Kreuzgelenken der Fall. Für eine Grobauslegung des

kleinsten Wellendurchmessers soll nur die Hauptfunktion bestimmen sein:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{T}{\tau_{ts,zul}}}$$

$$D \geq \frac{1}{\sqrt[3]{1 - (d/D)^4}} \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{T}{\tau_{ts,zul}}}$$

$D$  Außendurchmesser einer Welle, mm

$d$  Innendurchmesser einer Hohlwelle, mm

$T$  Drehmoment, N mm

$\tau_{ts,zul}$  zulässige Torsionsspannung des Wellenwerkstoffes, N/mm<sup>2</sup>.

$\tau_{ts,zul} \approx \tau_{ts,sch}/12$  zur Berücksichtigung noch nicht bekannter Biegemomente und Kerben

Je nach Einbauort im Fahrzeug werden Längswellen (vom Motor zum Achsgetriebe) und Seitenwellen (vom Achsgetriebe zum Rad) unterschieden.

## 5.1 Antriebswellen Prop(eller) Shafts AE: Drive Shafts

Antriebswellen haben die Aufgabe das Drehmoment und die Drehbewegung des Motors über einen gewissen räumlichen Abstand weiterzuleiten. Sie werden somit bei Fahrzeugen mit Standardantrieb und bei Allradfahrzeugen (siehe auch Abb. M.112 und M.113) benötigt. Mittelmotorfahrzeuge haben das Getriebe üblicherweise direkt am Motor angeflanscht, dadurch entfällt die Antriebswelle. Es existiert auch eine Mischbauform, bei der der Motor vorne und das Schaltgetriebe hinten im Fahrzeug angeordnet sind. Dazwischen läuft eine Antriebswelle mit Motordrehzahl (Transaxle-Anordnung). Beim Pkw ist zusätzlich von Bedeutung, dass bei einem Frontalaufprall die Gelenkwelle auch Längskräfte zwischen der Motor-Getriebeeinheit und der Hinterachse überträgt. Dies erfordert auch eine crashgerechte Gestaltung der Antriebswellen. Die Welle soll dabei im Crashfall möglichst rasch versagen, damit das Fahrzeug-Crashverhalten nicht negativ von ihr beeinflusst wird.

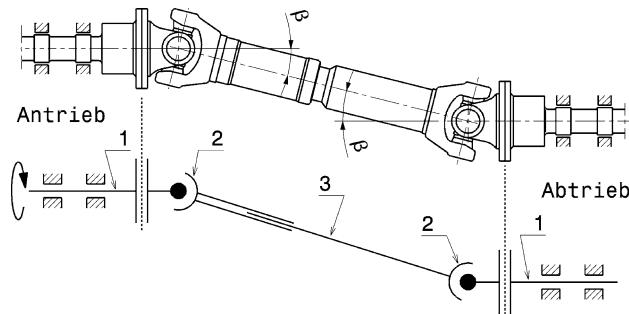
Durch die Distanz zwischen den Wellenenden führen kleine (unvermeidbare) Verformungen des Rahmens zu merklichen Verschiebungen der Anschlussflansche. Aus dem Grund werden Antriebswellen als mehrteilige Gelenkwellen ausgeführt, Abb. M.81. Darüber hinaus lassen sich starre Wellen durch die Summierung der Fertigungstoleranzen nicht verspannungsfrei zwischen Aufnahmestellen verschrauben, die nicht direkt miteinander verbunden sind. Das ist z. B. schon der Fall, wenn das Getriebe vorne und das Achsgetriebe hinten am Rahmen verschraubt ist. Kommt es zu einer Relativbewegung zwischen den Anschlussstellen der Welle (z. B. wenn das Achsgetriebe mit der Achse mitfedornt), wird auch ein Längenausgleich der Gelenkwelle erforderlich.

Den Einsatz einer Antriebswelle bei einem Tourenwagen mit Allradantrieb zeigt Abb. M.113.

Beim Standardantrieb dreht sich die Antriebswelle üblicherweise (d. h. bei einem koaxialen Vorgelegegetriebe) in dieselbe Richtung wie der Motor, also auf die Kupplung gesehen entgegen dem Uhrzeigersinn. Durch den Drehsinn ergibt sich der grundsätzliche Aufbau eines Kegelrad-Hinterachsgesetriebes. In dem Fall sitzt der Triebling in der Mitte und das Tellerrad in Fahrtrichtung links. Kommt ein einstufiges Getriebe zum Einsatz, dreht die Antriebswelle entgegen der Motordrehrichtung und das Hinterachsgetriebe benötigt das Tellerrad auf der rechten Seite, vgl. dazu auch Abb. M.112.

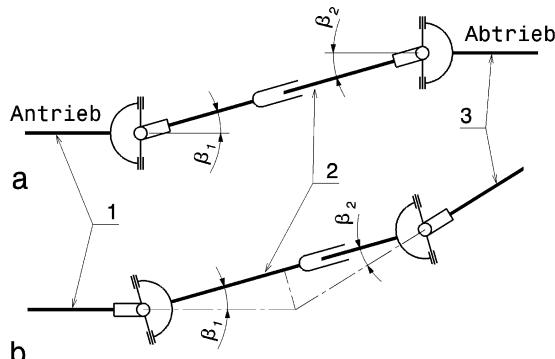
**Gelenke Joints.** Als Gelenke für Längswellen kommen Kreuzgelenke (*Hook's joint*), Gleichlaufgelenke (siehe Abschn. M.5.3) und Kleinwinkelgelenke in Frage. Kreuzgelenke (auch Kardang.)

**Abb. M.81** Gelenkwelle mit Kreuzgelenken und Längsausgleich, Z-Anordnung, oben: Ansicht. Unten: Sinnbild. 1 Verbindungsrolle connecting shaft, 2 Gelenk joint, 3 Zwischenwelle intermediate shaft,  $\beta$  Beugewinkel deflection angle



**Abb. M.82** Anordnungen zweier Kreuzgelenke zur Kompensation der Drehungleichförmigkeit avoidance of non-uniformity.

a Z-Anordnung Z-configuration,  
b W-Anordnung W-configuration,  
1 Antriebswelle drive shaft, 2 Zwischenwelle intermediate shaft,  
3 Abtriebswelle output shaft. Damit die Drehzahlen  $n_1$  und  $n_3$  der An- und Abtriebswellen immer gleich sind, müssen die Winkel  $\beta_1$  und  $\beta_2$  gleich groß sein



weisen einen verhältnismäßig einfachen Aufbau auf und arbeiten sehr verlustarm, haben jedoch den Nachteil, dass die Ausgangsdrehzahl gegenüber der Eingangsdrehzahl zyklisch schwankt. Die Abtriebswelle wird also bei gleich bleibender Drehzahl der Antriebswelle während einer Umdrehung beschleunigt und wieder verzögert. Das kann nur verhindert werden, indem die Wirkung zweier Kreuzgelenke einander aufheben. Je nach Anordnung der beiden Kreuzgelenke spricht man von Z- oder von W-Anordnung, Abb. M.82. Auch wenn so die Abtriebswelle gleichmäßig rotiert, die Zwischenwelle wird in jedem Fall beschleunigt und verzögert. Für kleine Beugewinkel ( $< 3^\circ$ ) ist die Ungleichförmigkeit jedoch noch so klein, dass sie tolerierbar ist. Deshalb findet sich dieses Gelenk auch noch bei Pkw-Längswellen.

Gleichlaufgelenke übertragen zwar die Drehbewegung auch im gebeugten Zustand gleichförmig, sind aber relativ schwer. Weist die Gelenkwelle nur kleine Beugewinkel auf, macht sich die größere Masse kaum bezahlt.

Kleinwinkelgelenke (elastische Gelenke) stellen eine interessante Alternative zu den etablierten Lösungen dar, Abb. M.83. Im Prinzip arbeiten sie wie eine Hardy-Scheibe: Zwei starre Flansche werden mit einer elastischen, biegeweichen so genannten Flex-Disc verbunden. Die maximalen Beugewinkel betragen etwa  $1.5^\circ$ . Die Flex-Disc kann aus Stahl oder Kunststoff sein. Die Kunststoff-Variante (Composite Disc) besteht aus faserverstärkten Lagen. Die Abwinkelbarkeit wird durch die elastische Dehnung der in duroplastischer Matrix eingebetteten Glasfasern ermöglicht. Diese Gelenke sind für hohe Drehzahlen geeignet, weisen Gleichlaufeigenschaften auf und benötigen keine zusätzliche Zentrierung. Allerdings sollten sie auf einer Welle zusammen mit einem Gleichlaufverschiebegelenk eingesetzt werden. Das vermeidet mehrachsige Spannungszustände in der Composite Disc, was besonders beim scharfen Anfahren, wo durch den fehlenden Längsausgleich neben dem

**Tab. M.9** Gelenksanordnungen von Längswellen [35]

Gelenksart	Einbauort		
	Getriebeseite	Zwischenlager	Achsgetriebeseite
	VL/HS GI/HV	Kreuzgelenk	elastisches Gelenk

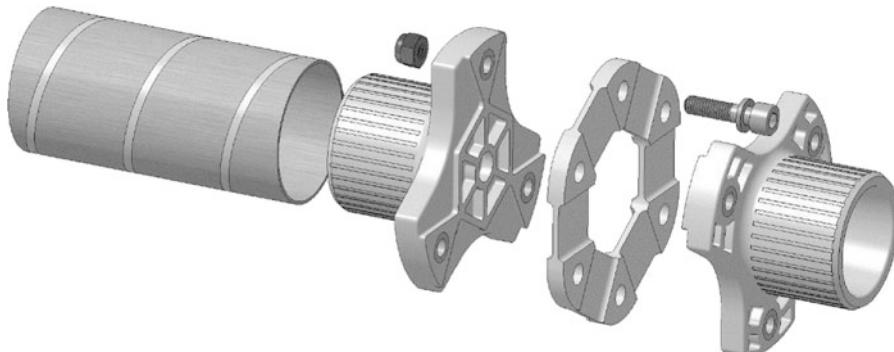
Gelenksbezeichnungen: siehe Abschn. M.5.3

Drehmoment und dem Beugewinkel auch eine Axialkraft wirkt, der Fall ist [33]. Die Dreiarmlfansche können ebenfalls aus Kunststoff sein und nehmen die Verbindungsschrauben in Metallinserns auf.

Typische Verwendungen von Gelenken bei Längswellen sind in Tab. M.9 aufgelistet, vgl. auch Abb. M.86.

Durch dynamische Vorgänge wird das maximale Drehmoment, das Gelenkwellen übertragen müssen, sehr viel größer als es dem Motornennmoment umgerechnet mit der Übersetzung der Gelenkwellenebene entspricht. Als Faustregel kann man bei ersten Kalkulationen vom Doppelten des Motornennmoments ausgehen. Beispielhaft zeigt Abb. M.84 den zeitlichen Verlauf des Gelenkwellenmoments bei einem Knallstart. Dabei wird das getretene Kupplungspedal bei hoher Motordrehzahl im ersten Gang schlagartig losgelassen. Im Diagramm ist das Gelenkwellenmoment auf das Motormoment bezogen und auf diese Stelle umgerechnet.

Unmittelbar nach dem schlagartigen Einkuppeln erreicht das Moment der Gelenkwellen den Höchstwert mit dem Dreifachen des Motornennmoments (also tatsächlich das dreifache Motormoment mal Getriebeübersetzung des ersten Gangs). Man erkennt am zeitlichen Verlauf, dass sich eine Schwingung ausbildet. In der ersten Phase sind Motor- und Fahrzeugmasse noch entkoppelt, weil Kupplung und Reifen rutschen. Die Frequenz der Momentenschwingung ist daher mit 13 Hz noch relativ hoch. Sobald die Kupplung zu haften beginnt, ist die Motormasse Teil des schwingenden Systems und die Frequenz sinkt auf etwa 10 Hz. Schließlich erreichen die Reifen ihre Haftgrenze und somit kommt auch die Fahrzeugmasse ins Spiel. Die Frequenz sinkt weiter auf etwa 3 Hz. Es bilden sich Ruckelschwingungen aus. Beim Übergang in die Phase des Reihenhaftens erreicht das Gelenkwellenmoment eine zweite nennenswerte Überhöhung, nämlich auf etwa das Doppelte des Motornennmoments.



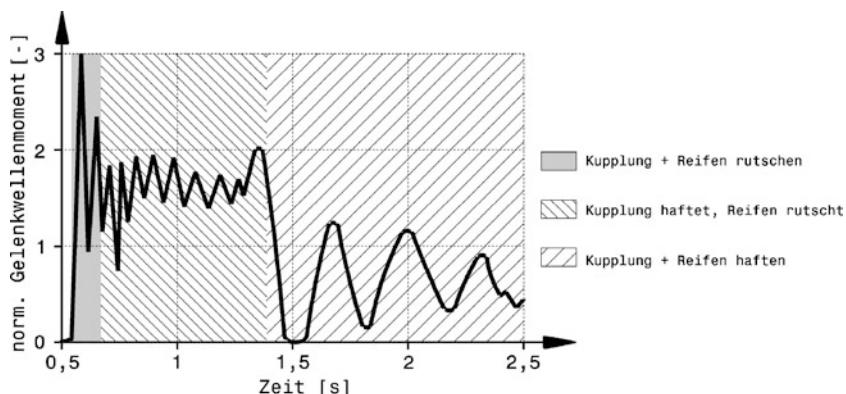
**Abb. M.83** Kleinwinkelgelenk aus Kunststoff. Eine Faserverbundstoffwelle wird mit einem Dreiarmlfansch aus Kunststoff verklebt. Zwischen den beiden Flanschen überträgt eine Verbundwerkstoffscheibe das Drehmoment

**Tab. M.10** Biegekritische Drehzahlen glatter Stahlwellen [32]

Lagerung	$n_{\text{krit},1}$ $\text{min}^{-1}$	$n_{\text{krit},2}$ $\text{min}^{-1}$	$n_{\text{krit},3}$ $\text{min}^{-1}$	$n_{\text{krit},4}$ $\text{min}^{-1}$
frei aufliegende („kugelig“ gelagerte) Welle, z. B. Pendellager	$122,5 \cdot 10^6 \cdot d/l^2$	$4n_{\text{krit},1}$	$9n_{\text{krit},1}$	$16n_{\text{krit},1}$
an beiden Enden eingespannt, z. B. sehr starre Lager	$277,7 \cdot 10^6 \cdot d/l^2$	$2,8n_{\text{krit},1}$	$5,49n_{\text{krit},1}$	$8,9n_{\text{krit},1}$
ein Ende eingespannt, ein Ende frei („fliegende“ Welle)	$43,6 \cdot 10^6 \cdot d/l^2$	$6,276n_{\text{krit},1}$	$17,55n_{\text{krit},1}$	$34,41n_{\text{krit},1}$

$d$  Wellendurchmesser, mm

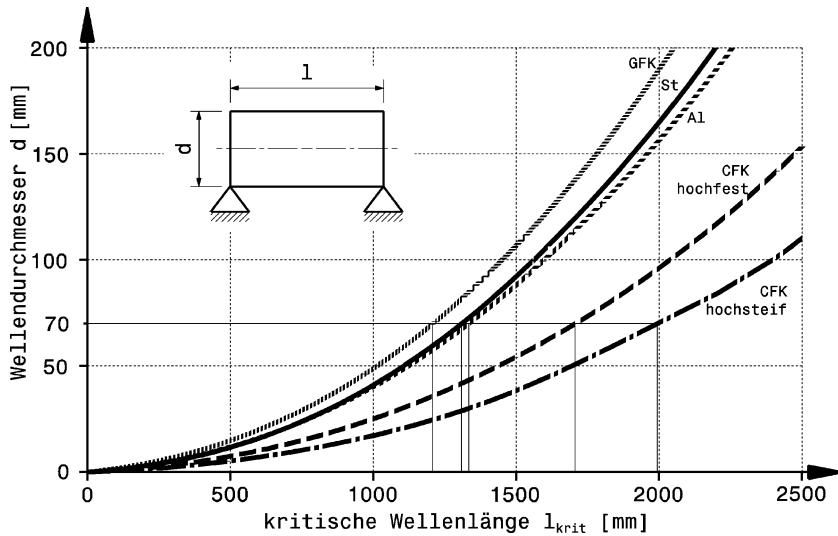
$l$  Lagerabstand bzw. Wellenlänge, mm



**Abb. M.84** Lastüberhöhung bei hochdynamischem Anfahrvorgang, nach [30]. Das Moment der Gelenkwellen erreicht anfangs das Dreifache und beim Übergang von Gleiten auf Haften der Reifen das Doppelte des Motor-nennmoments

**Biegekritische Drehzahl Whirling Speed.** Ein wichtiges Kriterium für Gelenkwellen ist die biegekritische Drehzahl. Das sind jene Drehzahlen, bei denen das schwingungsfähige System Welle plus Zusatzmassen in Resonanz gerät. Diese kritischen Drehzahlen sind von der Steifigkeit (Durchbiegung) und der Masse abhängig. Die Steifigkeit wird durch den Lagerabstand, den Wellenquerschnitt und durch den Wellenwerkstoff ( $E$ -Modul) beeinflusst. Für ein System mit  $n$  Teilmassen existieren  $n$  kritische Drehzahlen, wobei meist die kleinste von Interesse ist (Grundfrequenz). Bei glatten durchgehenden Wellen kann man sich das System aus unendlich vielen Teilmassen vorstellen und demnach gibt es auch unzählbar viele kritische Drehzahlen. Durchbiegungen durch Zahnkräfte oder sonstige radial auf die Welle wirkende Kräfte haben keinen Einfluss auf die kritische Drehzahl, weil sie keine „Fliehkräfte“ verursachen. Ebenso ist die Einbaulage der Welle ohne Bedeutung. Anhaltswerte für die ersten vier biegekritischen Drehzahlen glatter Wellen aus Stahl zeigt Tab. M.10.

Wie sich der Werkstoff einer Gelenkrolle auf die biegekritische Drehzahl auswirkt zeigt Abb. M.85. Dabei wird der Lagerabstand so verändert, dass die kritische Drehzahl  $7000 \text{ min}^{-1}$  wird. Es folgt daraus bei gegebenem Wellendurchmesser eine kritische Länge, ab der die Welle bei  $7000 \text{ min}^{-1}$  in Resonanz gerät. Die betrachtete Welle müsste also im Einsatzfall kürzer oder mit größerem Durchmesser ausgeführt werden. Kommt keine der beiden Maßnahmen in Frage, z. B. weil Platzgründe dagegen sprechen, so bleibt nur noch die Lösung mit einem oder mehreren Zwischenlagern. Aus dem Bild ist zu erkennen, dass CFK-Wellen auch bei größeren Radständen des Fahrzeugs noch einteilig



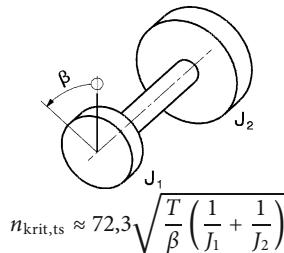
**Abb. M.85** Werkstoffeinfluss auf die kritische Länge von Gelenkwellen, nach [30]. Dem Diagramm liegt eine kritische Biegedrehzahl von  $7000 \text{ min}^{-1}$  zu Grunde. Das Ablesebeispiel zeigt die Unterschiede für einen Wellendurchmesser von 70 mm. Eine Welle aus GFK darf höchstens 1200 mm lang sein, eine aus hochsteifen CFK kann fast 2000 mm lang sein, bevor sie bei  $7000 \text{ min}^{-1}$  in Resonanz gerät

ausgeführt werden können, während Stahl oder GFK-Wellen womöglich schon ein Zwischenlager benötigen.

Dass Stahl- und Aluminiumwellen etwa das gleiche Schwingungsverhalten aufweisen, ergibt sich aus dem ähnlichen Verhältnis E-Modul/Dichte der beiden Werkstoffe.

Bei der Wellenauslegung ist darauf zu achten, dass die Höchstdrehzahl einen „Sicherheitsabstand“ zur ersten biegekritischen Drehzahl aufweist.

**Torsionskritische Drehzahl Torsional Critical Speed.** Ebenso wie Biegeschwingungen möglich sind, kann eine elastische Welle auch Torsionsschwingungen vollführen. Für eine Welle mit zwei Massen an ihren Enden ergibt sich eine verdrehkritische Drehzahl von:

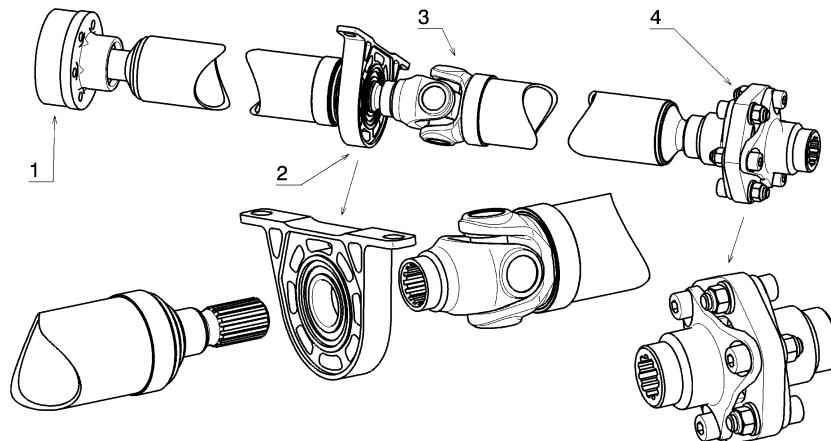


$n_{\text{krit,ts}}$  torsionskritische Drehzahl,  $\text{min}^{-1}$

$T$  Drehmoment, Nm

$\beta$  Verdrehwinkel der Welle beim Moment  $T$ , °

$J_1, J_2$  Massenträgheitsmoment der Massen am Wellenende,  $\text{kg m}^2$



**Abb. M.86** Zweiteilige Welle mit Zwischenlager *two-piece shaft with centre bearing*. 1 Anschluss Getriebeseite *coupling to the gearbox*, 2 Zwischenlager *centre bearing*, 3 Kreuzgelenk *Hook type joint*, 4 Anschluss Achsgetriebe mittels elastischem Gelenk *coupling to final drive by flexible fabric*

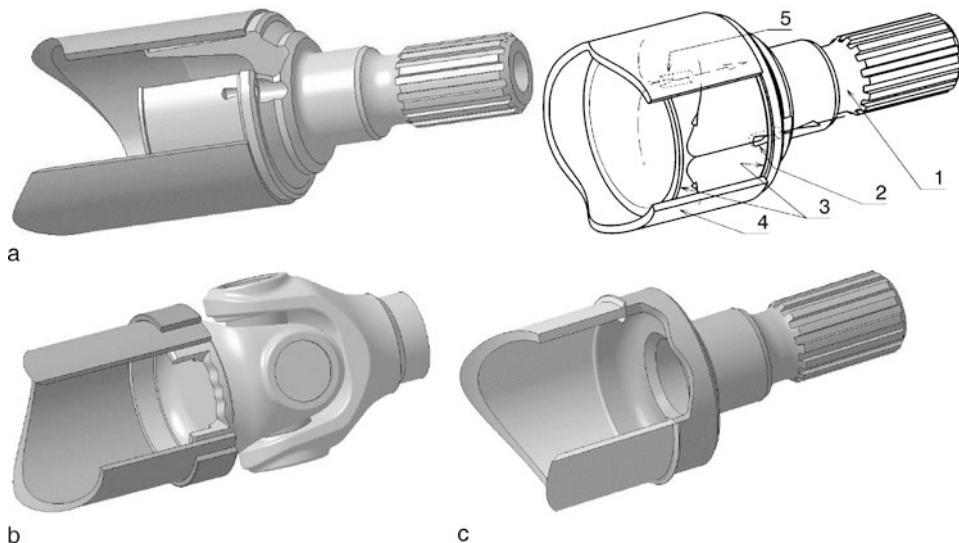
Eine einteilige Längswelle hat gegenüber einer zweiteiligen Ausführung Gewichts- und Kostenvorteile. Trotzdem wird die zweiteilige Variante mit Zwischenlager bei Pkw mehrheitlich verbaut. Der Grund liegt in der biegekritischen Drehzahl und Akustikforderungen, die bei den gegebenen Radständen mit Stahlwellen nur mit Zwischenlager erfüllbar sind. Abbildung M.86 zeigt eine solche Längswelle mit Zwischenlager. Den Getriebeanschluss (1) bilden in der Regel Verschiebegelenke in Gleichlauf- oder Tripodenausführung. Beim Zwischenlager (2) ist die Welle aus Montagegründen geteilt. Im Anschluss an dieses Lager kommt ein Kreuzgelenk (3) zum Einsatz. Die Verbindung zum Hinterachsgesetz wird über ein elastisches Gelenk (4) hergestellt.

Damit Wellen ihre Funktion mit möglichst geringer Masse erfüllen, werden sie in Differenzialbauweise aufgebaut. Dabei kann jeder Wellenabschnitt aus dem dafür geeigneten Werkstoff bestehen. Die Anschlussstücke, also Gelenkgabeln, Dreiarmflansche oder Zahnwellenzapfen, bestehen aus Stahl- oder Aluminiumlegierungen. Die eigentlichen Wellen werden rohrförmig aus Stahl-, Aluminium- sowie Titanlegierungen oder Faserverbundwerkstoffen hergestellt. Bei letzteren ergibt sich durch das Wickelverfahren ein breites Spektrum an Biege- und Torsioneigenschaften, welches durch Wickelwinkel (Faserablagewinkel), Mischungsverhältnis unterschiedlicher Fasern und Matrixwerkstoff beeinflusst wird. Außerdem haben Wellen aus Faserverbundwerkstoffen den Vorteil, dass sie gegenüber Stahlwellen bei gleichen Wellendurchmessern größere Abstände resonanzfrei überbrücken können (Abb. M.85), also einteilig ausgeführt werden können. Dazu kommt noch der Vorteil der geringeren Dichte gegenüber den metallischen Werkstoffen.

Große Bedeutung bei solchen Wellen in Differenzialbauweise kommt der Verbindungstechnik zu. Für die Verbindung zwischen Hohlwellen und Anschlussstücken kommen folgende Verfahren zum Einsatz:

- Klebeverbindungen
- Klemmverbindungen
- Pressverbindungen
- Reibschweißverbindungen.

Die Wahl des Verbindungsverfahrens hängt neben Fertigungsaspekten auch von den zu verbindenden Werkstoffen ab.



**Abb. M.87** Verbindungen Rohrwellen zu Anschlussstück. **a** Klebeverbindung, **b** Klemmverbindung, **c** Reibschweißverbindung

**Klebeverbindung Bonding.** Durch Kleben können Anschlussteile aus Kunststoff, Stahl- oder Aluminium mit Faserverbundstoffwellen verbunden werden. Es existieren unterschiedliche Verfahren. Eine Methode der Fa. GKN soll stellvertretend vorgestellt werden [33], Abb. M.87a. Die Fügestelle am Anschlussteil (1) für die röhrenförmige Welle wird durch zwei Zentrierbunde (3) mit dazwischen liegendem konischem Ringspalt gebildet. Die Welle (4) wird über die Aufnahmestelle geschoben und dann der Klebstoff unter Druck durch die Bohrung (2) eingebracht. Der Klebstoff breitet sich zunächst in axialer Richtung aus, bis er an den gegenüberliegenden Zentrierbund stößt, wo der Ringspalt weiter als an der Eintrittsstelle ist. Da verläuft der Fließweg in Umfangsrichtung. Wenn der Ringspalt vollständig mit Klebstoff gefüllt ist, tritt dieser an der gegenüberliegenden Bohrung (5) wieder aus. Dieses Verfahren gewährleistet eine luftfreie Verbindung. Als Klebstoff kommt ein Einkomponenten-Epoxidharz zum Einsatz. Die Verbindung wird im Ofen ausgehärtet.

**Klemmverbindung Clamping.** Diese Technik wurde für die Verbindung von Stahl- und Aluminiumanschlussteilen mit Faserverbundrohr entwickelt. Diese Verbindung ist jedoch auch für Aluminiumwellen auf Stahlzapfen möglich. Die Aufnahmestelle des Anschlussstückes wird mit Übergangssitz in die Welle gesteckt. Zusätzlich wird ein Stahlstützring außen über die Welle geschoben. Anschließend wird der Stützring und damit die Welle hydraulisch auf das Anschlussstück gepresst (Querpresssitz), Abb. M.87b.

**Pressverbindung Press-fit Connection.** Dieses Verfahren wurde für denselben Einsatzzweck wie die Klemmverbindung entwickelt. Der Hauptunterschied zum Klemmen besteht auch nur im Fügevorgang. Beim Fügen wird das Endstück der Welle mit definiertem Übermaß in die Welle gedrückt (Längspresssitz). Ein Stahlstützring auf der Welle schränkt die Aufweitung der Welle ein und sichert die erforderliche Vorspannung zum Übertragen des gewünschten Drehmoments.

**Reibschweißverbindung Friction Welding.** Mithilfe dieses Verfahrens können nicht nur Aluminium- sondern auch Stahlendstücke mit Aluminiumrohren prozesssicher verbunden werden, Abb. M.87c. Beim eigentlichen Schweißvorgang wird das rotierende Anschlussstück gegen die Welle gedrückt, bis durch die Reibung eine bestimmte Energiemenge in die Kontaktzone eingebracht worden ist. Nach Stillsetzen der Drehbewegung wird die Anpresskraft erhöht. Dabei wird nur das Aluminiumrohr plastisch deformiert. Auch die metallurgischen Veränderungen im Schweißnahtbereich (Härte- und Festigkeitsabfall) betreffen in erster Linie die Aluminiumwelle, können aber durch gezielte Prozessführung gering gehalten werden. Die statische und dynamische Torsionsfestigkeit dieser Verbindung liegt über der des Rohres.

Im Gegensatz zum Schweißen kommt es bei den Press- und Klemmverbindungen zu keinen Werkstoffänderungen. Nachteilig stehen dem allerdings der Stahlstützring und die erforderliche Überlappung von Welle und Anschlussstück gegenüber, was die Masse der Verbindung erhöht.

Neben den Wellen in Differenzialbauweise gibt es auch einteilige Leichtbauwellen (Monoblockwellen), siehe Abb. M.90.

## 5.2 Seitenwellen Half Shaft, AE: Axle Shafts

Die Torsionssteifigkeit hat Auswirkungen auf den Lastwechselschlag. Durch Aufziehen des Triebstranges, z. B. bedingt durch ein Schaltmanöver, kommt es zum sogenannten Bonanzaeffekt. Tritt Lastwechselschlag und Bonanzaeffekt auf, so wählt man eine dicke Seitenwelle. Bei Torsionsschwingungen, verursacht durch den Antriebsstrang, wählt man eine verhältnismäßig dünne Seitenwelle. Bei einer langen Welle wählt man einen großen Wellendurchmesser bzw. einen Tilger. Ein Tilger hat den Nachteil, dass er eine zusätzliche Masse darstellt, weshalb er auch bei Pkw für Wellen kaum mehr eingesetzt wird.

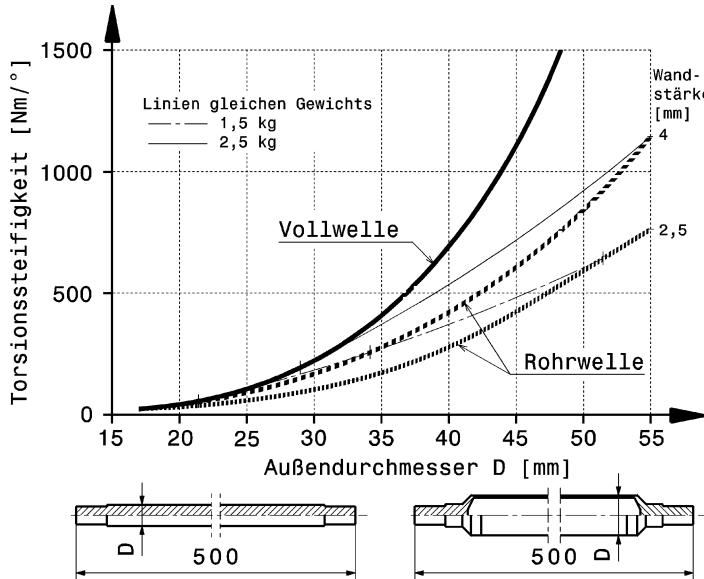
Bei unterschiedlich langen Wellen, wie sie z. B. häufig bei Quermotoren zu finden sind, treten unterschiedliche Gelenkwinkel auf und allgemein gibt es Auswirkungen auf das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs. Weitere Folgen sind Reaktionskräfte in der Lenkung. Auch kommt es zu einer Änderung des Sekundärmomentes. Abhilfe schafft hier eine Zwischenwelle, die den Versatz des Achsgetriebes zur Fahrzeugmitte überbrückt und am Motor gelagert wird. Die beiden Gelenkwellen können so gleich lang ausgeführt werden.

Akustisch kommt es bei steifen Wellen zu einem Brummen. Bei weichen Wellen ist das Aufziehen negativ.

Die Steifigkeiten müssen bei jedem Fahrzeugtyp individuell abgestimmt werden. Dabei sind änderbare Parameter: Wellendurchmesser und Wellenausführung (Hohlwelle, Monoblock usw.). Absolutwerte, ab wann Steifigkeitsdifferenzen merkbar sind, gibt es demnach nicht. Steifigkeiten der Seitenwellen sind auch eher ein Komfortthema als ein Fahrdynamikproblem.

Eine Hohlwelle weist eine wesentlich geringere Masse als eine Vollwelle auf. Durch Wahl eines entsprechend großen Außendurchmessers kann die Torsionssteifigkeit einer Hohlwelle an die der Vollwelle angepasst werden, ohne dass das Gewicht der Vollwelle erreicht wird, Abb. M.88. Nebenbei ist die Biegesteifigkeit der Hohlwelle durch den größeren Durchmesser wesentlich größer als die der Vollwelle.

Kurze Wellen werden meist als Voll- und lange als Hohlwellen ausgebildet. Die Anschlussstummel an Hohlwellen werden angeschweißt oder direkt angeschmiedet. Wobei Schmiedeteile aus Kostengründen den Serienteilen vorbehalten bleiben. Die so genannten Monoblockwellen stellen eine Weiterentwicklung der geschweißten Rohrwellen dar. Die Schweißnaht und damit eine Zone der Werkstoffänderung entfällt. Die Monoblockwelle kann auch in der Gesamtlänge gehärtet werden. Aus diesen Gründen können wesentlich gewichtsgünstigere Wellen dargestellt werden als mit den her-

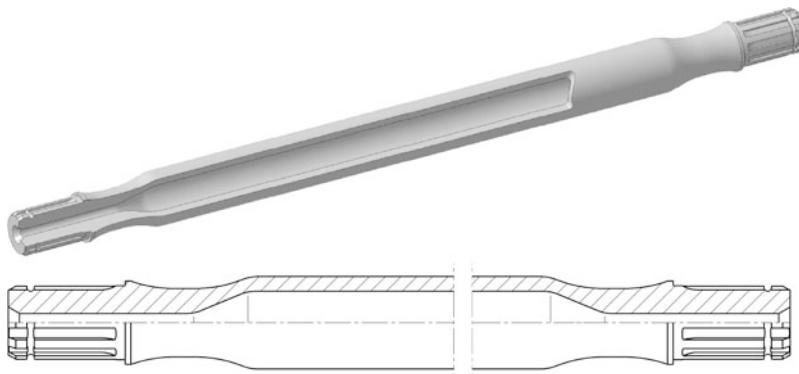


**Abb. M.88** Einfluss der Wellenkonstruktion auf die Masse, nach [34]. Eine Vollwelle mit etwa 37 mm Außendurchmesser hat eine Torsionssteifigkeit von 500 Nm/ $^{\circ}$  bei einer Masse von über 2,5 kg. Dieselbe Verdrehsteifigkeit erreicht eine Hohlwelle mit ca. 47,5 mm Außendurchmesser und 2,5 mm Wandstärke bei einer Masse unter 1,5 kg

**Abb. M.89** Seitenwelle bei einem Formelwagen (Formel Renault 2000). Ansicht von hinten bei abgenommenem Hinterrad. Die abgebildete Welle führt vom Achsgetriebeausgang zum linken Radträger (*links im Bild*). Getriebeseitig kommt ein Tripoden- und radseitig ein Gleichlaufkugelgelenk zum Einsatz. Am *unteren Bildrand* ist die Diffusorausprägung des Unterbodens zu erkennen

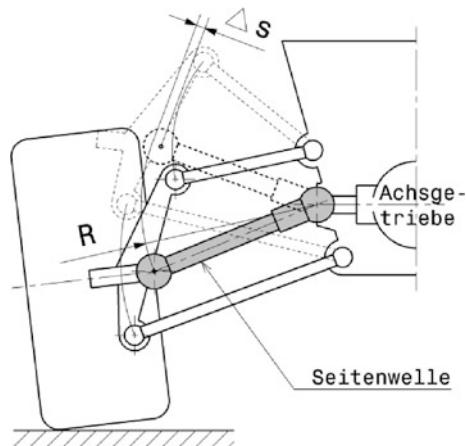


kömmlichen Methoden. Aus Kostengründen wurden unterschiedliche Arten der Herstellung solcher Wellen entwickelt. Das beginnt bei einem einfachen Rohr, dass durch Zieh- und Hämmervorgänge umgeformt wird. Die Wandstärke der Welle ist dabei weitgehend konstant. Für hohe Anforderungen an die Festigkeit und den Leichtbau werden Wellen durch Kombination von hydraulischem Aufweiten, Ziehen und Hämmern auf den gewünschten Querschnittsverlauf gebracht. Die größten Materialanhäufungen treten so nur im Verzahnungsbereich der Endzapfen auf. Die restliche Rohrkontur kann neben dem Spannungsverlauf auch vom Raumangebot im Fahrzeug diktieren sein,



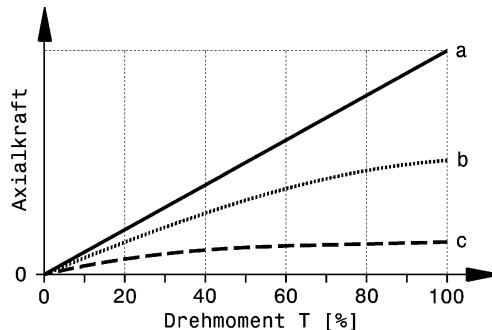
**Abb. M.90** Leichtbaumonoblockwelle, nach [34]. Die Wandstärken sind zur Gewichtseinsparung auf die Belastung hin optimiert. Die Welle wird durch Umformvorgänge hergestellt

**Abb. M.91** Längenänderung einer Seitenwelle beim Federn. Beim Federn bewegen sich die Querlenker und die Gelenkwelle auf unterschiedlichen Kreisbahnen. Dadurch ändert sich der Abstand zwischen dem Radträger und dem Ausgang des Achsgetriebes um den Betrag  $\Delta s$ . Die Gelenkwelle muss deshalb in der Länge verschieblich sein, sonst blockiert sie die Federbewegung



**Abb. M.90.** Die minimale Wandstärke sollte wegen Korrosions- und Beulgefahr nicht deutlich unter 2,5 mm gewählt werden.

**Längenänderung Length Variation.** Bei Einzelradaufhängungen kommt es beim Federn zu einer Änderung des Abstands zwischen dem Ausgang des Achsgetriebes und dem Wellenflansch beim Radträger, Abb. M.91. Seitenwellen müssen daher eine Art des Längenausgleichs (*axial plunge accommodation*) sicherstellen. Bei älteren Fahrzeugen kam eine zweiteilige Welle mit einer axial verschiebbaren Kerbverzahnung zum Einsatz. Beim Übertragen eines Antriebsmoments kam es aber durch von den Umfangskräften hervorgerufenen Reibung zu einer Behinderung des Längenausgleichs, Abb. M.92 (vgl. auch Abb. H.192). Elastische Kupplungen aus Elastomer-Werkstoffen gleichen zwar axiale und Winkelabweichungen aus, sind aber in ihrer Momentkapazität beschränkt und brauchen im Durchmesser relativ viel Platz. Die gegenwärtige Lösung ist ein Beugegelenk als Loslager, das bei entsprechender Gestaltung und Schmierung sehr reibungsarm arbeitet.



**Abb. M.92** Widerstand gegen Längenänderung als Funktion des Drehmoments und des Oberflächenzustands von Längenausgleichen [18]. **a** Keilprofil Stahl auf Stahl, **b** polyamid-beschichtete (Rilsan) Keilwellenverbindung, **c** Längenausgleich mit Kugeln. Bei einem Keilwellenprofil wächst die Reibkraft, die einem Längenausgleich entgegenwirkt, linear mit dem übertragenen Drehmoment an. Durch Beschichtungen oder durch Wälzkörper zwischen den ineinander gesteckten Wellenteilen kann die Reibung wesentlich reduziert werden

Seitenwellen, die Vorderräder antreiben, brauchen zusätzlich einen Längenausgleich, weil sich beim Lenken ebenfalls eine Änderung des Abstands zwischen den rad- und den wagenfesten Flanschen der Welle ergibt.

Seitenwellen, die im freien Luftstrom rotieren, erzeugen Luftverwirbelungen und stören die Anströmung des Heckflügels. Außerdem erzeugen sie durch Reibungseffekte an ihrer Oberfläche Auftrieb. Bei Einsitzern mit freistehenden Rädern wird daher versucht, den Wellendurchmesser klein zu halten (gewickelte CFK-Wellen sind diesbezüglich stark benachteiligt) und die Welle abzuschirmen (Abb. M.94) bzw. zu verkleiden (Abb. M.93).

**Werkstoffe.** Einsatzstahl C45E [war Ck45 DIN 17210] mit Härte 52 + 6 HRC mit Einhärtetiefe Rht 450HV = 2,5 + 2,0.

41SiNiCrMoV7-6 (DIN) wärmebehandelt.

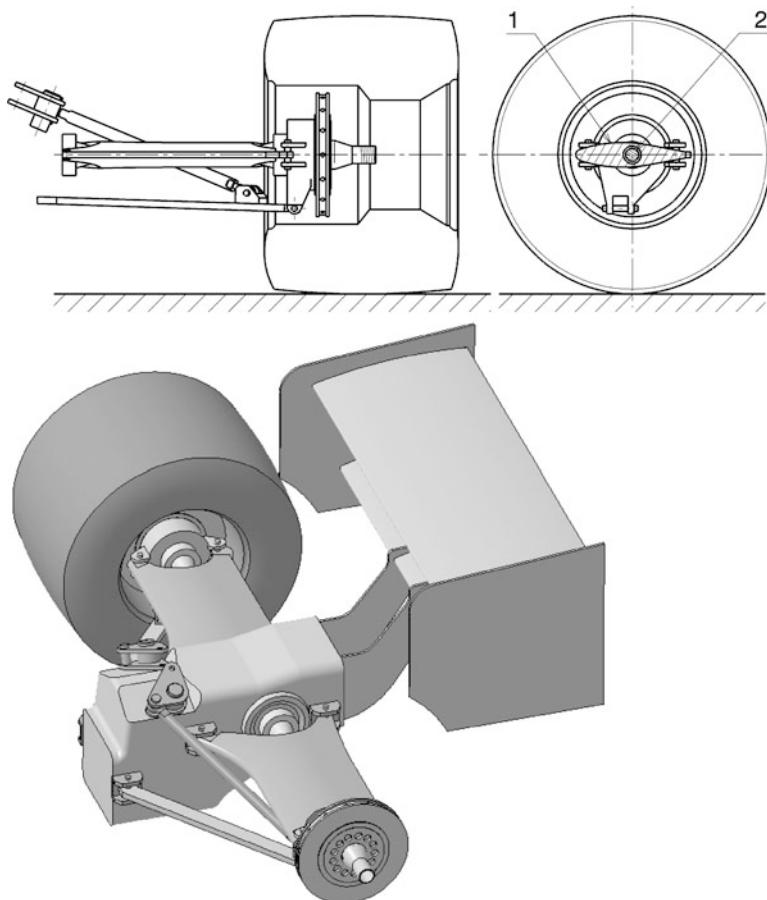
45NiCrMo16 (1.2767).

Titan Ti 10 2 3.

### 5.3 Wellengelenke *Universal Joints*

Im Radantrieb werden homokinetische Gelenke mit gleichförmigen Winkelgeschwindigkeiten zwischen An- und Abtrieb eingesetzt. Den Längenausgleich der Welle, der beim Federn des Rades erforderlich wird, übernimmt ein Verschiebegelenk, das aus Gewichtsgründen (gefederter Massen) getriebeseitig angeordnet wird. Das leichtere Festgelenk, das zu den ungefederten Massen zählt, sitzt radseitig. Auch wenn für geringe Verluste die ungebeugte Stellung die ideale ist, so sollen die Wellen im Betrieb doch mit einer kleinen Abweichung von der gestreckten Lage laufen. Dann ist nämlich gewährleistet, dass sich die Übertragungselemente (Kugeln, Rollen) in ihren Bahnen bewegen und sich nicht einschlagen.

Die Belastung der Gelenke setzt sich aus dem zu übertragenden Moment, dem Beugewinkel und der Drehzahl zusammen. Alle drei Einflussgrößen wirken bei einer Vergrößerung belastungssteigernd. Treten mehrere Belastungen gleichzeitig auf, gibt deren Produkt einen Vergleichswert für die Gesamtbelaistung. So soll das Produkt aus Wellendrehzahl und Beugewinkel einen von der Bauart



**Abb. M.93** Verkleidete Antriebswelle an einem Formel-1-Wagen. Diese Lösung fand sich unter anderem beim McLaren MP4/15 (2000) und beim Williams FW16 (1994). Der obere Querlenker ist aus CFK und so ausgebildet, dass er die Seitenwelle vollständig umschließt. Dafür muss er verhältnismäßig tief, nämlich auf Höhe der Radmitte angebracht werden. Der Lenker weist ein Tragflügelprofil auf. 1 oberer Querlenker, 2 Seitenwelle

abhängigen Maximalwert nicht übersteigen. Je höher die Drehzahl der Welle ist, desto kleiner muss also der Beugewinkel bleiben. Im Allgemeinen sind die Gelenke fettgeschmiert und Konvektion reicht für die Kühlung aus. Die Betriebstemperatur soll etwa 80 °C nicht überschreiten, kurzfristige Spitzen sollen 120 °C nicht übersteigen. Sind die Gelenke allerdings nicht direkt einem Luftstrom ausgesetzt, sondern im Gegenteil durch Unterboden und Außenhaut abgeschirmt, kann eine Ölschmierung mit Kühlung erforderlich werden. Dafür muss die Gelenkaufnahme entsprechend in das Getriebegehäuse integriert sein, Abb. M.102. Solche Lösungen finden sich gleichermaßen in Formel-1-Wagen wie in Dakar-Fahrzeugen, wo deren große Federwege extreme Beugewinkel und damit hohen Wärmeanfall nach sich ziehen.

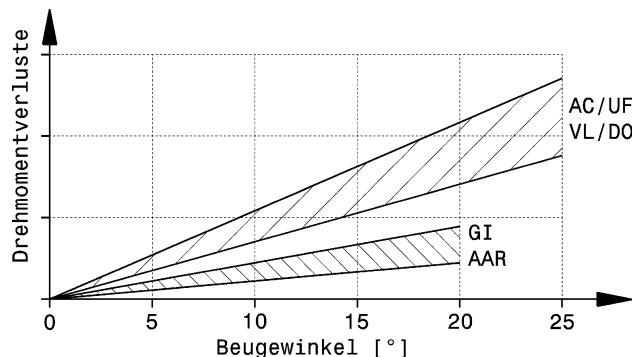
Es werden unterschiedliche Arten von Kugelgleichlauf- und Tripodengelenken in Serie hergestellt.

Der Übertragungswirkungsgrad von Gelenken ist nicht konstant sondern vom Beugewinkel und der Bauart abhängig, Abb. M.95. Der Wirkungsgrad von Tripodengelenken nimmt mit steigendem



**Abb. M.94** Abgeschirmte Antriebswelle an einem Formel-1-Wagen (Ferrari). Zu sehen ist das rechte Hinterrad. Hinter der Seitenwelle ist die Spurstange so ausgebildet, dass im Querschnitt aus Welle und Spurstange ein strömungsgünstiges Tropfenprofil entsteht

**Abb. M.95** Wirkungsgrad von Gelenken in Abhängigkeit des Beugewinkels, nach [35]. GI, AAR Tripodenarten. AC, UF, VL, DO Kugelgelenkartnen. Die Drehmomentverluste nehmen mit dem Beugewinkel linear zu. Tripoden sind hinsichtlich des Übertragungswirkungsgrads günstiger als Kugelgelenke



Drehmoment zu und mit größer werdender Drehzahl ab. Kugelgelenke zeigen dagegen einen abnehmenden Wirkungsgrad sowohl bei steigendem Moment als auch bei steigender Drehzahl [39]. Zusätzlich können die Verluste durch reibungsmindernde Hochtemperaturfette (bis 150 °C) reduziert werden. Diese Fette sind auf jeden Fall erforderlich, wenn die Gelenke durch die Abgasanlage aufgeheizt werden. Aber auch ohne Wärmequelle in der Nähe steigen die Temperaturen der Gelenke im Betrieb durch die Reibungsarbeit auf etwa 80 °C an.

Unabhängig ob fett- oder ölgeschmiert brauchen die Gelenke eine Abdichtung nach außen. Dies geschieht mit einem elastischen Balg. Bei seiner Anordnung ist zu beachten, dass sein Durchmesser bei hohen Wellendrehzahlen zunimmt und es so zu Kontakt mit dem Druckstab oder mit dem heißen Abgasrohr kommen kann, wenn der Abstand zu diesen Bauteilen zu gering gewählt war. Bei Platzproblemen bringen Versteifungsringe am Umfang des Balgs Abhilfe.

**Gleichlaufgelenke Constant Velocity Joint (CV Joint).** Kugelgleichlaufgelenke bestehen aus einer Nabe und einem glockenförmigen Außenteil. Nabe und Außenteil werden über Kugeln – meist

sechs – miteinander verbunden. Ein Käfig hält die Kugeln in der vorgesehenen Position. Für den klassischen Fall einer Fest-Loslagerung einer Gelenkwelle existieren Gleichlaufgelenke als Festlager, die keine axiale Verschiebung zulassen, und Verschiebegelenke, die eine Abstandsänderung der Lager beim Federn des Rades zulassen.

Festgelenke *fixed joints*:

- AC: radseitiges Festkugelgelenk (*angular contact*). Der Querschnitt der Bahn für die Gelenkskugeln ist elliptisch. Die Kugeln berühren die Bahn deshalb punktförmig. Mögliche Beugewinkel bis zu  $47^\circ$ .
- RF: radseitiges Festkugelgelenk mit einer torusförmigen Bahn für die Gelenkskugeln. Die Kugeln weisen Linienkontakt in ihrer Bahn auf. Mögliche Beugewinkel bis zu  $47^\circ$ .
- UF: hinterschnittfreies Festkugelgelenk (*undercut free*). Die Kugelbahn ist gegenüber der Ausführung AC verlängert. Das und weitere Maßnahmen ermöglichen Beugewinkel bis zu  $50^\circ$  und darüber.

Mit Beugewinkeln von nahezu  $50^\circ$  beim Festgelenk ergeben sich für Frontantriebskonzepte keine Nachteile hinsichtlich der Lenkung.

Verschiebegelenke *plunging joint*:

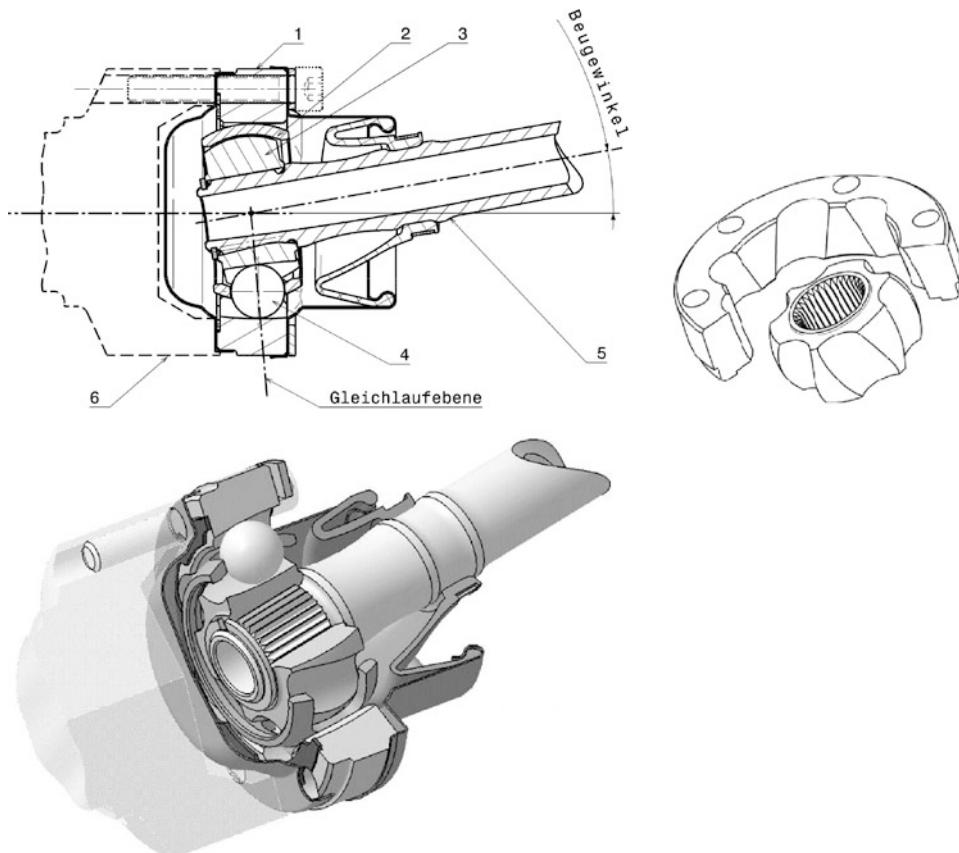
- DO: Doppel-Offset-Verschiebekugelgelenk. Die Kugelbahnen verlaufen parallel zur Achse des Außenbereichs. Diese Bauart ermöglicht große Verschiebewege.
- VL: Verschiebegelenk Löbro. Die Kugelbahnen verlaufen schräg (kreuzend) zur Achse des Außenbereichs. Die Gelenke können kurz und leicht ausgeführt werden. Max. Beugewinkel:  $22^\circ$ , max. Verschiebeweg zwischen 16 und 30 mm. VL-Gelenke weisen einen axialen Anschlag auf und können so gleichzeitig an beiden Enden einer Hinterachswelle zum Einsatz kommen.

Ein Gleichlaufverschiebegelenk lässt einen Winkel zwischen den Wellen zu und ermöglicht gleichzeitig eine Axialverschiebung. Maximale Beugewinkel von Verschiebegelenken betragen  $15^\circ$ , vorzugsweise  $25^\circ$ . In Extremfällen werden auch  $30^\circ$  realisiert. Die größten Verschiebewege liegen bei 45 bis 55 mm.

Abbildung M.96 zeigt den Aufbau eines Gleichlaufverschiebegelenks. Kugeln (4) übertragen die Drehbewegung von der Nabe (3) auf den Flansch (1). Die Kugeln (4) werden durch einen Käfig (2) gehalten und bewegen sich auf der so genannten Gleichlaufebene. Diese steht normal auf die Winkelhalbierende von An- und Abtriebsachse. Dadurch kommt es zu keinen Schwankungen der Drehzahl auf der Abtriebsseite. Der Gelenksflansch (1) wird mit der Radnabe oder dem Differenzialausgang verschraubt.

In Abb. H.60 ist ein Gleichlaufgelenk an der Hinterachse eines Formelwagens im eingebauten Zustand zu sehen. Abbildung M.68 zeigt den Einsatz von Gleichlaufgelenken bei einem Achsgetriebe, die in die Ausgleichskegelräder integriert sind.

Eine vollständige Seitenwelle für Vorderradantrieb ist in Abb. M.97 zu sehen. Es weist ein Fest- und ein Verschiebegleichlaufgelenk auf. Das Festgelenk wird radseitig verbaut, das Verschiebegelenk sitzt getriebeseitig. Die maximalen Beugewinkel betragen  $22^\circ$  für das Verschiebe- und  $47^\circ$  für das Festgelenk. Die radseitige Sicherung erfolgt über eine Zentralmutter. Aus Gewichtsgründen und zur Vermeidung von Schwingungen ist die Zwischenwelle als einsatzgehärtete, spanlos umgeformte Hohlwelle ausgeführt. Das getriebeseitige Gelenk kann ebenso wie das Festgelenk ausgeführt sein, also mit geschlossenem Topf und angeschmiedetem Zapfen. Diese Ausführung spart Gewicht. Das Gelenk wird dann direkt in das Differenzial gesteckt und über einen Wellensicherungsring axial fixiert. Näheres siehe Anschlussformen von Gelenkwellen (Abb. M.106).



**Abb. M.96** Gleichlaufverschiebegelenk in Scheibenausführung (Typ VL), auch: Hochgeschwindigkeitsgelenk *high speed joint*. Die Kugellaufbahnen von Nabe und Flansch sind kreuzweise schräg ausgeführt, dadurch ist der axiale Verschiebeweg begrenzt und diese Bauart kann somit gleichzeitig an beiden Enden einer Welle eingesetzt werden. Der max. Beugewinkel beträgt  $12,5^\circ$ , die max. Drehzahl  $8000 \text{ min}^{-1}$ . 1 Gelenksflansch *outer race*, 2 Käfig für Kugeln *cage for balls*, 3 Nabe *inner race*, 4 Kugel *ball*, 5 Antriebswelle *drive shaft*, 6 Flansch zu Radnabe bzw. Differenzialausgang *flange for hub or differential output shaft*

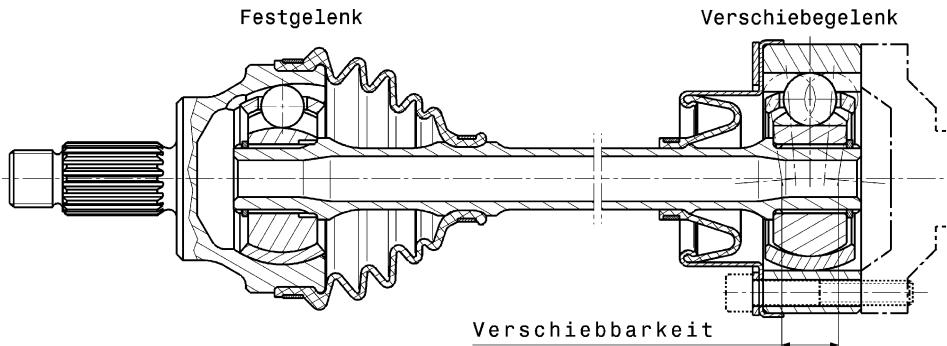
### Werkstoffe.

Nabe und Gelenksflansch: Induktionshärtbarer Stahl C35G (war C35f nach DIN 17212) mit Einhärtetiefe Rht 550 HV =  $1,1 + 1,0$ .

Käfig: Einsatzstahl 20NiCrMo2 (DIN 17210) mit Einsatzhärtungstiefe Eht =  $0,6 + 0,4$ .

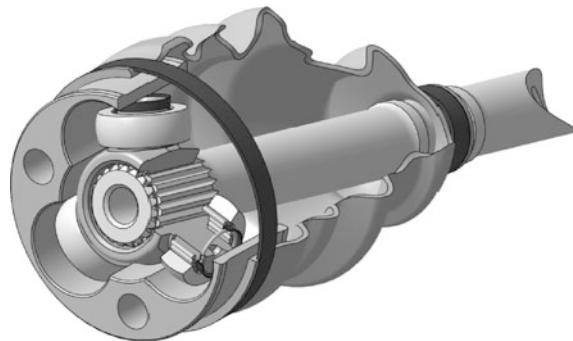
Kugel: Wälzlagerkugeln Klasse II/III (DIN5401) aus Wälzlagernstahl 100 Cr6 (DIN 17350), Härte HRC  $63 \pm 3$ .

**Tripodengelenke Tripods.** Tripodengelenke bestehen aus einer Nabe, auf der im Allgemeinen drei Zapfen (Name!) mit kugelförmigen Rollen sitzen, und einem rohrförmigen Gegenstück, das drei zylindrische Bahnen für die Rollen aufweist.



**Abb. M.97** Gelenkwelle für Pkw. Das Festgelenk (*fixed joint*) ist radseitig angeordnet und das schwerere Verschiebegelenk (*sliding joint*) wagenseitig

**Abb. M.98** Aufbau einer Tripode, Typ GI. Die Seitenwelle ist über Kerbverzahnung mit dem Tripodenstern verbunden. Dieser trägt drei nadelgelagerte Rollen mit Kugelprofil, die in entsprechenden zylinderförmigen Bahnen des Flansches laufen. Der Flansch wird mit der Radnabe bzw. dem Differenzialausgang verschraubt



#### Verschiebegelenke:

AAR: winkeleinstellende Rollen (*angular adjusted roller*): Die Zapfen, auf denen die Rollen laufen, sind selbst kugelförmig und lassen so einen gewissen Winkel zwischen Zapfen und Rolle zu. Die Rollen laufen so immer mit der Rollenachse normal auf die Bahnachse. Dadurch ist die Verschiebekraft geringer als bei der Ausführung GI. Max. Beugewinkel:  $26^\circ$ , max. Verschiebeweg: bis zu 55 mm.

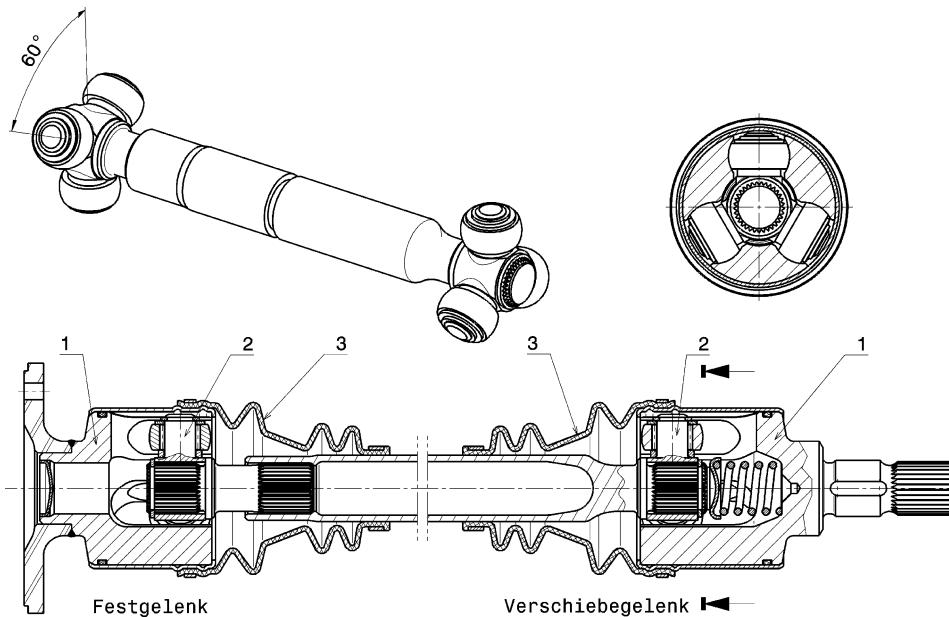
GI: Glaenzer-Interieur-Tripode. „Klassische“ Bauart bei der die Rollen auf einer Nabe mit drei Zapfen gelagert sind und beim Beugen sich mit der Welle mitbewegen. Max. Beugewinkel  $23^\circ$ , Verschiebeweg bis zu 55 mm.

#### Festgelenk:

GE: Glaenzer-Exterieur-Tripode. Die Tripodenzapfen sind außen, also in der Tulpe und nicht auf der Welle gelagert. Ermöglicht größere Beugewinkel als Typ GI und kann so bei gelenkten Vorderrädern verbaut werden. Max. Beugewinkel:  $45^\circ$ .

Den prinzipiellen Aufbau eines Tripodengelenks illustriert Abb. M.98.

Die gebeugte Welle wird durch jeweils zwei der drei Tripodenrollen zentriert. Die Mitte der Tripodenablage fällt dabei nicht mit der gedachten Wellenmitte zusammen. Die Welle vollführt so eine Exzenterbewegung. Die beiden Tripodensterne einer Welle sollen deshalb aus Schwingungsgründen um eine halbe Winkelteilung (also z. B.  $60^\circ$ , Abb. M.99) gegeneinander versetzt angeordnet werden.



**Abb. M.99** Gelenkwelle mit Tripodengelenken. 1 Tulpe *tulip*, 2 Tripode *tripod*, 3 Balg *boot*

Wird eine Seitenwelle mit zwei Verschiebegelenk-Tripoden verbaut, so benötigt sie eine Vorrichtung, die ihre Axiallage einschränkt, weil ja kein Festgelenk vorhanden ist. Von den bekannten Möglichkeiten zeigt Abb. M.100 eine einfache. Das Sicherungselement kann getriebe- oder radseitig angeordnet werden.

Die Tripodentulpe kann über einen Flansch mit dem Differenzialausgang bzw. dem Radflansch verbunden werden (Abb. M.98) oder sie wird direkt in den Differenzialausgang integriert, Abb. M.101 und M.102. Diese Bauweise spart Gewicht und Bauraum und ermöglicht die Ölschmierung der Tripodengelenke.

Die Tripodentulpen in Abb. M.102 tragen an ihren Stirnseiten direkt die Verzahnung der Ausgleichskegelräder. Das Ausgleichsgetriebe wird dadurch so schmal es geht. Die Sperrwirkung des Ausgleichsgetriebes ist über hydraulische Lamellenkupplungen beeinflussbar.

Ölschmierung anstelle von Dauerfettfüllung hat den Vorteil, dass Öl gezielt im Kreislauf an die Schmierstellen geführt werden kann. Das reduziert die Verluste durch die geringere Viskosität des Schmieröls und ermöglicht gleichzeitig eine Wärmeabfuhr über das Öl. Letzteres ist besonders für Getriebe wichtig, die von Diffusor und Unterboden vom kühlenden Luftstrom abgeschirmt sind.

### Werkstoffe.

Nabe mit Zapfen (Tripode): Einsatzstahl, Zapfen gehärtet und geschliffen.

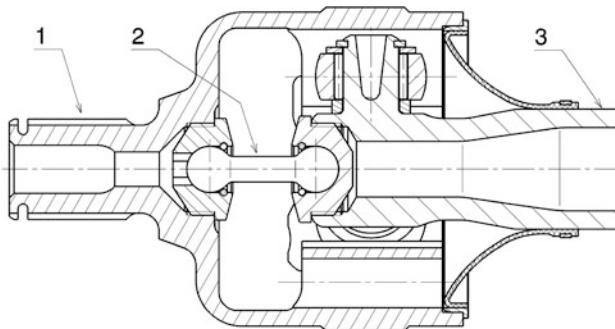
Tulpe: Kohlenstoffstahl, induktionsgehärtet. Die Bahnen werden geräumt.

41SiNiCrMoV7-6 (DIN) wärmebehandelt.

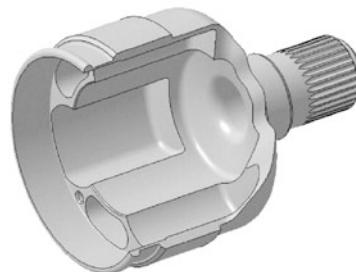
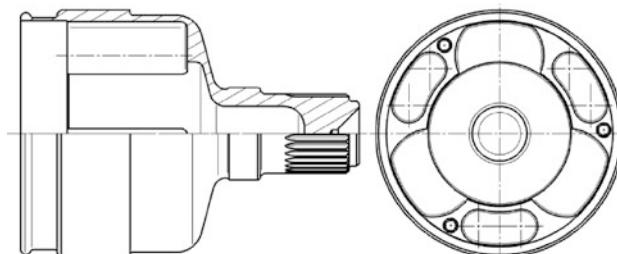
Rollen: Einsatzstahl, gehärtet.

30CrNiMoMn24 (EN).

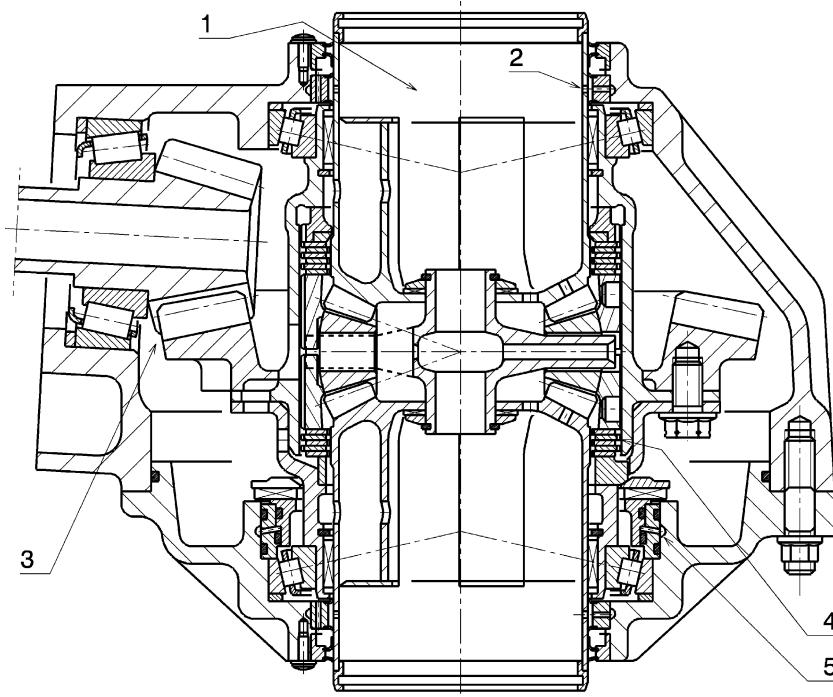
**Abb. M.100** Axialsicherung einer Tripode (System Pankl).  
 1 Tripodentulpe *tripod tulip*,  
 2 Sicherungselement retaining element, 3 Seitenwelle *half shaft*.  
 Das Element besteht aus einem hantelförmigen Verbindungsstück, das beidseits in Pfannen gehalten wird. Das Element wird zunächst in die Welle geschraubt und dann von außen mit einem Sechskant-Stiftschlüssel durch den hohlen Achszapfen der Tulpe in diese eingeschraubt



**Abb. M.101** Tripodentulpe in Integralbauweise. Das Bauteil wird direkt in das Achskegelrad des Differenzials gesteckt und nimmt den Tripodenstern auf. Die Abdichtung nach außen übernehmen ein Wellendichtring und ein Balg



**Gelenksauswahl Choice of Joints.** Die Auswahl der unterschiedlichen Gelenke hängt vom Einsatzort ab (gelenkte Vorderräder, nicht gelenkte Hinterräder), vom erforderlichen Verschiebeweg (Festgelenk, Verschiebegelenk, geländegängige Radaufhängung) und weiteren Kriterien (Schwingungen, ...). In Tab. M.11 sind zur Orientierung typische Anwendungsstellen von Gelenken angeführt.



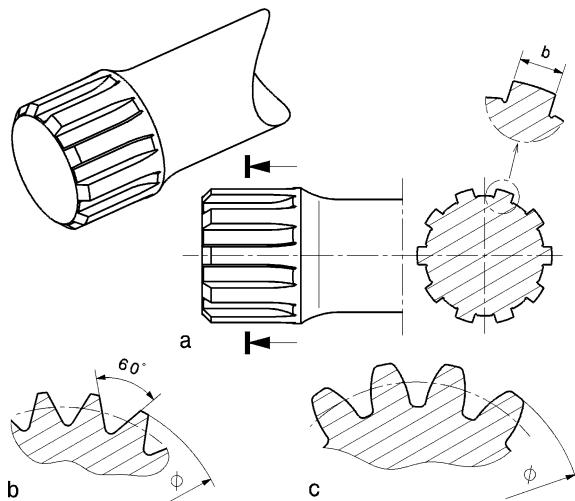
**Abb. M.102** Achsgetriebe mit integrierten Tripodengelenken (Xtrac Ltd.). 1 Tripodentulpe *tripod tulip*, 2 Ölzu-fuhr zu Tripode *oil feed to tripod joint*, 3 Achsgetriebe *final drive*, 4 Lamellen für Differenzialsperre *differential friction plates*, 5 Hydraulikkolben für Differenzialsperre *hydraulic actuator for differential*

**Tab. M.11** Gelenksauswahl für Seitenwellen, nach [35]

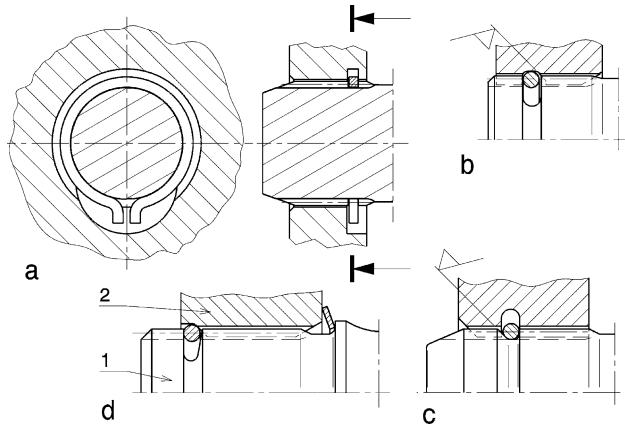
Einbauort		
Hinterradantrieb	Radseite (Festgelenk)	(Achs-)Getriebeseite (Verschiebegelenk)
Gelenksart	VL-Monoblock	VL-Scheibengelenk
Vorderradantrieb		
Gelenksart		
Kugelgelenk	AC, UF	VL-Scheibengelenk, VL-Monoblock, DO
Tripodengelenk	GE	GI, AAR, Triplan

**Welle-Nabe-Verbindung Inner Race Shaft Connection.** Die Nabenscheiben von Gleichlaufgelenken und von gebauten Tripodensternen werden im Allgemeinen über Steckverzahnungen mit den Seitenwellen verbunden. Bei Kugelgleichlaufgelenken ist eine Trennung von Welle und Nabe auf jeden Fall aus Montagegründen erforderlich. Beim Zusammenbau muss die Nabe nämlich überbeugt werden, damit alle Kugeln eingesetzt werden können. Die Steckverzahnungen weisen dabei Keilprofile, Kerbzahn-profile und Evolventenflankenprofile auf, Abb. M.103. Zahnwellenprofile (b und c) können aufgrund der höheren „Zähnezahl“ bei gleichem Wellendurchmesser größere und stoßhaft wirkende Momente übertragen als Keilwellen (a). Gegenüber dem Keilprofil werden Welle und Nabe auch weniger ge-

**Abb. M.103** Steckverzahnungen.  
**a** Keilwellenprofil (DIN ISO 14,  
 DIN 5464) *splined shaft*, **b** Kerbzahnprofil (DIN 5481) *serrated  
 shaft*, **c** Evolventenzahnprofil (DIN  
 5480 und 5482) *involute profile*

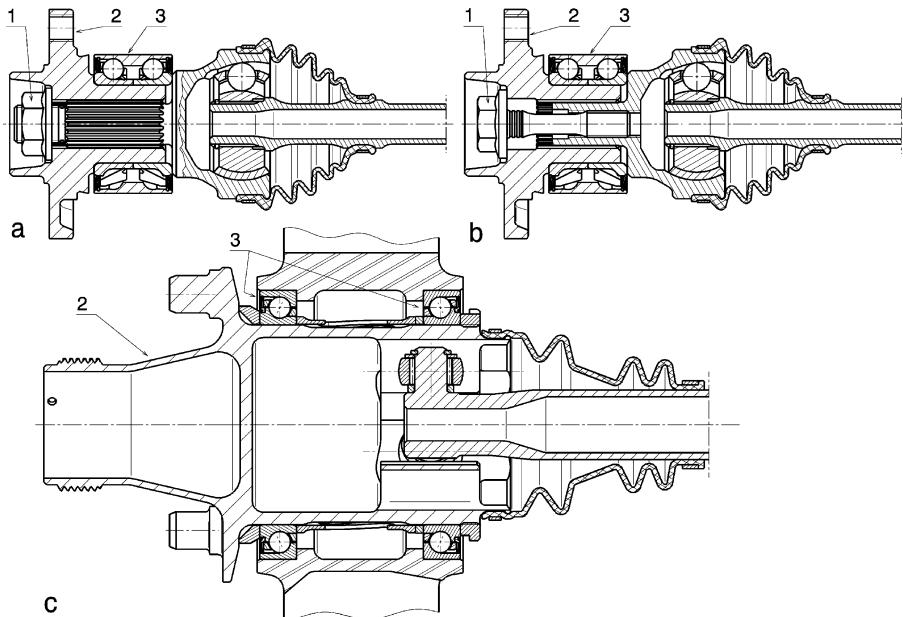


**Abb. M.104** Axiale Sicherungen von Steckverbindungen. 1 Welle,  
 2 Nabe, **a** Rechteckring, **b** Sprengring in Nabe, **c** Sprengring in  
 Welle, **d** Sprengring in Nabe mit  
 Vorspannung durch Tellerfeder



schwächt, wodurch die Verbindung kürzer und der mittlere Durchmesser kleiner ausgeführt werden können.

Die axiale Sicherung der Nabe auf der Welle wird auf unterschiedliche Arten sichergestellt, Abb. M.104. Die größten Axialkräfte überträgt ein Rechteckring aus Federstahl (a), der auch die sicherste Verbindung darstellt. Er wird zur Montage und Demontage mit einem Werkzeug auseinander gespreizt und über die Welle geschoben. Eine einfachere Montage ermöglichen Sprengringe (b bis d). Beim Montieren und Demontieren genügt zwar der Zugang von einer Seite, allerdings ist die übertragbare Axialkraft wesentlich geringer als jene des Rechteckrings. Der Sprengring (b) springt bei der Montage in eine Nut der Nabe. Zur Erleichterung der Demontage weist eine Flanke dieser Nut eine Fase auf. Die Lösung (d) ist im Prinzip gleich, nur wird die Nabe durch eine Tellerfeder vorgespannt und so das Axialspiel ausgeglichen. Der Sprengring (c) klemmt am Nutgrund der Welle. Eine schräge Flanke dieser Nut erleichtert den Ausbau der Nabe.

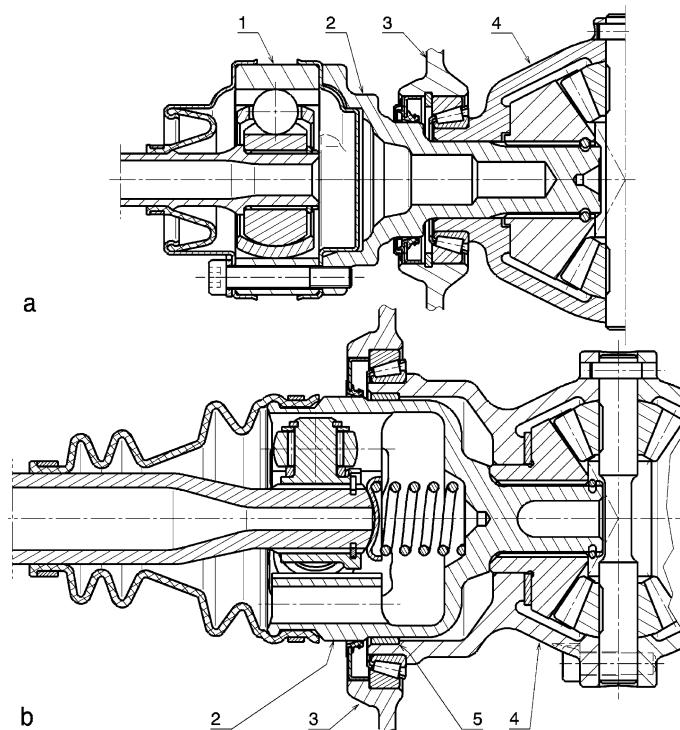


**Abb. M.105** Wellenanschluss an das Rad. **a** Langzapfenanschluss, **b** Kurzzapfenanschluss, **c** Integralanschluss, 1 Mutter bzw. Schraube *nut resp. bolt*, 2 Radflansch bzw. Nabe, *wheel flange resp. hub*, 3 Radlager *wheel bearing*

**Anschlussformen von Gelenkwellen.** Die Seitenwellen müssen mit den angetriebenen Rädern und dem Achsgetriebe verbunden werden. Dafür haben sich einige Prinzipien durchgesetzt. Welche Art zum Einsatz kommt hängt von der Ausführung der Welle und der Nachbarkomponenten ab. Bei Kaufteilen ist die Montage großteils vorgegeben, bei Eigenkonstruktionen sind alle Freiheiten für eine vollständige Integration der erforderlichen Teile gegeben. Für den Anschluss der Welle an das Rad findet man vornehmlich drei Lösungen, Abb. M.105. Daneben existieren Abwandlungen von den gezeigten Grundvarianten.

Langzapfen- (a) und Kurzzapfenanschlüsse (b) werden bei Pkw eingesetzt. Das Radlager (3) wird durch die Zapfenverschraubung (1) vorgespannt. Dahingehend ist die Kurzzapfenlösung die bessere, weil die Dehnschraube (1) wesentlich unempfindlicher auf Setzungen reagiert als das kurze Gewinde der Langzapfenlösung, d. h. die Vorspannkraft der Lagerverschraubung bleibt im Betrieb auf einem höheren Niveau. Die Kurzzapfenlösung hat den weiteren Vorteil, dass die Welle bei der Montage nicht so weit in den Radflansch (2) gesteckt werden muss. Aus Kostengründen ist die Langzapfenlösung beim Pkw die Standardvariante. Das erleichtert auch die Demontage der Welle, weil dafür unter Umständen nicht der gesamte Radträger abgenommen werden muss. Beim Integralanschluss (c) ist keine Verschraubung erforderlich, weil die Laufbahn der Kugeln bzw. der Tripoden direkt in die Radnabe eingearbeitet ist. Das stellt die gewichtsgünstigste Form dar. Die gezeigte Welle spart auch Masse durch die Integration des Tripodensterns in die Welle. Die sonst erforderliche Welle-Nabe-Verbindung samt den Axialsicherungsringen entfällt somit. Das bedeutet jedoch auch, dass sämtliche Teile konstruktiv aufeinander abgestimmt sind. Der Integralanschluss bildet also eine maßgeschneiderte Lösung und findet sich somit vornehmlich an Rennfahrzeugen.

Der Anschluss der Seitenwellen am Getriebe erfolgt auf ähnliche Weise wie an das Rad, nur dass an dieser Stelle Verschiebegelenke zum Einsatz kommen, Abb. M.106. Die geschraubte Flanschlösung



**Abb. M.106** Wellenanschluss an das Getriebe. **a** Flanschanschluss *flange mounting*, **b** Integralanschluss *integrated mounting*, 1 Flansch *flange*, 2 Flanschwelle bzw. Einstecktripodentopf *stub axle resp. tripod housing*, 3 Achsgetriebegehäuse *final drive housing*, 4 Differenzialgehäuse *differential housing*, 5 Bronzegleitring *bronze bearing ring*

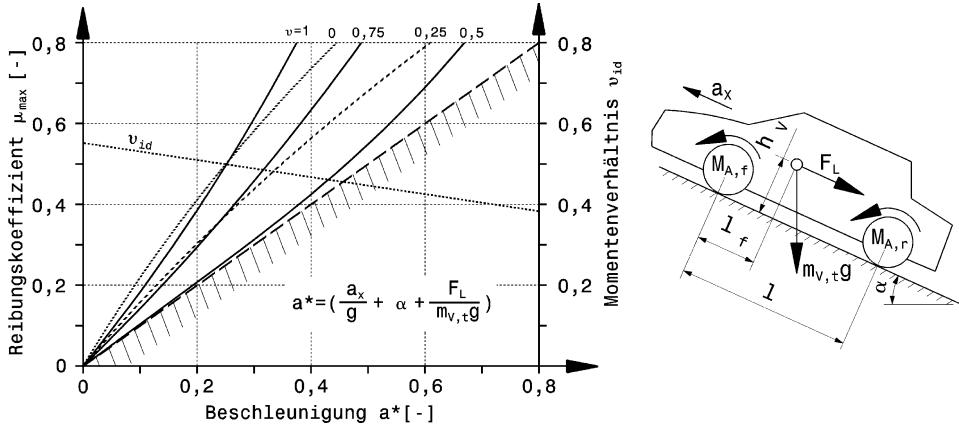
(a) ist allgemein einsetzbar, jedoch schwerer wegen der größeren Zahl von Schnittstellen. Der in den Flansch integrierte Anschluss ermöglicht die längste Seitenwelle bei gegebener Spurweite, stellt aber den größten konstruktiven Aufwand dar.

## 6 Allradantrieb All Wheel Drive

Allradantrieb hat nicht nur beim Anfahren und bei Steigungen Vorteile, sondern wirkt sich auch bei Kurvenfahrt aus. Trotzdem wurden kaum Straßenfahrzeuge damit ausgerüstet. Der Mehraufwand schien nicht zu lohnen. Sportliche Erfolge in den 1980er Jahren änderte dies grundlegend und viele Automobilhersteller bieten nun Allradvarianten ihrer Fahrzeuge an. Im Motorsport selbst ist der Einsatz von Allradsystemen – wie immer – eine Frage des Reglements.

### 6.1 Grundlagen Basics

**Anfahren Start.** Das Anfahren oder beschleunigte Fahren auf einer Steigung bei gleichen Reibungsverhältnissen an allen vier Rädern kann mit einem relativ einfachen Fahrzeugmodell analysiert

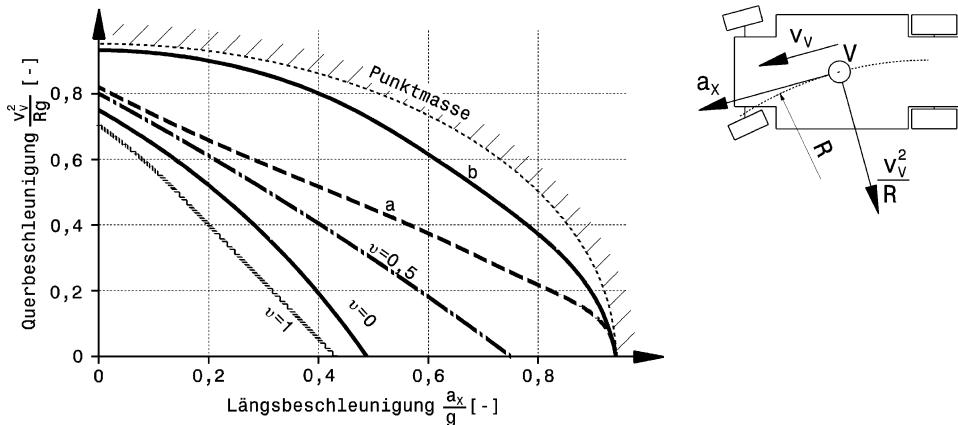


**Abb. M.107** Beschleunigte Bergauffahrt (Simulation), nach [23]. Fahrzeugdaten:  $m_{V,t} = 1360 \text{ kg}$ ,  $l = 2,6 \text{ m}$ ,  $l_f/l = 0,45$ ,  $h_V/l = 0,2$ ,  $v$  Momentenverteilung:  $M_{A,f} = vM_M$  und  $M_{A,r} = (1-v)M_M$

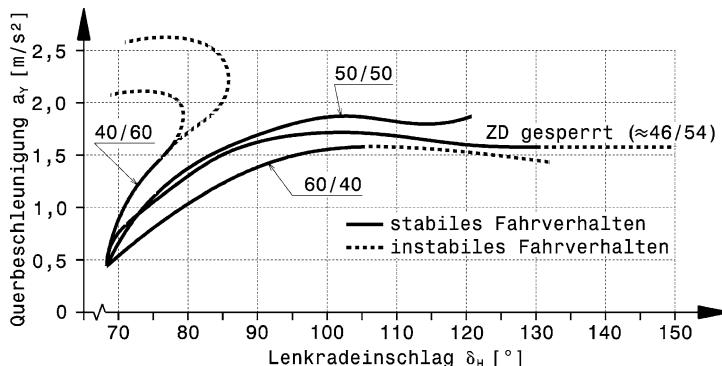
werden – siehe Abb. M.107. Etwas Hub- und Nickbewegungen werden vernachlässigt, ebenso die rotatorische Beschleunigung der Räder und des Antriebsstranges, sowie der Rollwiderstand der Räder. Es lässt sich dann ein Ausdruck  $a^*$  finden, in dem alle für die Traktion maßgeblichen Größen – Beschleunigung  $a_x$ , Steigung  $\alpha$  und Luftwiderstand  $F_L$  – zusammengefasst werden können. Der Faktor  $v$  bestimmt die Aufteilung der Antriebsmomente auf die beiden Achsen. Für Vorderradantrieb gilt  $v = 1$ , für Hinterradantrieb  $v = 0$ . Die Fahrzeugdaten zeigen, dass den Berechnungen ein leicht vorderachslastiges Fahrzeug zugrunde liegt.

Im Diagramm der Abb. M.107 kann nun abgelesen werden, welcher maximale Kraftschlusswert  $\mu_{\max}$  mindestens erforderlich sein muss, um einen bestimmten Wert  $a^*$  zu erreichen bzw. umgekehrt. So können z. B. auf glatter Fahrbahn mit  $\mu_{\max} = 0,2$  die Einachsantriebe (also  $v = 1$  bzw. 0) Beschleunigungen von etwa  $0,1 \text{ g}$  erreichen, während mit einer Momentenaufteilung von  $50:50$  ( $v = 0,5$ ) fast  $0,2 \text{ g}$  möglich sind. Die strichlierte Grenzlinie entspricht einer bedarfsabhängigen Aufteilung der Antriebsmomente bei starrem Antriebsstrang über den Schlupf an der Vorder- und Hinterrachse. Eine gleiche Aufteilung könnte nur mit einem von  $a^*$  abhängigen Aufteilungsfaktor  $v_{id}$  erreicht werden. Diese optimale Ausnutzung der Traktion an allen vier Rädern bringt nahezu eine Verdopplung der möglichen Werte  $a^*$  der Einachsantriebe vor allem im Bereich straßenzustandsbedingter kleiner maximaler Kraftschlusswerte, also gerade für einen Fahrzustand, bei dem motorseitig die maximal möglichen Werte von  $a^*$  auch erreicht werden können. Bei trockener Fahrbahn kann ein echter Traktionsgewinn nur bei einem leistungsstarken Motor ausgenutzt werden.

**Kurvenfahrt Cornering.** Ein Vorteil allradgetriebener Fahrzeug tritt auch bei beschleunigter Kurvenfahrt auf. Das Seitenkraftpotenzial aller Reifen ist bei gleicher Vortriebsleistung wesentlich größer, weil die Antriebsleistung auf vier anstelle von nur zwei Rädern aufgeteilt wird. Die resultierende Kraft aus Umfangs- und Seitenkraft ist durch die Reibungsverhältnisse begrenzt (vgl. Kap. K.1) und somit erlaubt eine Verringerung der Umfangskraft eine Steigerung der Seitenkraft. Das Verhalten bei Kurvenfahrt bestimmt zum größeren Teil die Fahrsicherheit, mehr als die beschleunigte Geradeausfahrt. Abbildung M.108 stellt die fahrbare Querbeschleunigung in Abhängigkeit der Längsbeschleunigung dar. Das Fahrzeug, das den Berechnungen zu Grunde liegt, entspricht dem in Abb. M.107. Ein aerodynamischer Abtrieb bleibt unberücksichtigt. Die Grenzkurve beschreibt eine „gummiernte“ Punktmasse. Sie gibt den bekannten Zusammenhang zwischen Umfangs- und Seitenkräften bei



**Abb. M.108** Simulation einer beschleunigten Kreisfahrt, nach [23].  $R = 100 \text{ m}$ ,  $\mu_{\max} = 0,95$ . Fahrzeugdaten und  $v$  siehe Abb. M.107, **a** variable Momentenverteilung zwischen den beiden Achsen, **b** variable Momentenverteilung auf alle vier Räder



**Abb. M.109** Beschleunigte Kreisfahrt auf niedrigem Reibwert, nach [28]. Zusammenhang zwischen Lenkwinkel und Querbeschleunigung bei unterschiedlichen Aufteilungen des Antriebsmoments.  $40/60 = 40\%$  Vorderachse/ $60\%$  Hinterachse.  $60/40 = 60\%$  Vorderachse/ $40\%$  Hinterachse. ZD = Zentraldifferenzial. Mit gesperrtem ZD erfolgt die Leistungsaufteilung entsprechend der dynamischen Achslasten

einem Reifen wieder. Die gewählten Daten des Basisfahrzeugs entsprechen einem hinterradgetriebenen, deshalb ist das Potential mit reinem Hinterradantrieb ( $v = 0$ ) leicht höher als das des Vorderradantriebs ( $v = 1$ ). Die Kurven liegen mit angepasster Auslegung der Fahrzeuge näher beieinander. Wird das Antriebsmoment durch einen starren Allradantrieb gleichmäßig auf die beiden Achsen verteilt ( $v = 0,5$ ), können wesentlich höhere Querbeschleunigungen erreicht werden. Noch bessere Fahrleistungen lassen sich erzielen, wenn die Aufteilung des Antriebsmoments nicht starr sondern schlupfoptimal auf Vorder- und Hinterachse erfolgt. Die größtmögliche Annäherung an das Ideal der Punktmasse ist möglich bei radindividueller Zuweisung des Antriebsmoments. Durch die Schräglaufräder wird die Grenzkurve allerdings nicht erreicht.

Die Aussagen werden durch charakteristische Versuche untermauert. Abbildung M.109 zeigt die Ergebnisse für Pkw beim Beschleunigen aus einer Kurve mit niedrigen Reibwerten. Ein dem Hin-

terradantrieb verwandtes Fahrzeug mit 40/60 % Antriebsmomentverteilung Vorder- zu Hinterachse reagiert in dem bekannten Verhalten, dass zunächst bei relativ kleinen Lenkwinkeln hohe Querbeschleunigungen aufgebaut werden. Bei weiterer Erhöhung der Querbeschleunigung bricht das Heck aber abrupt aus, wobei die Gierbewegung des Fahrzeugs nur schwer durch Gegenlenken abgefangen werden kann (instabiles Fahrverhalten). Das Fahrzeug mit symmetrischer Leistungsverzweigung (50/50 %) kann auch bei hohen Querbeschleunigungen noch beherrscht werden. Für den Normalfahrer ist allerdings das Fahrzeug mit der Aufteilung 60/40 % am einfachsten zu kontrollieren. Es zeigt das stabile, untersteuernde Verhalten. Der Lenkradwinkel steigt im Grenzbereich überproportional mit der Querbeschleunigung an und kündigt dem Lenker so das Erreichen der physikalischen Grenze an.

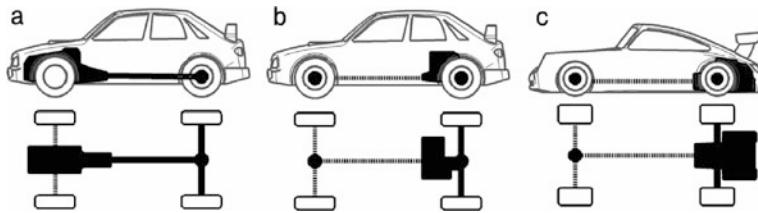
Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass Allradsysteme sowohl bei der Traktion als bei Kurvenfahrt theoretische Vorteile gegenüber Einachsantrieben haben. Voraussetzung dafür, dass diese auch praktisch umgesetzt werden können, sind einmal eine hohe Motorleistung und zum anderen eine dynamisch geregelte Aufteilung der Motorleistung auf die beiden Achsen oder noch besser auf jedes Rad einzeln.

## 6.2 Renneinsatz Racing

Ein Vorteil von Allradantrieben ist die Möglichkeit bei idealer Balance des Fahrzeuges eine Reifenschonung zu erreichen und somit weichere Reifen verwenden zu können. Die Abstimmung von Allradfahrzeugen gestaltet sich allerdings meist aufwändiger als bei Fahrzeugen mit Standardantrieb. Für die ITC (*International Touring Car Championship*) wurde ein eigenes Renn-ABS entwickelt, dass den größeren rotierenden Massen Rechnung trug und den bis dahin zu großen Reifenverschleiß reduzierte. Letztlich konnten gleiche oder sogar bessere Verzögerungswerte erreicht werden als bei standardgetriebenen Fahrzeugen.

Bei einigen Motorsportklassen gestaltet sich ein Vergleich schwierig, weil das Reglement Gewichtsnachteile oder ähnliches für allradgetriebene Fahrzeuge vorsieht. Derzeit herrscht die Meinung vor, dass bei Monoposti Allradsysteme zu schwer sind und einen schlechten Wirkungsgrad haben. Außerdem sind sie schlecht unterzubringen [15]. Neben dem Fahrer muss die Antriebswelle vorbeigeführt werden und vor den Fahrerfüßen müssen Lenkung, Achsantrieb und Radaufhängungsteile untergebracht werden. In der Formel 1 gab es Versuche mit vier angetriebenen Rädern. Das war Ende der 1960er Jahre, als die Reifen nicht die Haftung hatten, das volle Motormoment auf die Fahrbahn zu bringen. Trotzdem brachten die damaligen Systeme nicht den gewünschten Erfolg. Wenn ein Formel-1-Wagen voll beschleunigt reduziert die Achslastverlagerung die Radaufstands Kräfte vorne so stark, dass das Antriebsmoment an den Vorderreifen Untersteuern hervorruft. Auch die übliche Reaktion des Fahrers in einer solchen Situation – nämlich mit mehr Gas Leistungsübersteuern zu provozieren – bewirkt das Gegenteil, also noch mehr Untersteuern [14]. Die konsequenten Verbesserungen zielen daher auf eine Reduktion des Antriebsmoments vorne, was aber auch den Hauptvorteil dieses Systems praktisch aufhob. Heute sind die Reifen enorm weiterentwickelt, Bodeneffekt sowie Flügel erhöhen die Radaufstandskraft und mittlerweile lässt das Formel-1-Reglement nur mehr zwei angetriebene Räder zu.

Im Rallyesport überwiegt der Traktionsgewinn auf losen Pisten die Nachteile hinsichtlich Gewicht und Fahrstabilität. Bei Tourenwagen haben allradgetriebene Fahrzeuge gegenüber leistungsstarken Frontrieblern Überlegenheit gezeigt. Überdies zeigen Messungen an Tourenwagen, dass bei optimal ausgelegten 4 × 4-Systemen die Summe der Verlustleistungen bis auf die Straße nicht größer zu sein braucht als bei heckgetriebenen Fahrzeugen [17].



**Abb. M.110** Allradsysteme bei unterschiedlichen Motoranordnungen, **a** Frontmotor, **b** Mittelmotor, **c** Heckmotor

Die allradgetriebenen Tourenwagen zeigen durchaus auch Vorteile gegenüber hinterradgetriebenen. Der Rundenzeitenvorteil kann bis zu 2 s betragen. Am größten ist er bei niedrigen Reibbeiwerten und auf Rennstrecken mit engen, welligen Kurven [17].

### 6.3 Bauformen Types

Allradsysteme lassen sich bei allen gängigen Motoreinbauorten realisieren, Abb. M.110. Ausgehend von einer bestehenden Antriebsart (mit Volllinien dargestellt) wird der Allradantrieb durch Erweiterungen des Antriebs auf die nicht angetriebenen Achsen aufgebaut. Diese Erweiterungen des Antriebs sind strichliert dargestellt.

Eine systematische Gliederung von Allradsystemen lässt sich nach der Art der Leistungsverzweigung vornehmen. Man erkennt vier Gruppen oder Generationen von Systemen, Abb. M.111.

Zur ersten Gruppe gehören zuschaltbare Vierradantriebe und der permanente Antrieb mit Zentraldifferenzial. Die zweite Generation baut meist auf diesen Systemen auf und erweitert diese mit einem Sperrensystem vorgegebener Charakteristik. Ab der dritten Gruppe wird für die Regelung der Leistungsverzweigung der Einsatz von elektronischen Steuersystemen erforderlich. Bei diesen Systemen wird die interne Charakteristik der Basissysteme mit einer externen Regelung überlagert. In der vierten Gruppe kann die Leistung kontrolliert zwischen den Achsen und/oder zwischen den Rädern einer Achse verteilt werden (*Torque Vectoring*).

Die Audi Quattros der ersten Generation sind berühmte Vertreter eines permanenten Allradantriebs mit vorbestimmter Leistungsaufteilung (erste Gruppe in der Systematik Abb. M.111). Wenn nur ein Rad den Bodenkontakt verliert, dreht sich allerdings nur noch dieses. Das Zentraldifferenzial der nachfolgenden Generation war ein Torsen-Differenzial. Ein Schema des Antriebsstrangs der ersten Generation zeigt Abb. M.112. Das Motormoment beaufschlagt gewandelt vom Getriebe das Middendifferenzial (2). Die Ausgangswelle des Getriebes ist als Hohlwelle ausgeführt. Durch diese läuft die Antriebswelle zum vorderen Achsantrieb (1). Eine Gelenkwelle führt zum hinteren Achsgetriebe (3).

Ein Beispiel für einen Tourenwagen mit Allradantrieb zeigt Abb. M.113. Das Fahrzeug weist einen Frontmotor auf, an dem das Schaltgetriebe wie bei einem Standardantrieb angeflanscht ist. An das 6-Gang Schaltgetriebe ist das Verteilergetriebe mit Mitteldifferenzial angeflanscht. Drei Momentaufteilungen sind wählbar. Die Hinterräder werden über eine relativ kurze Gelenkwelle aus CFK angetrieben. Die Welle ist von der Längsmittellebene abgerückt, damit der Fahrer näher zu dieser Ebene kommt. Das Achsgetriebe sitzt mittig im Fahrzeug, so dass die beiden Seitenwellen gleich lang sind. Vom Verteilergetriebe läuft eine Welle innerhalb des Getriebegehäuses zum vorderen Differenzial. Die Vorderräder werden über Seitenwellen von zwei flachen dreistufigen Stirnradgetrieben angetrieben, die seitlich neben dem Motor angebracht sind.

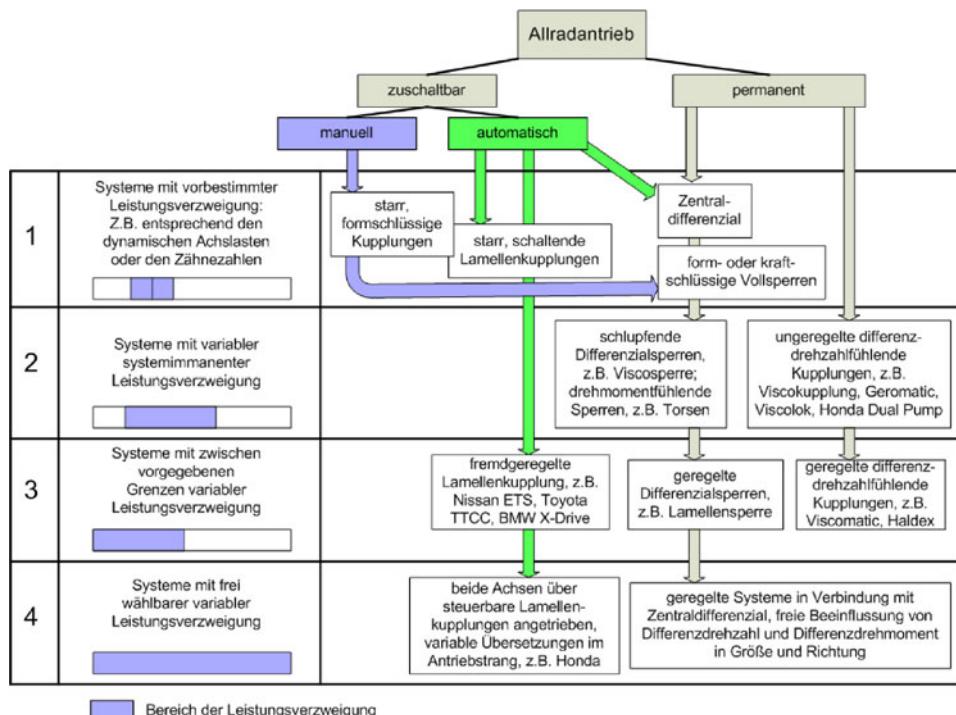


Abb. M.111 Systematik der Allradsysteme [1]

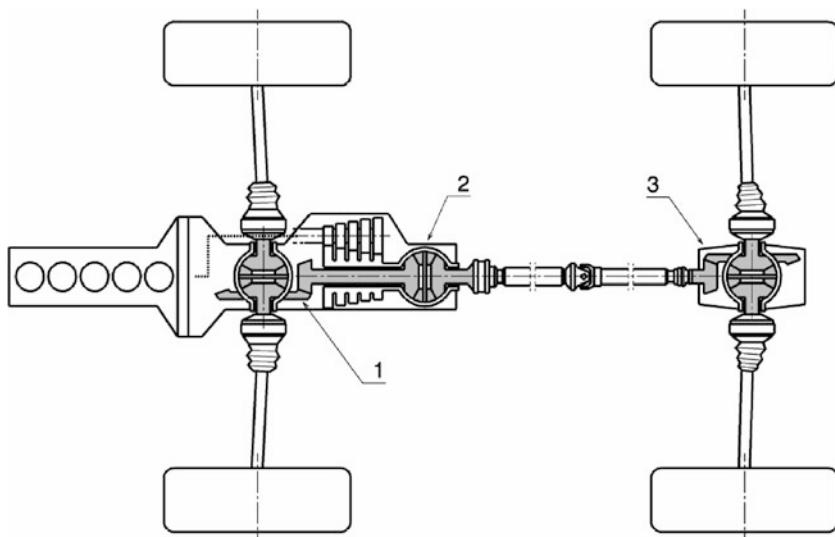
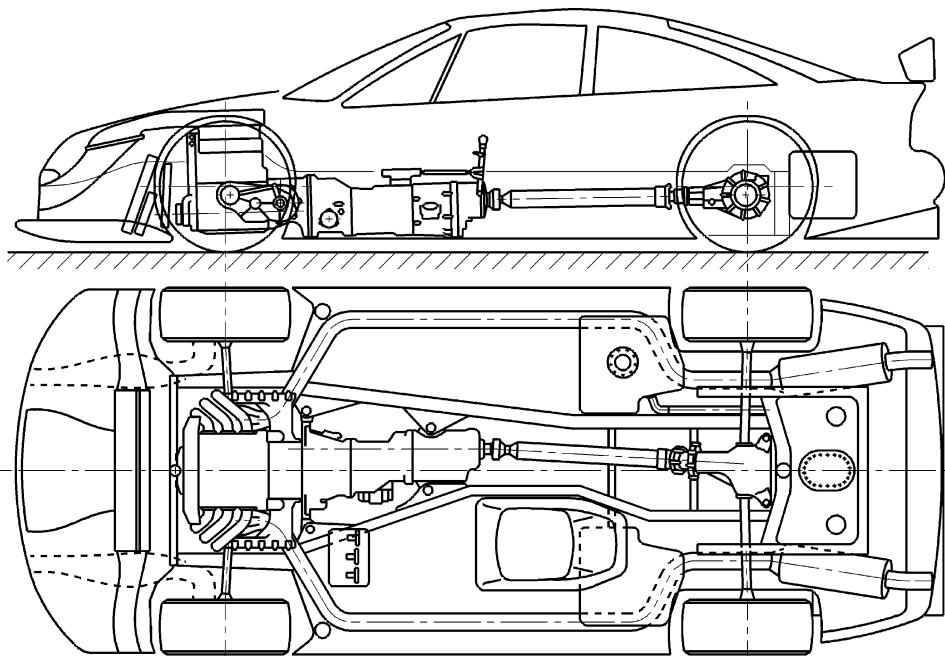


Abb. M.112 Antriebsschema Audi Quattro 1. Generation. Permanenter Allradantrieb mit vorbestimmter Leistungsaufteilung von 50/50 %, 1 Achsantrieb vorne, 2 Mitteldifferenzial, 3 Achsantrieb hinten



**Abb. M.113** Opel Calibra ITC Saison 1996 (*International Touring Car Championship*). Tourenwagen mit Allradantrieb. Die Vorderräder werden über zwei flache zweistufige Stirnradgetriebe angetrieben, die neben dem Motor untergebracht sind. Die Achslastverteilung betrug 50 : 50 %

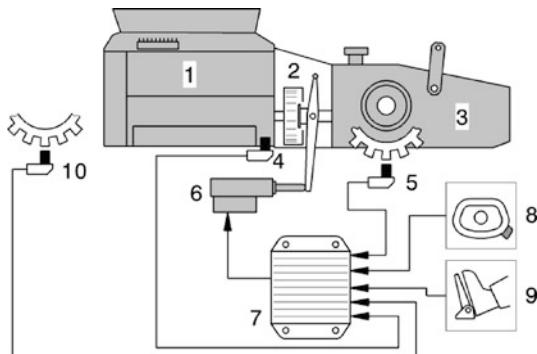
Alle drei Differenziale sind sperrbar ausgeführt. Als beste Lösung für dieses Fahrzeug stellte sich eine hydraulisch/elektronische Sperre für das mittlere und hintere Differenzial heraus, während an der Vorderachse eine Viscosperre mit Freilauf bevorzugt wurde [17].

## 7 Elektronische Fahrhilfen *Electronic Driver Aids*

Elektronische Fahrhilfen sind nicht in jeder Rennklasse erlaubt. Wo sie gestattet sind, erleichtern sie dem Fahrer seine Arbeit wesentlich und er kann sich besser auf die übrigen Vorgänge beim Fahren konzentrieren und ermüdet weniger rasch.

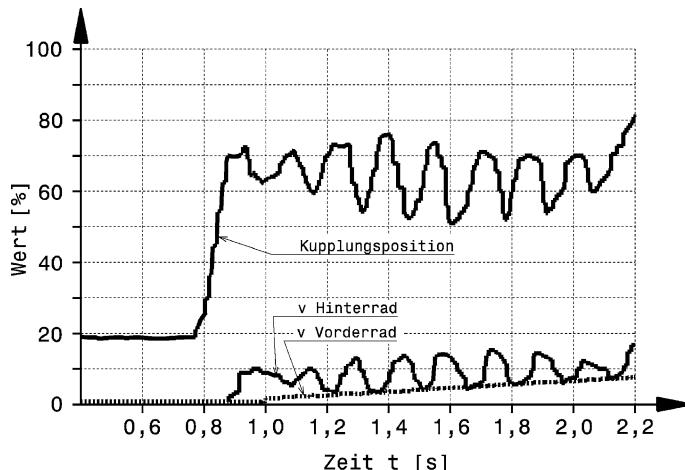
**Anfahrhilfe *Launch Control*.** Die Betätigung der Kupplung ist bei stehendem Start vor allem bei hochgezüchteten Motoren nicht einfach und es kommt immer wieder zu Fehlstarts oder Abwürgen des Motors. Deshalb gab und gibt es immer wieder Versuche die Kupplungsbetätigung zu automatisieren. Abbildung M.114 zeigt eine Prinzipübersicht. Die Kupplung (2) selbst ist gleich wie die vom Fahrer mit dem Fußpedal betätigtes, nur dass sie in dem Fall von einem Aktuator (6) (elektro-hydraulisch, pneumatisch,...) betätigt wird. Der Fahrerwunsch wird über einen Schalter am Lenkrad eingegeben. Ein Steuergerät (7) verarbeitet die Eingangsdaten von Sensoren, die den Betriebsbereich des Motors (4) und des Fahrzeugs (5) sowie natürlich die Kupplungsfunktion erfassen. Dazu weist der Kupplungsaktuator einen integrierten Wegsensor auf. Jüngste Entwicklungen solcher Aktuatoren arbeiten hydraulisch als Zweikolben-Nehmerzylinder. Die beiden Kolben sind in Serie angeordnet.

**Abb. M.114** Funktionsprinzip automatische Kupplung. 1 Motor engine, 2 Kupplung clutch, 3 Getriebe transmission, 4 Motordrehzahl engine speed, 5 Raddrehzahl Antriebsräder wheel speed driving wheels, 6 Kupplungssteller clutch actuator, 7 Steuergerät control unit, 8 Kupplungsschalter clutch button, 9 Fahrpedal accelerator pedal, 10 Raddrehzahl Vorderräder wheel speed front wheels

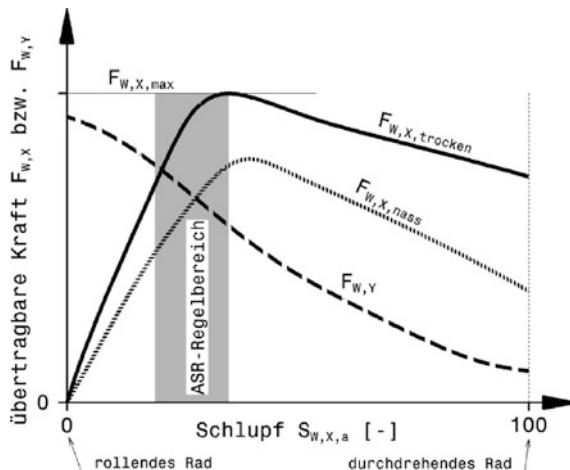


Der zweite Kolben ermöglicht dabei einerseits eine vollautomatische Entlüftung sowie andererseits ein Verfahren auf „Anschlag“. Diese Maßnahme reduziert die Regelungszeit der Kupplung im geöffneten Zustand [29].

Beim Start wird analog zur Traktionskontrolle ein bestimmter Reifenschlupf der Antriebsräder eingeregelt, damit die größtmögliche Umfangskraft aufgebaut werden kann. Während der Regelung werden im 10-ms-Takt alle erforderlichen Informationen vom Steuergerät neu verarbeitet. Der Reifenschlupf ergibt sich aus der Differenzgeschwindigkeit zwischen Vorder- und Hinterräder. Übersteigt der Schlupf der Antriebsräder den vorgegebenen Wert, wird der Kupplungshebel in Richtung „Öffnen“ gefahren und das überschüssige Motormoment wird in der Kupplung abgebaut. In Folge verzögern die Antriebsräder. Die Regelung greift wieder ein, sobald die Hinterräder eine vorgegebene Differenzgeschwindigkeit zu den Vorderrädern erreicht haben. Dann wird die Kupplung in Richtung „Schließen“ aktuiert. Dieser Regelzyklus kann sich bis zu achtmal pro Sekunde wiederholen, Abb. M.115. Die Motorleistung bleibt während dessen anhaltend auf dem Maximalwert.



**Abb. M.115** Launch-Control durch Kupplungsregelung [29]. Die Kupplung wird vom Steuergerät über einen Aktuator so gestellt, dass bei konstanter maximaler Motorleistung, der Schlupf der Antriebsräder in einem gewissen Bereich bleibt



**Abb. M.116** Regelbereich einer Traktionsregelung. Ein rein rollendes Rad überträgt zwar keine Umfangskraft  $F_{w,X}$ , kann dafür aber die größte Seitenkraft  $F_{w,Y}$  aufbauen. Mit zunehmendem Schlupf steigt die übertragbare Umfangskraft zunächst stark an und erreicht ihr Maximum bei relativ kleinen Schlupfwerten. Für größtmögliche Antriebskräfte darf der Schlupf an keinem Antriebsrad größer als dieser Wert werden. Gleichzeitig nimmt die übertragbare Seitenkraft ab, so dass der Regelbereich beim Maximum endet, damit nicht zu viel Seitenkraftpotenzial verloren geht. Die Kennlinien sind unter anderem abhängig vom Reifen, der Fahrbahn und der Geschwindigkeit

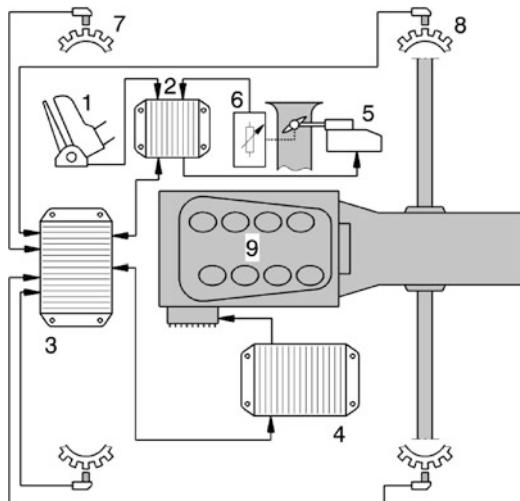
**Traktionsregelung Traction Control.** Diese Einrichtung verhindert einen zu großen Schlupf der Antriebsräder (deshalb bei Pkw auch als ASR – Antriebsschlupfregelung) bezeichnet. Wird der Schlupf zu groß, kann weniger Umfangskraft übertragen werden (außerdem erhöht das den Laufflächenverschleiß unnötig) und das Seitenführungspotenzial der Reifen wird stark reduziert. Beides soll für größtmögliche Beschleunigung und zur Aufrechterhaltung der Fahrstabilität (Spurtreue) verhindert werden, Abb. M.116. Der Regelbereich des Reifenschlupfs ist nicht konstant sondern u. a. abhängig vom Reifen, der Fahrbahn sowie der Geschwindigkeit und liegt in der Größenordnung 8 bis 15 %.

Gute Fahrer reagieren auf zu starken Reifenschlupf innerhalb einer Fünftel-Sekunde mit dem Gasfuß. Eine elektronische Regelung reagiert wesentlich schneller und entlastet darüber hinaus den Fahrer von dieser Aufgabe. Der Fahrer gibt über das Fahrpedal zwar seinen Wunsch bekannt, ob bzw. wie der umgesetzt wird, entscheidet jedoch das Steuergerät der Regelung. Dafür ist unter anderem der Einsatz eines E-Gassellers erforderlich. Zwischen Fahrpedal und Drosselklappe existiert also keine mechanische Verbindung mehr, Abb. M.117. Der über das Fahrpedal (1) bekannt gegebene Fahrerwunsch wird zwar erkannt, aber nur bis zu dem Punkt vom E-Gas-Steuengerät (2) in Antriebsmoment umgesetzt, bis die Antriebsräder durchzudrehen drohen. Sensoren messen dazu die Drehzahlen der Vorder- (7) und Hinterräder (8). Diese Werte werden vom ASR-Steuengerät (3) miteinander verglichen. Der Schlupf eines Rads ergibt sich aus den Messwerten zu:

$$S_l = 1 - \frac{v_{w,l}}{v_v}$$

- $S_l$     Schlupf des linken Reifens, – (Kap. G.2.3). Der Schlupf des rechten Reifens folgt analog aus  $v_{w,rs}$
- $v_{w,l}$     Umfangsgeschwindigkeit des linken Reifens, m/s.  $v_{w,l} = r_{dyn} \omega_{w,l}$
- $v_v$     Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s. Der Wert wird aus den gemittelten Raddrehzahlen vorne ermittelt

**Abb. M.117** Traktionsregelung  
 Schema. 1 Fahrpedal *accelerator pedal*, 2 E-Gas-Steuergerät *drive-by-wire control unit*, 3 ASR-Steuergerät *traction control unit*, 4 Motorsteuergerät *engine control unit*, 5 Drosselklappensteller *throttle actuator*, 6 Drosselklappenpotentiometer *throttle position sensor*, 7 Raddrehzahlsensor vorne *front wheel speed sensor*, 8 Rad-drehzahlsensor hinten *rear wheel speed sensor*, 9 Motor und Getriebe *engine and transmission*

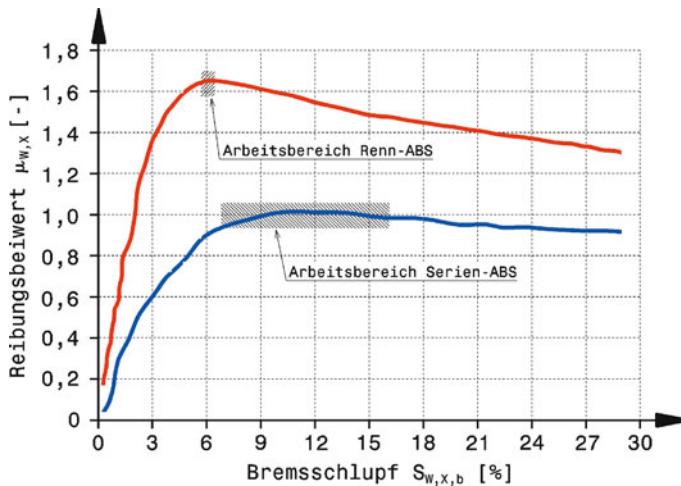


Im Bedarfsfall, d. h. wenn die Antriebsräder zu stark schlupfen, wird die Motorleistung zurückgenommen. Dies geschieht über Drosselklappe, Einspritzmenge und Zündwinkel in abgestimmter Reihenfolge. Diese Maßnahmen werden vom Motorsteuergerät (4) umgesetzt. Mit 15 bis 30 Hz wird die Zündung einzelner Zylinder moduliert, dabei wird noch zyklisch über alle Zylinder geschaltet damit die einzelnen Zylinder entlastet werden. Die alleinige Steuerung der Drosselklappe ist nicht möglich, diese wäre zu langsam. Am besten ist eine Kombination aus Zylinderabschaltung (ZAS) und Drosselklappensteuerung. Über die Drosselklappe wird grob vorgesteuert, die Feinregulierung wird mittels ZAS vorgenommen. Andere Möglichkeiten der Traktionskontrolle ergeben sich durch Variation der Luftzahl  $\lambda$  (s. Anhang) oder des Zündwinkels. Nachteilig bei letzterer Methode ist das Ansteigen der Abgastemperatur bei kleinen Zündwinkeln, weil die Verbrennung beim Öffnen der Auslassventile eventuell noch nicht abgeschlossen ist und in den Abgastrakt hineinreicht.

Grundsätzlich wirkt auch ein über der Motordrehzahl abfallender Momentenverlauf als Traktionsregelung. Bei steigender Motordrehzahl durch schlupfende Antriebsräder sinkt das Motormoment und die Räder erreichen wieder die Kraftschlussgrenze (dynamisch stabiles Verhalten).

Es gibt auch Systeme, die neben der Motorsteuerung auch die Radbremsen individuell betätigen. Dadurch kann einerseits die Funktion eines Sperrdifferenzials nachgebildet werden, indem das durchdrehende Rad gebremst wird, und andererseits die Fahrstabilität aufrechterhalten werden, indem durch gezieltes einseitiges Bremsen eine Gierbewegung abgefangen wird. Dafür braucht das Steuergerät allerdings weitere Eingaben, damit es den Fahrzustand erkennen und Gegenmaßnahmen errechnen kann. So erhält es zusätzlich Daten über den Lenkradeinschlag und über die Wagendrehung von einem Gierratensensor. Untersteuert der Wagen zu stark, wird primär das kurveninnere Hinterrad gebremst, übersteuert er dagegen, wird das kurvenäußere Vorderrad eingebremst. Die sonst nachteilige Abnahme der Seitenkräfte durch die erzeugten Bremskräfte wirkt in dem Fall unterstützend.

Bei Rallye-Fahrzeugen ist eine Traktionsregelung schwierig zu realisieren, weil die Bodenverhältnisse so stark schwanken (Schotter, Asphalt, ...). Daher begnügen sich viele Teams mit einer Drehzahlbegrenzung des Motors als Stellgröße um den Reifenschlupf zu begrenzen.



**Abb. M.118** Betriebsbereiche von ABS-Anlagen, nach [71], Serienreifen (blau) und Rennreifen (rot) bei gleichen Reifentemperaturen. Rennreifen: Dunlop DTM Slick 265/660-18. Der Betriebsbereich des Renn-ABS ist in einem wesentlich engeren Fenster auf den Reifen abgestimmt als die Serien-Applikation, die unterschiedliche Reifen erfassen muss.

**Antiblockiersystem Anti Lock Braking System.** Ähnlich wie beim Anfahren gibt es auch beim Bremsen den Wunsch das Reifenpotential maximal auszunutzen. Im Gegensatz zu einer Traktionsregelung steht bei einem ABS allerdings die Forderung im Fokus der Auslegung, dass das Rad niemals blockiert. Ein blockierender Reifen baut weniger Bremskraft auf (Gleitreibung!), die Bremsenergie wird in erster Linie nur im Latsch in Wärme umgewandelt (und nicht in der Bremsscheibe) und die Seitenführung geht verloren. Eine ABS-Funktion ist jedoch ein Kompromiss zwischen Fahrbarkeit und Bremswirkung. Bei Serienfahrzeugen wird größter Wert auf die Fahrbarkeit gelegt: Das Fahrzeug muss unter allen Umständen manövrierfähig bleiben. Bei Renn-ABS-Systemen steht die Bremswirkung im Vordergrund. Ein leicht instabiles Fahrzeug können erfahrene Piloten immer noch beherrschen [72].

Zur Veranschaulichung eines ABS-Regelvorgangs betrachten wir zunächst nur ein Rad, Abb. M.118. Beim Anbremsen steigt der Hydraulikdruck im Bremssystem und das Rad beginnt stärker zu verzögern als das Fahrzeug. Der Bremsschlupf (vgl. Abschn. G.2.3) steigt somit von Null beginnend an, bis bei einem reifen- und fahrbahnabhängigen Wert ein Maximalwert der Reibkraft erreicht wird. Eine weitere Steigerung des Bremsdruckes führt zu einer Abnahme der Bremskraft, mit der Gefahr, dass das Rad in kurzer Zeit blockiert, weil das Moment der Radbremse gleich bleibt oder steigt, während das mögliche Reaktionsmoment des Reifens sinkt (ergibt Überschussmoment der Radbremse). Das Regelsystem muss daher den Bremsschlupf im Bereich der maximalen Reibkraft des Reifens halten. Im Unterschied zu einem Serien-ABS, bei dem unterschiedliche Reifen in einem breiten Schlupfbereich abgedeckt werden müssen, kann der Regler der Renn-Ausführung in einem engeren Bereich auf das Verhalten des eingesetzten Reifens ausgelegt werden. Der Regler erfasst die Raddrehzahländerung (Winkelbeschleunigung) und errechnet aus Daten weiterer Sensoren (z. B. Fahrzeug-Beschleunigungssensor) eine Fahrzeug-Referenzgeschwindigkeit. Damit kann der Rechner den aktuellen Bremsschlupf ermitteln und durch Modulation des Bremsdruckes auf den Wunschwert einregeln. Im Fall eines so genannten 4-Kanal-Systems können alle 4 Räder eines Fahrzeugs individuell geregelt werden. Zumaldest beim Bremsen nähert man sich damit dem Ideal an, dass radindividuelle, unterschiedliche Radlasten berücksichtigt werden. Abgesehen davon, dass so

etwas mit nur einem Bremspedal ohnedies nicht möglich ist, könnte dies ein (menschlicher) Fahrer besonders bei Kurvenfahrt nie schaffen.

In Fahrzeugen ohne ABS kann dem Fahrer durch eine Lampe auf der Anzeigetafel oder am Lenkrad signalisiert werden, dass ein Rad blockiert oder zu wenig bremst. Solche Einrichtungen werden naturgemäß in Tourenwagen, in denen der Fahrer die Räder nicht sehen kann, bevorzugt eingesetzt.

**Halbautomatisches Getriebe Semi-automatic Transmission.** Der Schaltvorgang wird vom Fahrer über Knöpfe oder Wippen am Lenkrad eingeleitet. Alles Weitere steuert der Bordrechner und setzt die erforderlichen Handlungen über meist elektrohydraulische Aktuatoren um. So wird die Kupplung automatisch geöffnet und nach dem Schaltvorgang wieder geschlossen. Die Zugkraftunterbrechung des Motors, z. B. über Zündunterbrechung, nimmt ebenfalls die elektronische Steuereinheit vor, siehe auch Abschn. M.3 (Abb. M.27).

In Fahrzeugen mit manueller Schaltung findet man oft Schaltlampen (*shift lights*), die dem Fahrer anzeigen, dass die Motordrehzahl zum Hochschalten erreicht ist. Diese Anzeige kann gangindividuell programmiert werden.

## 8 Hybridantriebe Hybrid Drives

Zur Rückgewinnung der kinetischen Energie beim Bremsen werden im Fahrzeug zum herkömmlichen Verbrennungsmotor auch andere Systeme der Energieumwandlung eingesetzt. Wird eine solche gemischte Anordnung von Antriebsquellen und Energiespeichern allgemein in einem Fahrzeug installiert, spricht man von einem Hybridantrieb (hybrid, lateinisch für Zwitter), das Fahrzeug wird als Hybridfahrzeug oder HEV (hybrid electric vehicle) bezeichnet. Somit kann der Verbrennungsmotor, der weitere Motor (Elektromotor, Hydraulischer Motor, ...) oder beide zusammen zum Vortrieb genutzt werden. Die Idee dabei ist, die Vorteile der einzelnen Antriebsquellen bei unterschiedlichen Fahrzuständen so zu nutzen, dass sie die offenkundigen Nachteile des erhöhten technischen und baulichen Aufwands überragen.

Spielen die beteiligten Systeme geschickt zusammen, ergeben sich folgende Möglichkeiten:

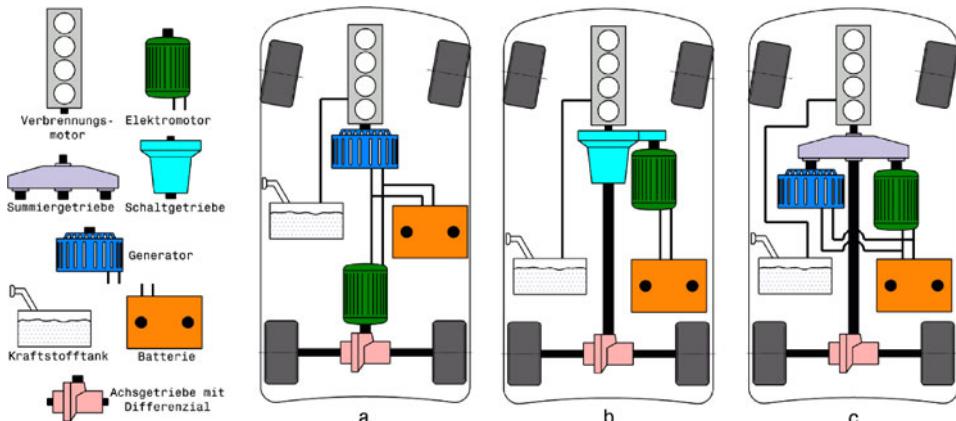
- Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs bei gegebener Leistung, was vor allem für Langstreckenbewerbe von Bedeutung ist
- Erhöhung der Fahrleistungen bei unverändertem Kraftstoffverbrauch.
- Beschleunigungsunterstützung (Boosten).

Allgemeine Vorteile von Hybridsystemen sind [1]:

- Geringe Emissionen bis hin zu lokal emissionsfreiem Fahren
- Geräuscharmes rein elektrisches Fahren
- Steigerung des Funktionskomforts
- Fahrstabilisierung.

Die grundsätzlichen Möglichkeiten verschiedene Antriebsquellen zu kombinieren sind in Abb. M.119 zusammengefasst.

Beim **seriellen Hybrid** befinden sich zwar zwei verschiedene Antriebsquellen an Bord, der Antrieb erfolgt jedoch immer elektrisch. Es existiert also keine mechanische Verbindung zwischen dem Verbrennungsmotor und den Antriebsrädern. Dieser Hybrid heißt demnach auch „elektrisches Ge-



**Abb. M.119** Arten von Hybridantrieben, nach [1]. **a** Serieller Hybrid *series hybrid*, **b** Parallelhybrid *parallel hybrid*, **c** Mischhybrid *combined hybrid*

triebe“. Als Energiequelle für den Elektromotor dienen eine Batterie und/oder ein Generator, der von einem Verbrennungsmotor angetrieben wird. Für diese Anwendung wird der Verbrennungsmotor hinsichtlich Wirkungsgrad und/oder Emissionen auf den im Vergleich zum Fahrbetrieb wesentlich kleineren Betriebsbereich optimiert (Bestpunkt- statt Kennfeldbetrieb). Es müssen sämtliche am Antrieb beteiligten Komponenten (Verbrennungsmotor, Generator, Elektrische Maschine) für die Dauerhöchstgeschwindigkeit ausgelegt werden. Damit hat diese Hybridart die höchsten installierten Komponentenleistungen, was sich in Gewichts- und Kostennachteilen äußert. Der serielle Hybrid findet sich deshalb praktisch nur bei Nutzfahrzeugen und bei Fahrzeugen, wo die Übertragung der Antriebsleistung zu den Rädern mechanisch zu aufwändig wäre.

Können der Elektromotor und der Verbrennungsmotor parallel direkt die Räder antreiben, spricht man von einem **Parallelhybrid**. Man kann somit rein elektrisch, rein verbrennungsmotorisch oder kombiniert fahren. Für Systeme mit Elektromotoren unter 10 kW Leistung, hat sich die Bezeichnung „Mild Hybrid“ durchgesetzt. Bei Mild Hybrids ist kein rein elektrisches Fahren möglich, wohl aber Start/Stopp des Verbrennungsmotors, Energierückgewinnung beim Bremsen und eine Unterstützung des Verbrennungsmotors durch ein Zusatzmoment (Boosten).

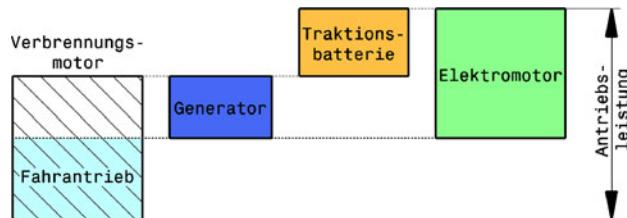
Liegt die Leistung der Elektromaschine darunter (etwa 2 bis 3 kW), spricht man von Micro-Hybrid. Weist die Elektromaschine eine Leistung weit über 15 kW auf, liegt ein Full-Hybrid vor.

Die meisten Möglichkeiten die verschiedenen Antriebssysteme zu kombinieren bieten **Mischhybride** an. Sie stellen eine Kombination aus parallelem und seriell Leistungsfluss dar. Deswegen heißen solche Systeme auch leistungsverzweigte Hybride (*power split hybrid*). Mit der hohen mechanischen und elektrischen Komplexität liegt der Hauptnachteil dieser Kombination auf der Hand. Auch der Steuerungsaufwand für ein sinnvolles Zusammenspiel (Betriebsstrategie *operating strategy*) der installierten Systeme in Abhängigkeit des Fahrzustands, des prognostizierten Streckenverlaufs, des Batteriezustands, des thermischen Verhaltens usw. ist enorm.

Bei Rennfahrzeugen ist zwar im Gegensatz zu Pkw der Streckenverlauf genau bekannt und Abgasemissionen sowie Batterielebensdauer spielen eine untergeordnete Rolle, dennoch sind Simulationswerkzeuge (s. Anhang) erforderlich um eine gewinnbringende Rennstrategie aufzustellen. Hierbei werden das gesamte Fahrzeug inklusive der Reifen, das Fahrerverhalten und auch die Rennstrecke mit Fokus auf die Zielsetzung (Boosten, Höchstgeschwindigkeit, Kraftstoffverbrauch, Runden zwischen Boxenstopps, ...) simuliert [64].

**Tab. M.12** Mögliche Funktionen von Antriebssystemen

Funktion	Hybrid				E-Fahrzeug
	Seriell	Parallel	Gemischt	Plug-In	
Elektrisch fahren (Boxengasse, rückwärts)	•	•	•	•	•
Elektrisch fahren Langstrecke	•				•
Boosten (Drehmomentunterstützung)		•	•	•	
Rekuperieren (Energierückgewinnung beim Bremsen)	•	•	•	•	•
Kraftstoffverbrauchsreduktion	(•)	•	•	(•)	
Start/Stopp	•	•	•	•	•
Aufladen am Stromnetz				•	•

**Abb. M.120** Leistungsaddition bei Hybrideinheiten (Systemleistung). Mischhybridsysteme ermöglichen eine Addition der installierten Leistungen und können so die Antriebsleistung des Fahrzeugs aus jener des Verbrennungsmotors plus jener des Elektromotors zusammensetzen. Die vermindern wirkenden Verluste zwischen den Komponenten sind in diesem Schema der Übersicht halber nicht dargestellt

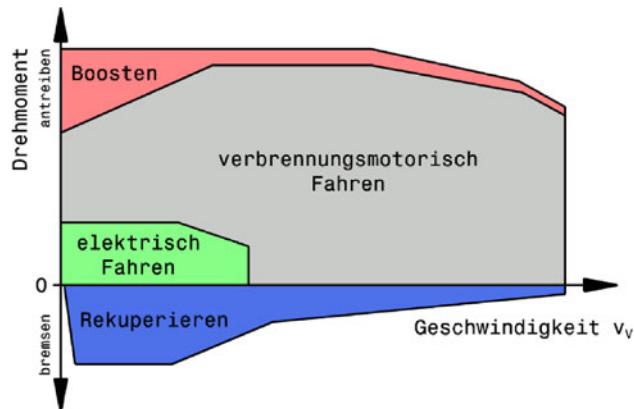
Wenn die Batterie auch von außen über das Netz – also durch die Steckdose – nachgeladen werden kann, spricht man auch von einem „Plug-In-Hybrid“ (Steckdosenhybrid).

Bei einem Hybrid, bei dem rein elektrisches Fahren möglich ist, kann der Rückwärtsgang im Getriebe entfallen. Die Drehrichtungsumkehr wird bei einem Elektromotor mit der Motorsteuerung elektronisch wesentlich Platz sparer dargestellt.

Dafür benötigen die elektrischen Maschinen eine Trennkupplung, die sie beim Erreichen der Grenzdrehzahl vom aktiven Antriebsstrang abkoppeln. Typische Leistungen von Elektromaschinen für Hybride liegen bei 30 kW, womit sich durch die Vorgabe eines gewünschten Anfahrmoments eine entsprechend niedrige Übersetzung ergibt. Diese Übersetzung bedingt, dass die Maximaldrehzahl der Elektromaschine bereits weit vor der Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeugs erreicht wird und deshalb abgekoppelt werden muss. Mit einer Anschlussübersetzung, also einem zweiten Gang, kann die Trennkupplung entfallen [40].

In Tab. M.12 sind die wichtigsten Funktionen der unterschiedlichen Kombinationen von Antriebsarten angeführt. Zum Vergleich ist der Elektroantrieb auch in dieser Betrachtung aufgenommen. Elektrisches Fahren über längere Strecken wäre mit jedem Hybrideinheit an sich möglich, nur die ausgeführten Traktionsbatterien und Elektromaschinen von Parallel- und Gemischtsystemen sind auf andere Funktionen ausgelegt. Von einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs (gemeint als Energieeinsparung) kann man streng genommen nur sprechen, wenn ein Fahrzeug Energie von außen nur als Kraftstoff tankt. Ein Plug-In Hybrid nimmt Energie auch in Form von Strom auf. Das Fahrzeug verbraucht allein dadurch weniger Kraftstoff. Ob der Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs höher ist, weiß man deswegen nicht.

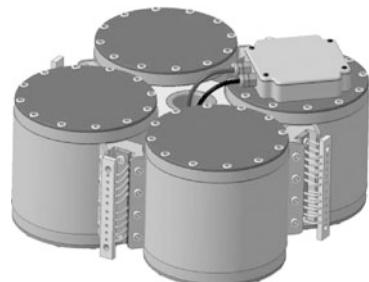
**Abb. M.121** Beispiel für das Zusammenspiel einzelner Betriebsarten in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und des erforderlichen Drehmoments [50]



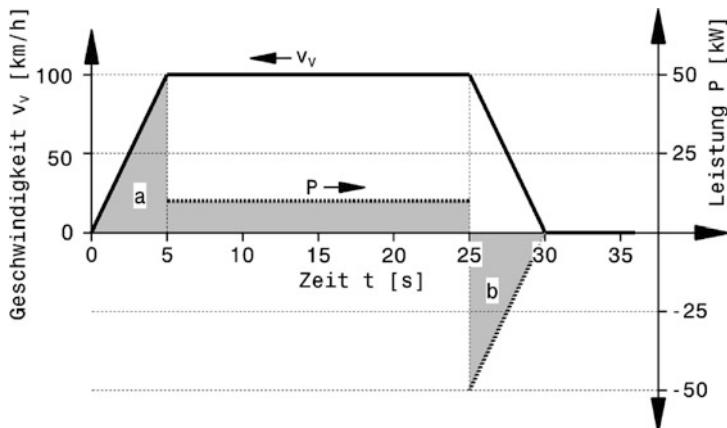
Die gesamte zum Antrieb zur Verfügung stehende Leistung setzt sich je nach Hybridsystem aus den einzelnen installierten Leistungen der Antriebs- und Speicherkomponenten zusammen, Abb. M.120. Man spricht daher auch von einer „Systemleistung“ zur Charakterisierung eines Hybirdfahrzeugs und meint damit die wirksame Summe der installierten Leistungen. Die Angabe der Leistung des Verbrennungsmotors allein reicht nicht aus um die tatsächlich möglichen Fahrleistungen darzustellen.

Ein Beispiel für die Strategie, wie die verschiedenen Systeme eingesetzt werden zeigt Abb. M.121. In dem Fall hängt der gewählte Betriebsmodus vom erforderlichen Drehmoment an den Antriebsrädern und der Geschwindigkeit des Fahrzeugs ab. Bei geringen Geschwindigkeiten und geringer Momentenanforderung wird rein elektrisch gefahren, z. B. in der Boxengasse. Bei größeren Antriebsmomenten treibt nur der Verbrennungsmotor die Räder an, etwa beim Herausbeschleunigen aus langsamem Kurven. Wird das maximal zur Verfügung stehende Moment gebraucht, leistet auch der Elektromotor seinen Anteil und boostet, z. B. beim Beschleunigen auf der Geraden und beim Überholen. Wird ein negatives Moment gebraucht (Bremsen), kann rekuperiert werden. Bei hohen Geschwindigkeiten führt allerdings bereits ein geringes Moment zu hohen Bremsleistungen und damit wird die Aufnahmegrenze der Batterie und/oder der elektrischen Maschine erreicht. Soll stärker gebremst werden, muss das restliche Bremsmoment „wie gewohnt“ von der Reibungsbremse aufgebracht werden.

#### Bremsenergierückgewinnung Kinetic Energy Recovery System (KERS).



Beim Bremsen wird die kinetische Energie des Fahrzeugs hauptsächlich (einen Anteil zur Verzögerung tragen die Fahrwiderstände ja auch bei, vgl. Abb. L.6) in den Bremsen in Wärme umgewandelt

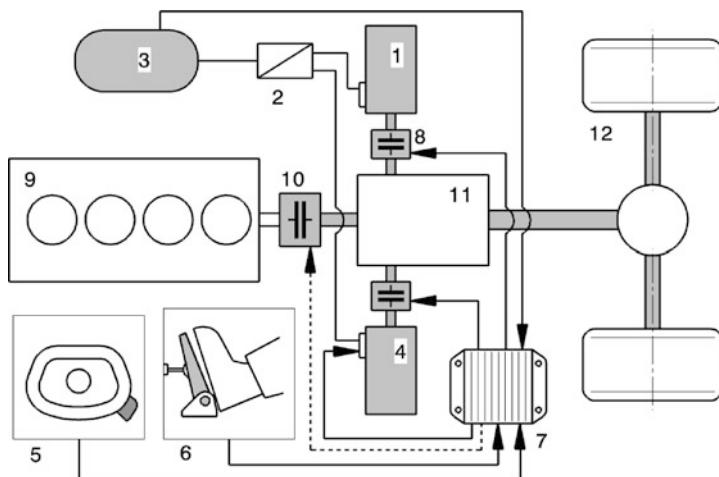


**Abb. M.122** Energiebedarf beim Fahren. Im Leistungs/Zeit-Diagramm entspricht die Fläche unter der Kurve einer Energie ( $\text{W s}$ ). Ein Fahrzeug beschleunigt in 5 s aus dem Stand auf 100 km/h, fährt dann mit dieser Geschwindigkeit weiter und bremst anschließend in 5 s wieder bis zum Stillstand. Man erkennt, dass die Energie zum Beschleunigen (Dreiecksfläche a) der beim Bremsen abgeführten Energie (Dreieck b) entspricht

und an die Umgebung abgeführt. Damit ist diese Energie für das Fahrzeug selbst nicht wieder nutzbar. Gerade beim Rennbetrieb wird aber unmittelbar nach dem Bremsvorgang wieder eine Beschleunigungsphase folgen. Eine Phase also, in der vermehrt Energie zugeführt werden muss, um den Wagen wieder auf ein höheres Geschwindigkeitsniveau zu bringen. Ähnliches wird auch beim Pkw speziell im städtischen Bereich festgestellt, aber auch auf der Autobahn muss ab und zu gebremst werden. Abbildung M.122 stellt diesen Sachverhalt anschaulich dar.

Es liegt daher der Gedanke (vor allem bei knapper werdenden Ressourcen) nahe, die Bremsenergie im Fahrzeug zu speichern und bei Bedarf dem Antriebssystem wieder zuzuführen (Nutzbremsung, Rekuperieren). In einigen Rennklassen sind solche Energierückgewinnungssysteme (ERS) zugelassen, so etwa Formel 1 und LMP. Den allgemeinen Aufbau eines solchen Systems beschreibt Abb. M.123.

Die kinetische Energie des Fahrzeugs wird beim Bremsen von den Rädern kommend in einen Energiespeicher (3) geleitet. Beim Beschleunigen wird ein Teil der Energie aus dem Speicher wieder den Rädern zugeführt. Diese Energie muss also nicht (nur) vom Verbrennungsmotor geliefert werden. Es handelt sich also bei dieser Teilfunktion um einen Hybridantrieb. Eine Steuerung (7) sorgt dafür, dass der Leistungsfluss in die gewünschte Richtung gelenkt wird. Beim Bremsen wird der entsprechende Energiewandler (1) in den Antriebstrang geschaltet (Kupplung 8) und der Verbrennungsmotor je nach Drehzahl gegebenenfalls ausgekuppelt (10). Soll die gespeicherte Energie wieder abgerufen werden, wird der Energiewandler für das Antreiben (4) in den Antriebstrang geschaltet und der Bremsenergiewandler (1) ausgekuppelt. Die Schaltungsmöglichkeiten des Systems sind vielfältig und reichen von einer reinen Verstärkung der Motorbremse bis zu einer vollwertigen Betriebsbremse. Einzelne Elemente dieses Systems können auch mehrere Aufgaben übernehmen: Eine elektrische Maschine kann sowohl als Generator Bremsenergie in elektrische umwandeln, als auch im motorischen Betrieb elektrische Energie als mechanische bereitstellen. Der Energiewandler (2) zum Speicher kann auch entfallen, wenn beide Energiewandler zum Antreiben und Bremsen direkt mit der Energieform des Speichers betrieben werden können. Bei einem rein hydraulischen oder pneumatischen System wäre das beispielsweise der Fall. Bei einem elektrischen System dagegen liefert ein Generator beim Bremsen Wechselspannung, die in einem Gleichrichter erst für die Batterie als Gleichspannung aufbereitet werden muss.



**Abb. M.123** Prinzipaufbau eines Bremsenergierückgewinnungssystems. 1 Energiewandler Bremsen *energy transformer braking*, 2 Energiewandler zu Speicher *energy transformer storage*, 3 Energiespeicher *energy storage*, 4 Energiewandler Antrieb *energy transformer drive*, 5 Schalter am Lenkrad *switch at steering wheel*, 6 Brems- oder Fahrpedal *brake or accelerator pedal*, 7 Steuergerät *control unit*, 9 Verbrennungsmotor *combustion engine*, 10 Trennelement *(Kupplung) clutch*, 11 Getriebe *transmission*, 12 Antriebsräder *driving wheels*

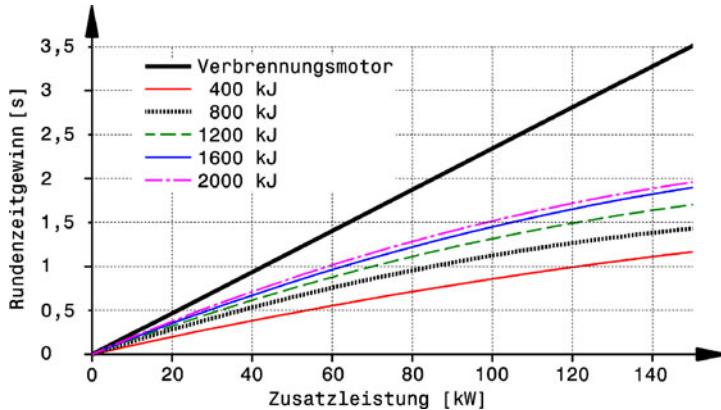
Je nach Einsatzzweck bietet eine Bremsenergierückgewinnung folgende Vorteile:

- Kraftstoffersparnis
- Start/Stopp-Funktion
- kurzfristige Leistungssteigerung des Motors (Boosten) beim Überholen oder Zurückschalten
- Schonung der Betriebsbremse
- Entfall des Retourgangs (Rangieren mit der gespeicherten Energie und dem Zusatzantrieb).

Dabei dürfen allerdings die begleitenden Nachteile nicht außer Acht gelassen werden:

- Bauraumbedarf des Systems
- zusätzliches Gewicht
- zusätzlicher Bedienungsaufwand für den Fahrer bzw. elektronischer Steuerungsaufwand im Fall einer automatischen Steuerung
- Energiespeicher ist sicherheitskritisch (Unfall, Alterung)
- zusätzliche Kosten.

Durch die zusätzliche Leistung der zweiten Antriebsquelle steigen die Fahrleistungen. Eine Simulation zeigt, welche Rundenzeitverbesserungen dabei erzielt werden können, Abb. M.124. Mit zunehmender Zusatzleistung kann eine Runde schneller absolviert werden. Je länger diese Zusatzleistung abgerufen werden kann, also je mehr Energie pro Runde gespeichert wurde, desto stärker wirkt sich das aus. 2009 gestattete das Formel-1-Reglement erstmals Energierückgewinnung (KERS). 400 kJ pro Runde dürfen gespeichert werden und die maximale Zusatzleistung ist auf 60 kW begrenzt. Die daraus folgende Zeit zum vollständigen Laden bzw. Leeren des Speichers beträgt 6,7 s (Zeit = Energie durch Leistung). Le-Mans-Prototypen (LMP) dürfen unbegrenzt Zusatzleistung zur Verfügung stel-



**Abb. M.124** Rundenzeitverbesserung durch Zusatzleistung, nach [64]. Die Simulation zeigt mögliche Rundenzeiteinsparungen in Abhängigkeit von der Zusatzleistung und der gespeicherten Energie in kJ für Formel-3-Fahrzeuge auf der Rennstrecke in Spa

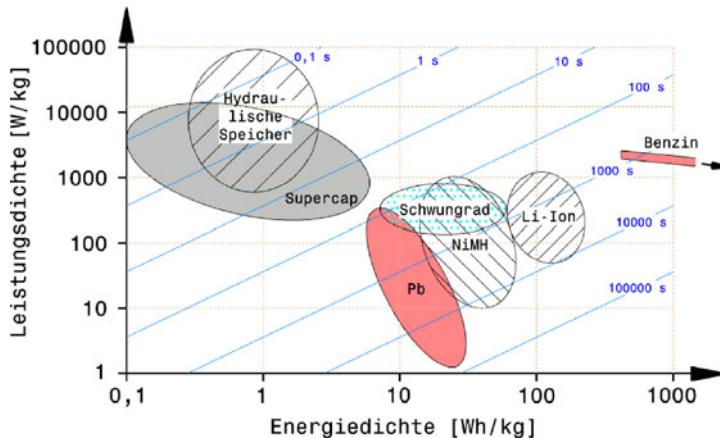
len, allerdings ist die Energie auf 500 kJ zwischen zwei Bremsmanövern beschränkt. LMP-Fahrzeuge dürfen auch alle Räder mit der rückgewonnenen Energie versorgen, während dies in der Formel 1 nur an der Hinterachse erlaubt ist.

Wenn auch das Prinzip der Energierückgewinnung immer gleich ist, so gibt es doch zahlreiche unterschiedliche Möglichkeiten der Realisierung. Tabelle M.13 gibt in Form eines morphologischen Kastens einen Überblick über einige mögliche Lösungen.

Durch zweckmäßige Kombination der einzelnen Lösungen können daraus unterschiedliche Systeme dargestellt werden. Die gespeicherte Energie kann grundsätzlich für jeden Leistungsbedarf im Fahrzeug eingesetzt werden: Zur Unterstützung des Motors beim Beschleunigen (Boosten, Schalt-Push), zum Antrieb der Nebenaggregate, zum Anfahren und Starten des Verbrennungsmotors. Natürlich ändern sich durch die Ausrichtung des Systems auf eine dieser Möglichkeiten die Anforderungen an die einzelnen Funktionsträger. Zum Anfahren beispielsweise muss der Energiespeicher weit weniger Energie bereitstellen als zum Boosten. Umgekehrt muss der Energiespeicher auch fähig sein die anfallende Bremsenergie aufzunehmen. Zur Rekuperation, die auch bei Pkw-Hybridanwendungen als wesentlicher Vorteil angeführt wird, ist anzumerken, dass derzeitige Batteriesysteme nur zu einem kleinen Prozentsatz in der Lage sind die anfallende Bremsleistung aufzunehmen [38]. Zur Vorstellung der Größenverhältnisse des Speicherbedarfs kann eine Zahlenwert-Abschätzung unterstützen. Bremsst ein 640 kg Formel-1-Wagen von 300 km/h auf 100 km/h innerhalb von 3 s, so müssen die Bremsen etwa 658 kW aufnehmen (vgl. auch Kap. I *Bremsanlage*, physikalische Grundlagen). Derzeit

**Tab. M.13** Mögliche Lösungen für die Hauptfunktionen bei Energierückgewinnung (morphologischer Kasten)

Funktion	Lösung				
Energiewandler Bremse	Generator	pneumatische Pumpe	hydraulische Pumpe	Getriebe	
Energiespeicher	Batterie	Kondensator (Supercap)	Druckbehälter	Schwungrad	Feder
Energiewandler Antrieb	Elektromotor	Luftmotor	Ölmotor	Getriebe	



**Abb. M.125** Eigenschaften von Speichersystemen, nach [38]. Die speicherbare Leistung und Energie sind auf die Masse des Speichers bezogen. Hydraulische Speicher und Supercaps weisen dabei die höchsten Leistungsdichten auf, können aber nur relativ wenig Energie speichern. Batterien können sehr viel mehr Energie speichern, brauchen aber zur Energieabgabe mehr Zeit (Leistung = Energie pro Zeit). Zum Vergleich ist auch Benzin eingetragen. Seine Energiedichte reicht weit über 1000 W h/kg. Zusätzlich sind die Linien gleicher Entladezzeit (Isochronen) eingetragen

erlaubt das Formel-1-Reglement aber eine Leistungsrückfuhr von bloß 60 kW mit einer maximalen Energiefreisetzung von 400 kJ (an den Hinterrädern) pro Runde. Die (herkömmliche) Bremse wird in dem Fall also immer noch gebraucht, weil der zulässige Energiefluss (= Leistung) viel kleiner als die anfallende Bremsenergie ist. Weiters reicht für dieses Beispiel im Grunde ein Speicher mit 400 kJ Kapazität. Unterhalb einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h kann die gespeicherte Energie bei Formel-1-Fahrzeugen, deren Fahrleistungen durch die Reifentraktion begrenzt sind, nicht zurückgeführt werden.

Ein geeigneter Speicher muss also nicht nur leicht bei großer Leistungsabgabe sein, sondern soll auch im dynamischen Betrieb möglichst viel Energie aufnehmen können, Abb. M.125. Der Speicher muss aber nicht nur kurzfristig (ca. 0,5 bis 3 s) bestimmte Energiemengen aufnehmen, er muss auch wieder ausreichend Leistung (= Energie pro Zeit) abgeben. Die Entladezzeit folgt direkt aus den spezifischen Werten für Energie und Leistung:

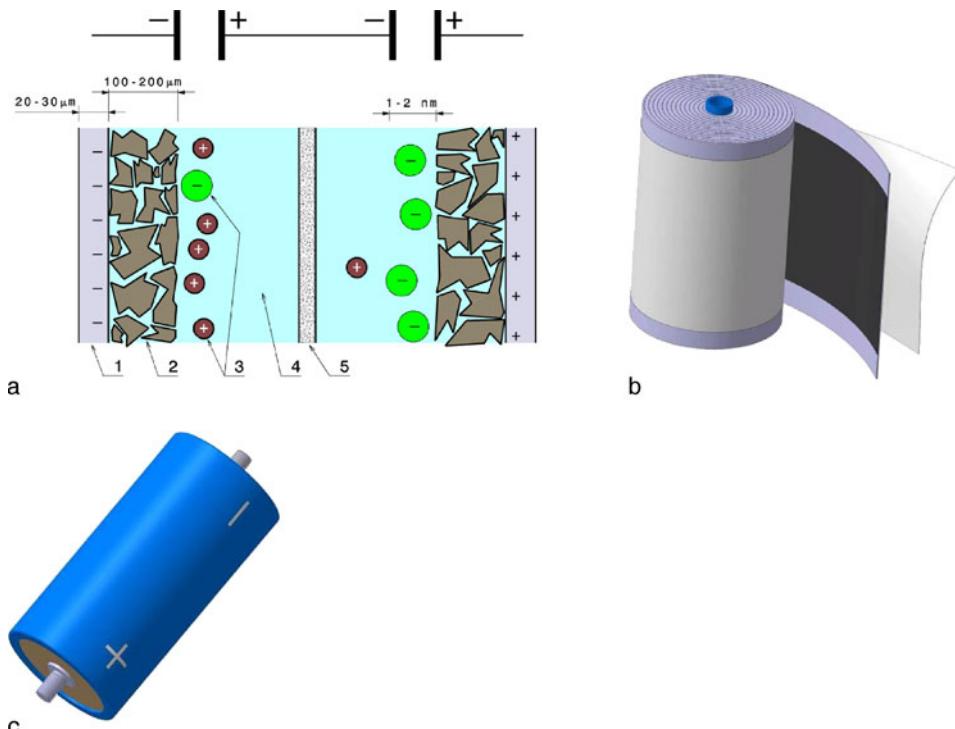
$$t_2 = \frac{E_{\text{spez}}}{P_{\text{spez}}}$$

$t_2$  Entladezzeit, s

$E_{\text{spez}}$  Energiedichte, W/kg

$P_{\text{spez}}$  Leistungsdichte, W s/kg

Die gewünschten Eigenschaften hängen vom Einsatzzweck ab. Zur Unterstützung des Verbrennungsmotors beim Überholen (Überhol-Push) ist eine relativ kleine Leistung (kW), aber kurzzeitig eine große Energiemenge (kW s = kJ) gefragt. Dafür bieten sich Schwungrad und Li-Ionen-Batterien an. Anders liegen die Verhältnisse beim Vermeiden des Leistungseinbruchs beim Zurückschalten (Schalt-Push). Hier ist eine große Leistung bei kleiner Energie erforderlich [37]. Ein typischer Anwendungsfall eines Supercaps (Supercapacitor).



**Abb. M.126** Doppelschichtkondensator *electrolytic double layer capacitor (EDLC)*. **a** schematischer Aufbau, 1 Aluminium *aluminum*, 2 poröser Kohlenstoff *porous carbon*, 3 positive und negative Ionen *positive and negative ions*, 4 Elektrolyt *electrolyte*, 5 Separator *separator*, **b** Wickelbauform, **c** technische Ausführung

**Batterie Battery.** Diese Speichertypen sind ausführlich im Abschn. 9.4 beschrieben. An dieser Stelle sei nur erwähnt, dass ein Speicher für KERS auf teilweise andere Kriterien ausgerichtet ist, als für Elektroantriebe. Ein KERS-Speicher muss rasch Energie aufnehmen bzw. wieder abgeben können. Seine Leistung (W) bzw. Leistungsdichte (W/kg) soll also groß sein, die Lade/Entladezeit kurz. Die Leistungsdichten von speziell für KERS entwickelten Batterien liegen heutzutage bei 6000 W/kg [64].

Die absolute Energiemenge, die er speichern können soll oder darf (Reglement) wiederum ist relativ klein. Bei Traktionsbatterien ist genau das Speichervermögen ein wesentliches Kriterium, weil die Reichweite direkt davon abhängt.

**Kondensatoren Capacitors.** Kondensatoren gewinnen als Energiespeicher für Hybridfahrzeuge an Bedeutung. Ihre Leistungsdichte ist hoch (über 10.000 W/kg für Supercaps) und ihre Entladezeit extrem kurz. Das stellt also genau das Verhalten dar, das für Bremsenergiespeicherung und Boostfunktionen benötigt wird. Die jüngsten Entwicklungen führen zu einer enormen Steigerung der Kapazität und das bei einem wesentlich geringeren Innenwiderstand als ihn Batterien aufweisen. Damit können große Ströme fließen und das wiederum ermöglicht große Leistungen der elektrischen Maschinen bzw. hohe Drehmomente. Die Bauart, die diese hohen Kapazitäten ermöglicht, ist der elektrolytische Doppelschicht-Kondensator (*Supercapacitor* oder kurz *Supercap*). Den Aufbau schematisch und technisch zeigt Abb. M.126. Die Elektroden werden von einer Schicht Alumini-

um (1), auf der halbleitender, poröser Kohlenstoff (2) aufgebracht ist, dargestellt. Die Struktur des Kohlenstoffs ist so beschaffen, dass die wirksame Oberfläche um ein Vielfaches ( $3000 \text{ m}^2/\text{g}$ ) vergrößert wird [44]. Ein Separator (5) trennt die Elektroden, ist aber durchlässig für geladene Teilchen (= Ionen, 3), die sich in einem Elektrolyten (4) befinden. Durch diese Anordnung entstehen zwei in Reihe geschaltete Kondensator-Schichten (Abb. M.126a, oben). Für die resultierende Kapazität ist nicht die Schichtdicke des Ionenleiters, sondern allein die Dicke der Ladungsschicht maßgeblich. Diese liegt bei dieser Bauart im Bereich 1 bis 2 nm und erklärt die hohe Kapazität.

Im ungeladenen Zustand sind die Ionen gleichmäßig im Elektrolyt verteilt. Wird eine Spannung angelegt, wandern die positiven Ionen zur negativen Elektrode und die negativ geladenen Teilchen zur positiven Elektrode. Die Energie wird letztlich durch die Polarisierung des Elektrolyts elektrostatisch gespeichert. Es findet also keine chemische Reaktion statt. Supercaps haben eine hohe Zyklusfestigkeit und eine große kalendarische Lebensdauer (siehe Abschn. 9.4).

Solche Superkondensatoren sind meist als zylindrische Wickel ausgeführt, indem die Elektrodenfolie und eine Isolierfolie aufgerollt werden (Abb. M.126b, c). So entstehen auf kleinstem Raum große Kondensatorflächen mit entsprechend großen Kapazitäten.

Anders als bei Batterien führt das Laden bzw. Entladen eines Kondensators zu einer starken Änderung der Spannung. Zusätzlich darf eine bestimmte Schwellenspannung (2,7 V) bei Doppelschichtkondensatoren nicht überschritten werden, damit keine chemische Reaktion stattfindet. Deshalb werden Kondensatoren in Fahrzeugen im Allgemeinen nicht direkt an Gleichspannungsquellen angeschlossen, sondern ein Gleichstromsteller hält die Versorgungsspannung zwischen zwei Grenzen. Wobei der obere Wert so gewählt wird, dass die mögliche Kondensatorspannung voll genutzt wird [50]. Die im Kondensator gespeicherte Energie folgt aus:

$$\Delta E = \frac{1}{2} C \cdot (U_{\max}^2 - U_{\min}^2)$$

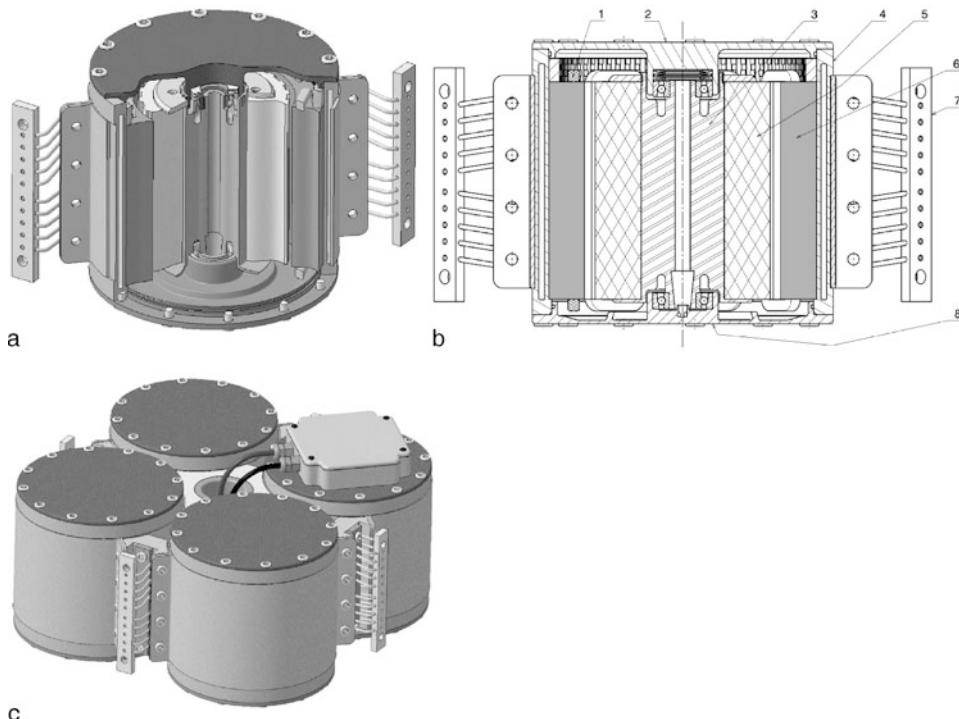
$\Delta E$  nutzbarer Energieinhalt eines Kondensators, J

$C$  Kapazität des Kondensators, F

$U_{\max}$  Maximalspannung des Kondensators, V

$U_{\min}$  Minimalspannung des Kondensators, V

**Schwungrad Flywheel.** Bei der an sich beliebigen Kombination einzelner Lösungen aus Tab. M.13 zu einem Gesamtsystem ist unter anderem auch auf die Verträglichkeit der einzelnen Systeme zu achten. Eine mehrfache Energieumwandlung ist ungeschickt, weil ja jede Energiewandlung mit unvermeidbaren Verlusten behaftet ist. Dieser Leitlinie folgt ein rein mechanisches KERS. Über ein stufenlos variables Getriebe (Energiewandler) wird ein Schwungrad (Speicher) beim Bremsen angetrieben (System Flybrid). Ein anderes System arbeitet rein elektrisch und lädt beim Bremsen über eine als Generator wirkende elektrische Maschine eine luftgekühlte Li-Ionen-Batterie. Dazu ist allerdings ein Umrichter zwischen den beiden erforderlich, weil der Generator Wechselstrom liefert, die Batterie aber Gleichstrom braucht. Die Energierückfuhr erfolgt über die von der Batterie gespeiste elektrische Maschine im motorischen Betrieb, wobei der Verbrennungsmotor direkt an der Kurbelwelle unterstützt wird (System für Formel 1 von Mercedes-McLaren). Eine geschickte Kombination beider Systeme ist in der so genannten mechanischen Batterie verwirklicht. Als Energiespeicher fungiert ein Schwungrad, das gleichzeitig der Rotor einer elektrischen Maschine ist (System Dynastore), Abb. M.127. Die Energiezu- und -abfuhr erfolgt also rein elektrisch, während die Speicherung mechanisch erfolgt. Schwungräder haben im Prinzip nur zwei Stellgrößen um eine große Energiemenge zu speichern. Die kinetische Energie eines rotierenden Körpers ist bekanntlich  $E_{\text{kin}} = J\omega^2/2$ . Soll also eine große Energiemenge gespeichert werden, muss das Trägheitsmoment  $J$  und/oder die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  hoch sein, wobei diese quadratisch in die Energiemenge eingeht. Die Drehzahlen



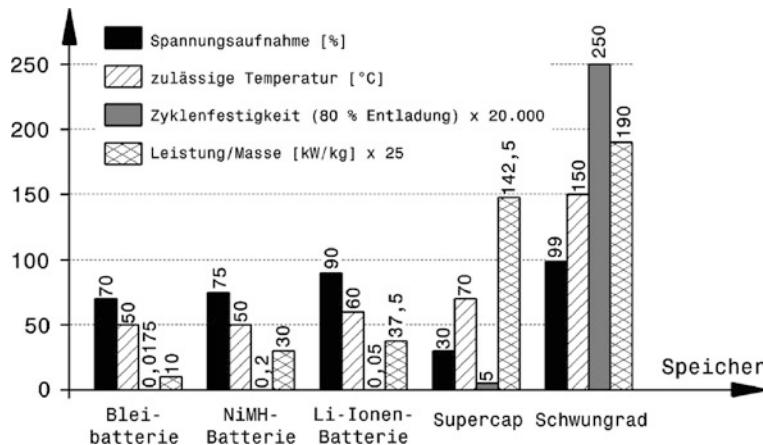
**Abb. M.127** Energiespeicher Bauart Dynastore, nach [36]. Der gesamte Speicher besteht aus vier solcher zylindrischen Einheiten (a), die im Quadrat angeordnet sind (c). Dadurch heben sich Kreiselwirkungen auf und die einzelnen Schwungräder können relativ klein bleiben. Schnittdarstellung (b): 1 Wicklung winding, 2 Deckel oben cover top, 3 Rotorträger mit Lager rotor carrier with bearings, 4 Gehäuse mit Kühlmantel housing with cooling jacket, 5 Rotor rotor, 6 Stator stator, 7 Drahtseil Isolierkörper wire rope isolator, 8 Deckel unten mit integrierter Kühlmittelpumpe cover bottom with integrated coolant pump. Die Lager werden durch die Pumpwirkung des speziell geformten Rotorträgerzapfens mit Schmieröl versorgt. Das überschüssige Öl dient auch der Wärmeabfuhr vom Rotor, weil im Teilvakuum die sonst übliche Konvektion (Wärmetransport durch Luft) ja kaum mehr wirkt

für ausgeführte Schwungräder in der Formel 1 liegen im Bereich zwischen 50.000 und 80.000 min<sup>-1</sup> damit die Schwungräder klein und leicht genug bleiben um im Fahrzeug Platz zu finden. Bei diesen Drehzahlen wird die Luftreibung allerdings bereits zu einem Problem. Die Rotorläufe laufen daher in einem teilevakuierten Gehäuse. Das wiederum stellt hohe Ansprüche an die Dichtung des Wellendurchtritts. Auch die Lagerung des Rotors ist nicht mehr mit „alltäglichen“ Mitteln darzustellen. In der Formel 1 werden die eingesetzten Hybridlager nach jedem Rennen getauscht. Für Serienanwendungen im Pkw denkt man über langlebigere Luft- und Magnetlager nach. Der Rotor selbst muss aus einem faserverstärkten Werkstoff bestehen, damit die hohen Energiedichten erreicht werden können.

**Hydraulischer Speicher Hydraulic Storage System.** Für Kommunalfahrzeuge und Arbeitsmaschinen (Abfallsammler, Stadtbusse, Gabelstapler, ...) mit ihrem steten Wechsel von Anfahren und Bremsen wird auch ein hydraulisches System angeboten. Beim Bremsen lädt eine Axialkolbeneinheit als Pumpe einen Blasenspeicher mit Hydrauliköl. Zum Anfahren entlädt sich der Speicher über diese Axialkolbeneinheit, die nun im motorischen Betrieb den mechanischen Antriebstrang beaufschlägt (System Rexroth).

**Tab. M.14** Eigenschaften gängiger Energiespeicher

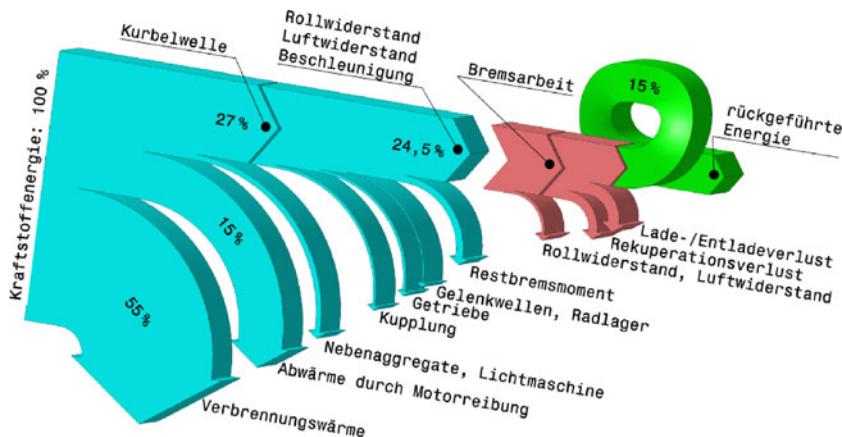
Energiespeicher	Vorteile	Nachteile
Batterie	hohe Energiedichte, viele Hersteller	geringe Leistungsdichte, schwer, thermische Alterung, geringe Lebensdauer
Kondensator (Supercap)	hohe Leistungsdichte, wartungsfrei, hohe Lebensdauer	geringe Energiedichte, hoher Preis, großer Bauraumbedarf
Schwungrad	robust, hohe Zyklenfestigkeit, sehr hohe Lebensdauer, hohe Leistungs- und Energiedichte	Verhalten bei Unfall (Sicherheit), Beeinflussung des Fahrverhaltens, Wartung erforderlich, Geräuschentwicklung beim Laden und Entladen

**Abb. M.128** Vergleich von Energiespeichern für Fahrzeuge, nach [36]. Aus Vergleichsgründen sind einige Werte mit Faktoren skaliert

Bei der Wahl der in Tab. M.13 aufgeführten Energiespeicher müssen folgende Vor- bzw. Nachteile in die Überlegungen einfließen, Tab. M.14.

Abbildung M.128 stellt wichtige Eigenschaften von Energiespeichern vergleichend gegenüber. Dabei stellt sich ein Schwungrad mit hoher Ladeleistung bei ausreichender Speicherkapazität sowie geringer thermischer Alterung herausragend gegenüber den bekanntesten Batteriebauarten heraus. Bei einem weiteren wichtigen Kriterium für Energiespeicher im Fahrbetrieb, nämlich der Alterung durch Lade- und Entladevorgänge (Zyklenfestigkeit), liegt das Schwungrad um Größenordnungen vor den übrigen Energiespeichern.

**Nutzbremseung (Rekuperieren) Regenerative Braking.** Das Rückgewinnen von Bewegungsenergie beim Bremsen ist einer der Hauptvorteile eines Hybridantriebs bei Rennfahrzeugen. Die sonst durch die Reibungsbremse in Wärme umgewandelte Energie wäre für den nachfolgenden Beschleunigungsvorgang verloren, Abb. M.129. Von der chemisch im Kraftstoff gebundenen Energie erreichen bloß etwa 27 % den Kurbelwellenausgang des Verbrennungsmotors. Der Großteil geht als Verbrennungswärme und durch Reibung verloren. Weitere Verlustquellen auf dem Weg zum eigentlichen Vortrieb des Fahrzeugs sind die Kupplung (beim Schalten), das Getriebe, die Gelenkwellen, die Radlager und die Radbremsen, die auch im Ruhezustand ein gewisses Restmoment aufweisen. So bleiben etwa 24,5 % der Energie zum Überwinden der Widerstände (Roll-, Luft- und Beschleuni-



**Abb. M.129** Energiefluss beim Rekuperieren. Ausgehend von der Kraftstoffenergie bleiben etwa 24,5 % zum Überwinden der Fahrwiderstände über (Bewegungsenergie). Beim Bremsen können etwa 61 % davon, also absolut 15 % zurück gewonnen werden

gungswiderstand) über. Wenn das Fahrzeug ohne Beschleunigung weiterfährt, muss in der Ebene nur Luft- und Rollwiderstand ins Gleichgewicht gesetzt werden und es wird weniger Energie benötigt. Wird die überschüssige Energie genutzt, beschleunigt der Wagen und seine kinetische Energie wird entsprechend erhöht. Beim nachfolgenden Bremsvorgang kann nun die Bremsarbeit (das ist die Bewegungsenergie abzüglich der Fahrwiderstände, vgl. auch Abb. I.6, also ca. 23 % Kraftstoffenergie) genutzt werden. Auch beim Rekuperieren wird die Energie nicht verlustlos dem Speicher zugeführt: Das Motorschleppmoment wirkt ohne Zusatzaufnahme (z. B. Trennkupplung) zusätzlich auf die Antriebsräder und Gelenkwellen, Umrichter usw. arbeiten nicht verlustlos. Je nach Energiewandlerkette werden um die 85 % dem Speicher zugeführt. Dieser wiederum hat einen Lade-/Entladewirkungsgrad von etwa 0,77, so dass letztendlich 61 % der Bewegungsenergie, also 15 % der Kraftstoffenergie, wieder zum Beschleunigen zur Verfügung stehen. Beim Beschleunigen muss allerdings auch wieder ein Teil der Wirkungsgradkette vom Antriebselement zu den Rädern durchlaufen werden. Am Ende ergeben sich so ca. 10 % Einsparung an Kraftstoff.

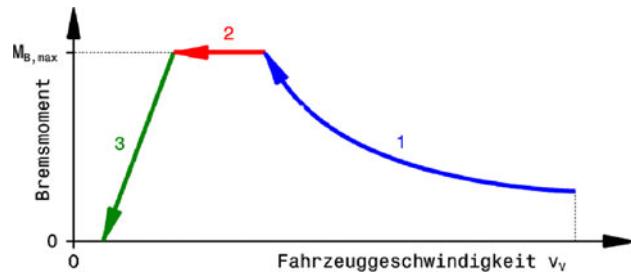
Das Rekuperieren leistet somit einen wesentlichen Beitrag zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bzw. des Gesamtenergieeinsatzes und wird aus dem Grund auch bei reinen Elektrofahrzeugen eingesetzt. Allerdings kann eine Rekuperation die Reibungsbremse nicht vollständig ersetzen. Allein für das Halten des Fahrzeugs bei Stillstand oder geringsten Geschwindigkeiten ist eine mechanische Bremse erforderlich. Je nach Art des Energiewandlers zum Bremsen tun sich weitere Begrenzungen auf. Abbildung M.130 zeigt beispielhaft die Grenzen einer elektrischen Maschine im generatorischen Betrieb. Bei hohen Drehzahlen, was einer hohen Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht, gibt die maximale Generatorleistung die Obergrenze vor (1). Das Maximalmoment des Motors bzw. Generators kann in keinem Fall überschritten werden (2). Bei geringen Drehzahlen nimmt die Bremswirkung mit fallender Geschwindigkeit stark ab und kommt schließlich völlig zum Erliegen (3).

Eine weitere Beschränkung ergibt sich, wenn der Energiespeicher voll ist. Er kann nicht weiter geladen werden und es muss in jedem Fall mit der Reibungsbremse gebremst werden.

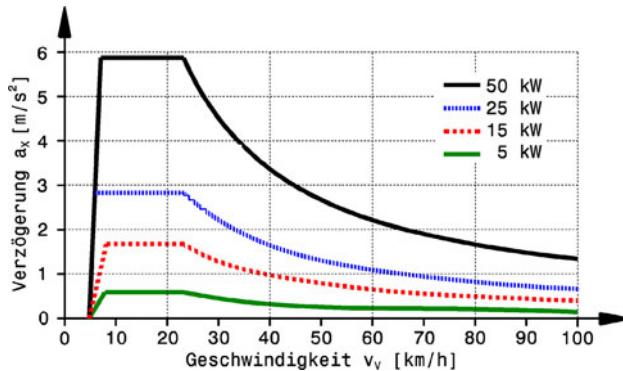
Welche maximalen Verzögerungen durch einen Energiewandler bei einem betrachteten Fahrzeug überhaupt erreicht werden können, zeigt die umgestellte Gl. (I.10) (Kap. I Bremsanlage Abschn. I.3):

$$a_{X,\max} = \frac{P_{B,\max}}{m_{V,t} \cdot v_V}$$

**Abb. M.130** Grenzen des Generatorbetriebs. Die Betriebsgrenzen eines Generators werden festgelegt durch: 1 Generatorleistung *generator power*, 2 Generatorstrom *generator current*, 3 Generatorwirkungsgrad *generator efficiency*,  $M_{B,\max}$  maximales Bremsmoment



**Abb. M.131** Mögliche Fahrzeugverzögerungen mit einem Generator [65]. Je nach Generatorleistung und Fahrgeschwindigkeit ändern sich die Maximalwerte der erreichbaren Verzögerung  $a_x$  beim regenerativen Bremsen. Generell nimmt die Verzögerungswirkung der elektrischen Maschine mit fallender Geschwindigkeit zu. Im Stillstand kann kein Bremsmoment regenerativ abgerufen werden. Fahrzeuggesamtmasse  $m_{V,t} = 1500 \text{ kg}$



$a_{X,\max}$  maximale Bremsverzögerung,  $\text{m/s}^2$

$P_{B,\max}$  größter Augenblickswert der Bremsleistung, W. Hier max. Leistung des Energiewandlers (Generator, Pumpe, ...).

$m_{V,t}$  Gesamtmasse des Fahrzeugs, kg

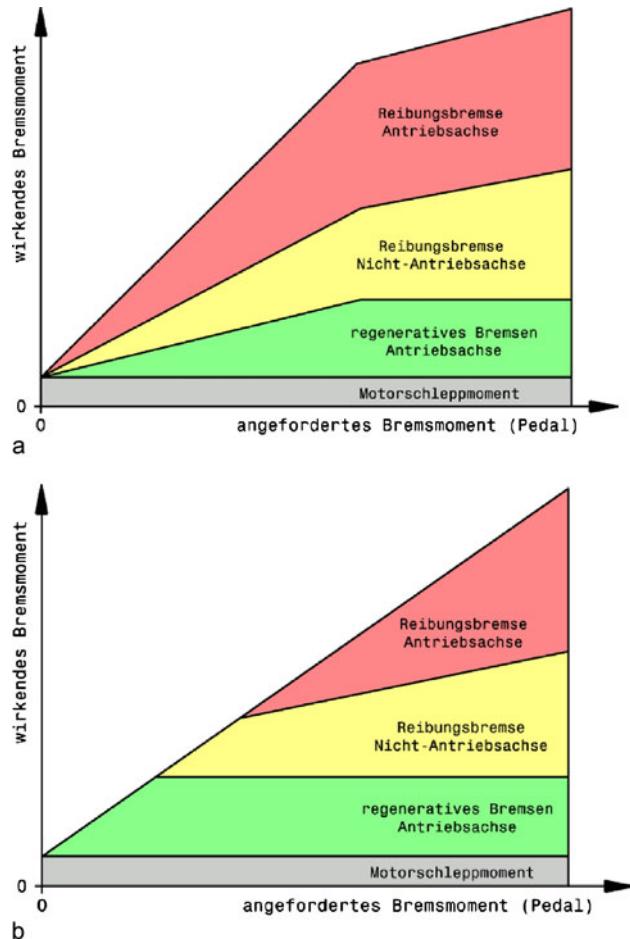
$v_v$  Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

Abbildung M.131 zeigt Ergebnisse für verschiedene Leistungen eines Generators über der Fahrzeuggeschwindigkeit. Dazu kommen bei geringeren Geschwindigkeiten die in Abb. M.130 erläuterten Begrenzungen der elektrischen Maschine. Man erkennt, dass für dieses Fahrzeug (Gesamtmasse 1500 kg) der Energiewandler zum regenerativen Bremsen mindestens 50 kW aufweisen sollte, damit auch bei höheren Geschwindigkeiten spürbare Verzögerungen ohne Reibungsbremse auftreten. Bei geringeren Leistungen muss die Reibungsbremse in jedem Fall mitwirken, damit die Bremswege kurz bleiben.

Dadurch dass nicht beliebig lang bzw. stark rekuperiert werden kann, muss eine Strategie aufgestellt werden, von welchen Komponenten das erforderliche Bremsmoment aufgebracht wird. Eine Möglichkeit ist die, es dem Fahrer zu überlassen, ob er die Betriebsbremse und/oder das Rückgewinnungselement aktiviert. Das stellt natürlich eine zusätzliche Belastung für den Fahrer dar. Übernimmt die Aufteilung der Bremskomponenten ein Steuergerät, ist der Fahrer entlastet und kann sich auf andere Dinge konzentrieren. Manche Reglements verlangen, dass für sämtliche Verzögerungen nur das Bremspedal benutzt werden darf. Bei Pkw mutet man dem Kunden ohnedies nur diese Lösung zu, er kann also gar nicht wählen, mit welchen Einrichtungen er sein Fahrzeug verlangsamt.

Für diese Variante, dass der Fahrer ein Bremsmoment allein durch Treten des Bremspedals anfordert, gibt es zwei grundsätzliche Arten, das Bremsmoment aufzuteilen. Wirken alle Bremssysteme gleichzeitig, spricht man von paralleler Rekuperation, Abb. M.132a. Die Anteile der einzelnen Systeme werden nach einem bestimmten Verhältnis aufgeteilt. Je höher das angeforderte Bremsmoment

**Abb. M.132** Gegenüberstellung zweier Regenerationsstrategien [50]. **a** paralleles Rekuperieren *superposing regenerative braking*, **b** serielles Rekuperieren *serial regenerative braking*. Der Fahrer fordert über das Bremspedal ein Moment an, das je nach Strategie vom Steuergerät durch Reibungsbremse und/oder Generatorbremse dargestellt wird

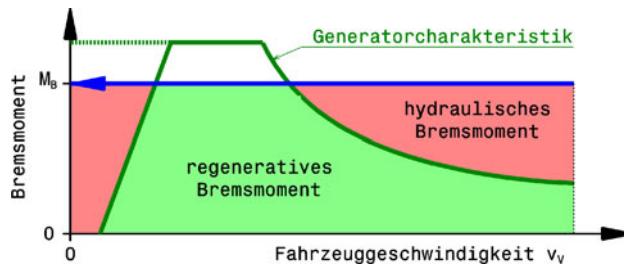


ist, desto größer ist der Anteil der Reibungsbremsen. Die Aufteilung der Reibungsbremsen an Vorder- und Hinterachse ist dabei nicht beliebig, sondern von der Schwerpunktshöhe und der Verzögerung abhängig, vgl. Kap. I Bremskraftverteilung.

Bei der seriellen Rekuperation wird solange Energie rückgespeist, wie dies möglich ist, Abb. M.132b. Erst wenn das vom Fahrer angeforderte Bremsmoment die Generatorleistung übersteigt, kommen die Radbremsen zum Einsatz. Dabei werden zunächst die Bremsen an der nicht angetriebenen Achse aktiviert und erst in Folge bei noch größeren Bremsanforderungen jene der Antriebsachse, wenn das Rückgewinnungselement über diese wirkt.

Wenn der Verbrennungsmotor nicht ausgekuppelt wird, wirkt auch sein Schleppmoment verzögernd und reduziert so die maximal mögliche Energie, die rückgespeist werden kann.

Die Herausforderung bei beiden Strategien besteht darin, dass der Fahrer ein reproduzierbares Bremsverhalten feststellt und bei festgehaltener Pedalstellung eine konstante Verzögerung erhält. Besonders für den Übergang von Generator- auf Reibungsbremse (so genanntes Blending) sind auch



**Abb. M.133** Konstante Verzögerung mit kooperativem regenerativem Bremssystem [65]. Für ein konstantes Bremsmoment  $M_B$  muss das Verhältnis zwischen hydraulischem und regenerativem Bremsmoment geschwindigkeitsabhängig geändert werden, weil die Generatorcharakteristik (vgl. Abb. M.130) kein konstantes Moment erlaubt

Vorkehrungen bei der herkömmlichen Reibungsbremse zu treffen. Das Bremspedal muss von den Geberzylindern der hydraulischen Bremse teilweise oder vollständig entkoppelt werden. Die Aktivierung der Geberzylinder und des Generators koordiniert ein Steuergerät in Abhängigkeit von der Pedalstellung (= Fahrerwunsch), der Fahrgeschwindigkeit, dem Ladezustand des Energiespeichers usw. Ein zusätzliches Stellglied muss eine Gegenkraft auf das Bremspedal aufbringen, damit der Fahrer dasselbe Gefühl wie bei der reinen Reibungsbremse verspürt.

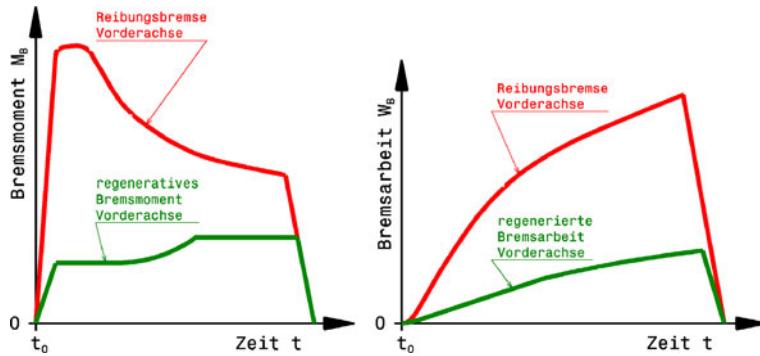
Wie das Zusammenspiel von Generator- und Reibungsbremse beim konstanten Verzögern aussieht kann, illustriert Abb. M.133. Bei hohen Geschwindigkeiten muss zunächst die Reibungsbremse den Hauptanteil des wirksamen Bremsmoments übernehmen. Bei abnehmender Geschwindigkeit und wenn das Bremsmoment unter dem maximalem Moment des Generators liegt, reicht für einen gewissen Bereich das regenerative Moment allein zum Verzögern aus. Erst bei geringen Geschwindigkeiten wird wieder zusätzlich die Reibungsbremse erforderlich (außer bei einer Synchronmaschine – sie bietet auch bei Stillstand ein Moment). Dies umso mehr, je langsamer das Fahrzeug wird. Zum Halten des Fahrzeugs kann nur die Reibungsbremse benutzt werden.

Wie so ein Vorgang über der Zeit verläuft, also mit fallender Geschwindigkeit, stellt Abb. M.134 dar. Es zeigt die zeitlichen Verläufe des Bremsmoments an der Vorderachse und der elektrischen Maschinen, die bei diesem Fahrzeug ebenfalls auf die Vorderräder wirken (vgl. Abb. M.138). Weiters ist die Bremsarbeit dargestellt, die zum einem von der Reibungsbremse in Wärme umgewandelt wird und zum anderen im generatorischen Betrieb als elektrische Energie dem Speicher zugeführt wird. Dieser Teil kann bei Bedarf wieder zum Beschleunigen genutzt werden.

Dass die Reibungsbremse bei einem Hybridfahrzeug teilweise oder vollständig entlastet wird, macht sich natürlich auch im Verschleiß bemerkbar. So reduziert sich der Bremsbelagabrieb an der Vorderachse beim Porsche 911 GT3 R Hybrid um ca. 60 % während des 24-Stunden-Rennens am Nürburgring. Auch die Bremscheiben vorne profitieren von einer Verringerung des Verschleißes um etwa 44 % [66].

Bei diesem Fahrzeug ist das Bremspedal teilweise vom Hydraulikkreis der Reibungsbremse entkoppelt. Die beim Rekuperieren erforderliche Beeinflussung der Reibungsbremse erfolgt in dem Fall durch Reduzieren des Bremsdrucks an der Vorderachse, Abb. M.135. Auf die Vorderachse wirken auch die beiden elektrischen Maschinen, die beim Rekuperieren einen Anteil des Bremsmoments aufbringen und dadurch muss die Wirkung der Reibungsbremse um genau diesen Beitrag vermindert werden.

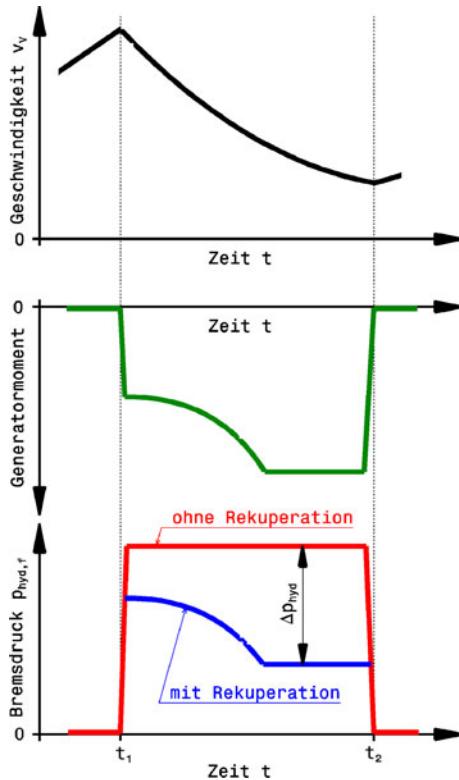
Der Fahrer soll davon nichts spüren, d. h. das Pedalgefühl darf sich während des Nutzbremsens nicht verändern, auch wenn der Druck in den Bremszangen reduziert wird. Abbildung M.136 zeigt



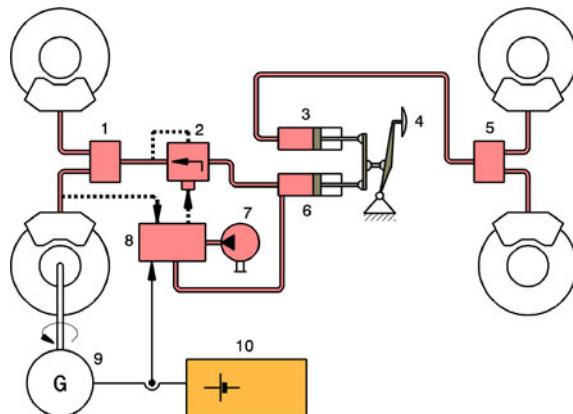
**Abb. M.134** Zeitlicher Verlauf der Bremsmomente (links) und der Bremsarbeit (rechts) an der Vorderachse (Porsche 911 GT3 RH) [66]. Zu Beginn des Bremsmanövers übernimmt die Reibungsbremse den Löwenanteil an der Vorderachse. Nach einiger Zeit, also wenn die Geschwindigkeit geringer geworden ist, wirken die Generatoren stärker und der Einsatz der Reibungsbremse kann zurückgenommen werden. Generatorleistung:  $2 \times 75$  kW. Renn-gewicht Fahrzeug: 1350 kg

**Abb. M.135** Bremsdruckreduktion beim Rekuperieren (Porsche 911 GT3 RH) [66].

$\Delta p_{hyd}$  Reduktion des Bremsdrucks an der Vorderachse beim Rekuperieren. Dargestellt ist ein Bremsmanöver vom Zeitpunkt  $t_1$  bis  $t_2$ . Wenn dabei auch mit einer elektrischen Maschine rekuperiert wird, muss der Bremsdruck an der Vorderachse um den Betrag  $\Delta p_{hyd}$  reduziert werden, weil die Reibungsbremse um den Beitrag des Generators entlastet wird



**Abb. M.136** Schema eines Bremssystems mit Bremsdruckkompensation, nach [66]. 1 ABS-Gerät Vorderachse ABS unit front axle, 2 Druckreduzierventil pressure reducing valve, 3 Hauptbremszylinder Hinterachse master cylinder rear axle, 4 Bremspedal brake pedal, 5 ABS-Gerät Hinterachse ABS unit rear axle, 6 Hauptbremszylinder Vorderachse master cylinder front axle, 7 Hydraulikpumpe hydraulic pump, 8 Ventilblock valve pack, 9 elektrische Maschine electric machine, 10 Energiespeicher energy storage system



den systematischen Aufbau des dazugehörigen Bremssystems. Der vom Fahrer über das Bremspedal (4) aufgebrachte Druck in der Bremsleitung zur Vorderachse wird abhängig von der geleisteten Bremsarbeit der elektrischen Maschine (9) reduziert. Den Druckabbau nimmt ein Reduzierventil (2) vor, das von der Hydraulikeinheit (8) angesteuert wird. Die Hydraulikeinheit verarbeitet den Druck in der Bremsleitung der Vorderachse, den Druck im Hauptbremszylinder und das Bremsmoment des Generators. Das Generatormoment wird durch eine Hydraulikpumpe (7) in einen entsprechenden Druck umgewandelt, der das Pedalgefühl beim Rekuperieren aufrechterhält. Falls der Energiespeicher (10) während eines Bremsmanövers voll wird, muss die Reibungsbremse allein das Fahrzeug weiter verzögern, das Reduzierventil (2) gibt den vollen Bremszylinderdruck an die Vorderachse weiter und die Hydraulikpumpe kompensiert die zuvor abgesteuerte Menge an Bremsflüssigkeit.

Im Gegensatz zu Straßenfahrzeugen ist der Einsatz eines Bremsenergierückgewinnungssystems (KERS) bei Rennfahrzeugen nicht selbstredend von Vorteil. Zum einen muss für Formel-1-Anwendungen eine Mehrmasse von etwa 25 bis 30 kg untergebracht werden. Nun gibt es ja bereits Zusatzmassen, bei denen liegen die Verhältnisse jedoch anders, weil sie in beliebiger Form an die gewünschte Stelle (z. B. nahe der Vorderachse am Unterboden) angebracht werden können. Die KERS-Elemente haben eine funktionsgetriebene Form und müssen je nach Ausführung am Antriebstrang (Getriebe, Achsgetriebe) oder an der Kurbelwelle angreifen. Dadurch ändert sich die Schwerpunktlage des Fahrzeugs in Höhe und Längsrichtung. Das wiederum beeinflusst die statische Achslast und die Achslastverlagerung beim Beschleunigen bzw. Bremsen. Weiters muss beim Bremsen ja der Speicher geladen werden, was bedeutet, dass die Betriebsbremse nur zum Teil eingesetzt werden darf. Die richtige Dosierung beider Bremssysteme stellt eine große Herausforderung an den Fahrer und/oder an das Steuersystem des KERS dar, wenn vermieden werden soll, dass ein KERS-loses Fahrzeug schneller verzögert, also später bremsen kann. Darüber hinaus bremst KERS nur die Antriebsräder, das sind also meist die hinteren, für die Fahrstabilität kritischeren. Die Zusatzleistung beim Überholen auf Knopfdruck ist wesentlich einfacher zu beherrschen, kann ihren Vorteil allerdings – wie die Formel-1-Praxis zeigt – nur auf langen Geraden ausspielen. Die durch das Boosten erzielte höhere Geschwindigkeit zwingt den Fahrer des abgesehen von KERS gleichartigen Fahrzeugs (Masse, Abtrieb) auch dazu früher zu bremsen. Der Nutzen eines KERS für Rennfahrzeuge hängt also von der möglichst ungestörten Balance des Fahrzeugs und von der Steuereinheit des Systems bzw. vom Können des Fahrers ab.

**Abb. M.137** Denso Toyota Supra HV-R [54]. 4,5-l-V8 Motor mit 353 kW bei  $6800 \text{ min}^{-1}$  / 510 Nm bei  $5600 \text{ min}^{-1}$ . Luftmengenbegrenzer  $2 \times 29,6 \text{ mm}$  Durchmesser.  $2 \times 10\text{-kW}$ -Radnabenmotoren vorne und  $150\text{-kW}$ -Elektromotor hinten. Fahrzeuggmasse: 1080 kg

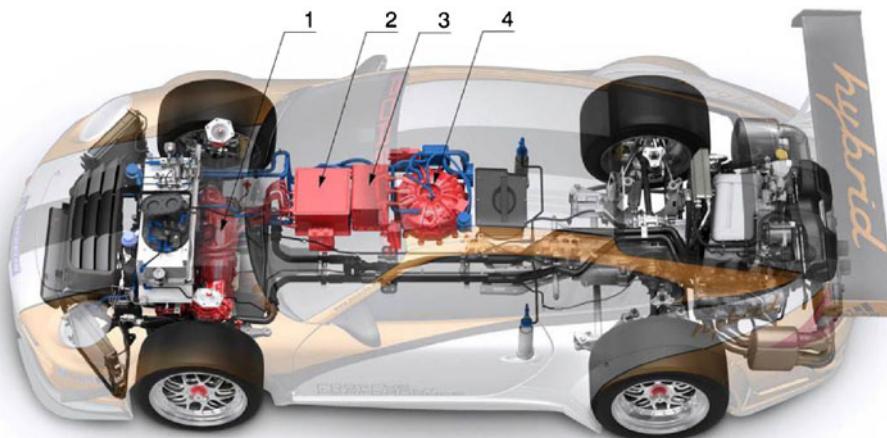


### Beispiele Examples.

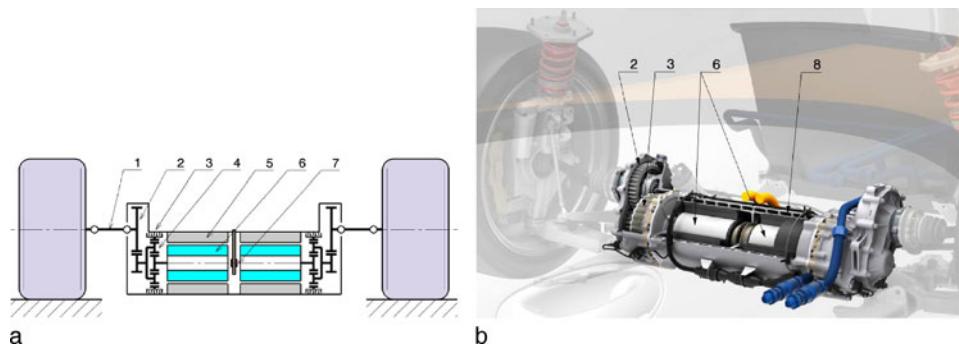
**Toyota Supra HV-R [67, 68].** Dieses Fahrzeug hat als erstes Hybridfahrzeug der Welt ein Rennen gewonnen. Beim 24-Stunden-Rennen von Tokachi (Japan) blieb der auf dem Modell der japanischen Super GT-Serie basierende Wagen 2007 siegreich. Für den Vortrieb sorgten neben dem als Haupttriebwerk im Fahrzeugbug untergebrachten 4,5-l-V8-Ottomotor mit 353 kW Leistung auch ein 150-kW-Elektromotor im Heck und je ein 10-kW-Elektromotor in den Vorderrädern. Damit ergibt sich eine Systemleistung von 441 kW für den 1080 kg schweren Wagen. Rekuperiert wurde über alle vier Räder: Die beiden 10-kW-Radnabenmotoren und der Heckmotor wurden beim Bremsen im Generatorbetrieb zur Energierückgewinnung eingesetzt. Als Energiespeicher fungierte dabei ein Hochleistungs-Kondensatorsystem, das dem durch den Rennbetrieb vorgegebenem raschen Wechsel von Laden und Entladen mit hohen Stromleistungen folgen kann.

**Porsche 911 GT3 R Hybrid [69].** Der auch als rollendes Labor bezeichnete Wagen basiert auf dem Porsche 911 GT3 R Modelljahr 2010 und wurde entwickelt um Erfahrungen zur Auslegung von Hybridsystemen im Rennsport zu sammeln sowie leistungsfähige hybride Antriebe in Serienfahrzeugen vorzubereiten. Der konventionelle Antriebstrang im Heck des Fahrzeugs besteht aus einem 4-l-Sechszylinder-Boxermotor mit 353 kW Leistung, der über ein sequentielles Sechsganggetriebe die Hinterräder antreibt. Auf die Vorderachse wirken zwei elektrische Maschinen mit je 75 kW Leistung. Es handelt sich also um einen Parallelhybrid. Abbildung M.138 liefert eine Systemübersicht. Beim Bremsen kann über die elektrischen Maschinen an der Vorderachse (1) kinetische Energie als elektrischer Strom in den Speicher (4) geladen werden. Der Aufbau des Bremssystems und die Rekuperationsstrategie sind in den Abb. M.134–M.136 erklärt. Der elektrische Schwungradspeicher und die beiden Generatoren werden über je eine Leistungselektronik (2,3) angesteuert. Die gespeicherte Energie wird beim nachfolgenden Beschleunigen über die beiden E-Motoren wieder den Vorderrädern zugeführt und erhöht so die Leistung des Hauptantriebs (Boosten). Der Wagen fährt in dieser Phase also vorteilhaft mit Allradantrieb und passender Momentenverteilung (hinten mehr als vorne). Die Achslastverteilung wird durch die Lage des Schwungradspeichers auf der Beifahrerseite aber auch in Querrichtung ausbalanciert.

Die beiden elektrischen Maschinen sind nicht direkt mit den Vorderrädern gekoppelt, Abb. M.139. Eine feste Zahnradstufe (2) bringt die Rotorachsen um deren Achsabstand nach unten (umgekehrte Portalachse), verbessert die Schwerpunktlage und ermöglicht kleinere Rotordurchmesser (6). Die Verbindung mit den Rädern stellen kurze Antriebswellen her. Zwischengeschaltete Planetengetriebe (4) stützen ihr Hohlrad über eine Lamellenkupplung (3) am Gehäuse der Achse ab. Die



**Abb. M.138** Systemübersicht Porsche 911 GT3 R Hybrid [Porsche Motorsport]. 1 Portalachse mit zwei elektrischen Maschinen *portal axle with two electrical machines*, 2 Leistungselektronik für el. Maschinen *power electronics for el. machines*, 3 Leistungselektronik für Schwungrad *power electronics for flywheel*, 4 elektrischer Schwungradspeicher *electric flywheel storage*



**Abb. M.139** Portalachse Porsche 911 GT3 R Hybrid [Porsche Motorsport]. **a** schematisch, **b** axonometrische Darstellung, teilweise geschnitten, 1 Antriebswelle *drive shaft*, 2 Getriebeunterersetzung *reduction gears*, 3 Lamellenkupplung *multi-plate clutch*, 4 Planetenradgetriebe *planetary transmission*, 5 Stator *stator*, 6 Rotor *rotor*, 7 Drehzahlsensor *rpm sensor*, 8 Kühlkanäle für Wasserkühlung *cooling ducts for water cooling*

hydraulisch betätigten Kupplungen ermöglichen im Fehlerfall den Momentenfluss der permanenterregten elektrischen Maschinen von den Vorderrädern zu trennen. Diese Sicherheitseinrichtung wird durch Überwachungskreise (Isolationswächter, Diagnosealgorithmen) ausgelöst, kann aber auch im Cockpit vom Fahrer aktiviert werden.

Die beiden elektrischen Maschinen werden in Abhängigkeit von Rotorposition, Drehzahl und Lastanforderung von einer Leistungselektronik angesteuert. Dazu verfügt jede Maschine u. a. über einen Positionssensor (7). Die Kühlung von Leistungselektronik und den Maschinen erfolgt über einen eigenen Niedertemperatur-Wasser-Kühlkreislauf. Die Kühlkanäle (8) sind direkt in das einteilige Gehäuse der Maschinen integriert. Der dazugehörige Wärmetauscher sitzt mittig im Fahrzeugbug.



**Abb. M.140** Lenkrad Porsche 911 GT3 R Hybrid [Porsche Motorsport]. Das Lenkrad umfasst auch Bedienelemente für Hybridfunktionen: Boost-Wippe, Ladestatusanzeige des Schwungradspeichers, Anzeige Boost-Empfehlung, Rast-Schalter für hybridspezifische Programme

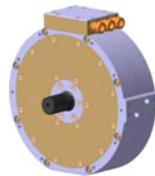
Die beiden Rotoren (6) der elektrischen Maschinen sind mechanisch entkoppelt und können so das zugehörige Vorderrad individuell antreiben. Ein Differenzial wird dadurch nicht benötigt. Darüber hinaus kann dem linken und rechten Rad ein individuelles Antriebsmoment zugewiesen werden (Torque Vectoring). Dies geschieht über Geschwindigkeit, Lenkwinkel und Querbeschleunigung zur Stabilisierung des Fahrzustands. Die mechanische Leistung je Maschine beträgt 75 kW bei maximal  $15.000 \text{ min}^{-1}$  und 120 Nm Drehmoment an der Ausgangswelle der Elektromaschine. Am Rad steht somit durch die Untersetzung ein zusätzliches Antriebsmoment von bis zu 948 Nm zur Verfügung. Dafür kommen 68 kg Masse durch die Portalachse hinzu.

Der Schwungradspeicher arbeitet im Grunde ähnlich wie jener in Abb. M.127, nur dass hier der Rotor außen liegt und der Stator innen. Er funktioniert also wie eine elektrische Maschine mit Außenläufer. Der Rotor besteht aus Kunststoff mit infiltrierten Magnetpartikeln. Damit er den hohen Drehzahlen von bis zu  $40.000 \text{ min}^{-1}$  standhält, ist er mit gewickelten Kohlefasern verstärkt. Es befindet sich also kein Metall im Rotor, wodurch der Wirkungsgrad gegenüber herkömmlichen Metallrotoren wegen der fehlenden Eisenverluste deutlich gesteigert wird. Zur Wärmeabfuhr reicht für den Speicher und seine Leistungselektronik ein Öl-Kühlkreislauf. Das Gehäuse wird im Betrieb evakuiert, damit die Luftreibung bei den hohen Rotordrehzahlen den Rotor nicht über seine Grenztemperatur aufheizt. Als einziges Verschleißteil müssen nur die Keramiklager des Rotors im Gehäuse belastungsabhängig getauscht werden. Der Lade/Entlade-Wirkungsgrad liegt über 94 %. Bei einer Masse von 47 kg speichert das System 736 kJ ( $0,204 \text{ kWh}$ )

Die wesentlichen Bedienelemente des Hybridsystems sind im Lenkrad integriert, Abb. M.140:

- Boost-Wippe zum Abrufen des zusätzlichen elektrischen Antriebsmoments
- Ladestatusanzeige (SOC) des Schwungradspeichers in Form einer LED-Zeile unter dem Display
- LED-Anzeige für Boost-Empfehlung im manuellen Modus. Diese ist zusätzlich im Kombiinstrument (LCD-Display) untergebracht.
- Map-Schalter (Rast-Schalter) zum Abruf hybridspezifischer Programme. Das sind auf den Hybridbetrieb abgestimmte Rennstrategien wie z. B. Effizienz-Modus, der bei reduzierter Leistung ein möglichst effizientes Fahren mit geringerem Kraftstoffverbrauch ermöglicht.

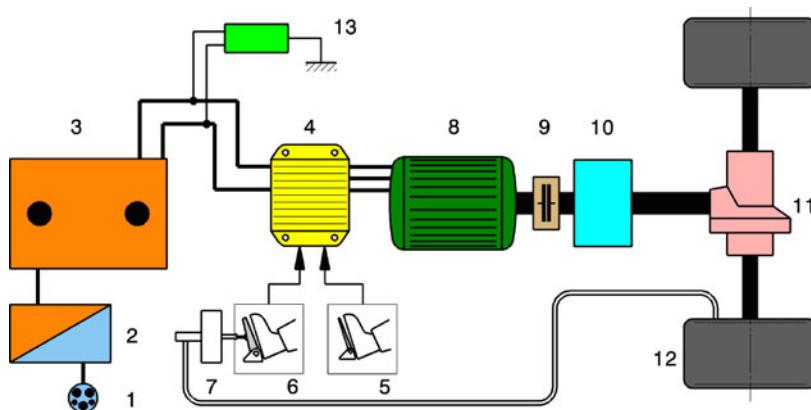
## 9 Elektroantriebe e-Drive



Der Antrieb eines Fahrzeugs durch einen Elektromotor ist kein Gedanke unserer Zeit. Er wurde bloß getrieben durch die öffentliche Diskussion zur Reduzierung des Treibhausgases CO<sub>2</sub> wieder aufgegriffen. Das erste Straßenfahrzeug, das die 100-km/h-Marke bei einer Rekordfahrt überschritten hat, war ein torpedoartiger Einsitzer im Jahre 1899. Angetrieben wurde der Rekordwagen von zwei 25-kW-Elektromotoren an der Hinterachse. Dass sich der Elektroantrieb bei Straßenfahrzeugen zu dieser Zeit nicht durchsetzen konnte, hatte mehrere Gründe, wovon einer heute noch von Bedeutung ist: Das sperrige Volumen und die große Masse des Energiespeichers, der Batterie. Enorme Fortschritte gab es in der Zwischenzeit jedoch auf dem Gebiet der Elektronik, was für die Ansteuerung der Elektromotoren und die Lebensdauer der Batterien von Bedeutung ist. Für Rennfahrzeuge mit ihren von Alltagsfahrzeugen abweichenden Anforderungen (siehe auch Abschn. A.2) sieht die Betrachtung von Elektroantrieben besonders vor dem Hintergrund einiger Umwelt-Kritikpunkte am Rennsport wesentlich anders aus.

### 9.1 Grundlagen Fundamentals

Betrachtet man das Drehmomentangebot über der Drehzahl von Elektromotoren, so stellen sich diese für ein Straßenfahrzeug wesentlich geeigneter dar als Verbrennungsmotoren. Elektromotoren weisen eine geradezu ideale Zugkraftkennlinie über der Drehzahl bzw. Fahrgeschwindigkeit auf und benötigen dabei nicht einmal ein Schaltgetriebe. Das bedeutet auch einen Beschleunigungsvorgang ohne störende Zugkraftunterbrechung (vgl. Abb. M.43). Für eine bestimmte Fahrstrecke, wie sie typischerweise für Wettbewerbsfahrzeuge bekannt ist, kann die Batterie maßgeschneidert werden. Bei der Entwicklung von Elektrofahrzeugen wird noch mehr als bisher im Fahrzeugbau üblich auf Effizienz und Leichtbau geachtet. Kriterien, die für Rennfahrzeuge seit jeher entscheidend waren und sind. Ein Elektroantrieb bietet sich allein aus diesen Überlegungen heraus für Rennfahrzeuge an. Das Fehlen des infernalischen Motorengeräusches mag für die Einen ein Nachteil sein, für Andere ist das sogar ein weiteres gewinnbringendes Argument. Auch das Volumen der Batterie stellt ein beträchtlich geringeres Platzproblem dar als bei Pkw. Im Rennwagen benötigt man bloß Platz für maximal zwei Personen und ein Kofferraum wird erst gar nicht gebraucht. Auch eine Beheizung des Fahrzeuginnenraums wird nur bei Rally-Fahrzeugen in der kalten Jahreszeit erforderlich. Bei allen anderen Rennfahrzeugen wird die Abwärme des Verbrennungsmotors nicht vermisst. Im Gegenteil: Der höhere Wirkungsgrad des Antriebstrangs ermöglicht eine Reduzierung des Luftwiderstands durch den geringeren Kühlbedarf im Vergleich zu Verbrennungsmotoren. Wärmetauscher und Lufteinlässe können kleiner ausgeführt werden. Der Rennsport könnte auch hier wieder einmal die Vorteile kurzer Entwicklungszeit gepaart mit Mut zu außergewöhnlichen Lösungen ausspielen und eine Vorreiterrolle für spätere Serienentwicklungen einnehmen. Der aktuelle Rundenzzeitrekord eines Produktionssportwagens mit Elektroantrieb (Abb. M.178) auf der von Rennfahrzeugen wie Alltagsfahrzeugen gleichermaßen genutzten Messlatte Nürburgring Nordschleife liegt nur ca. 30 s über dem von Sportwagen mit Verbrennungsmotor [41].



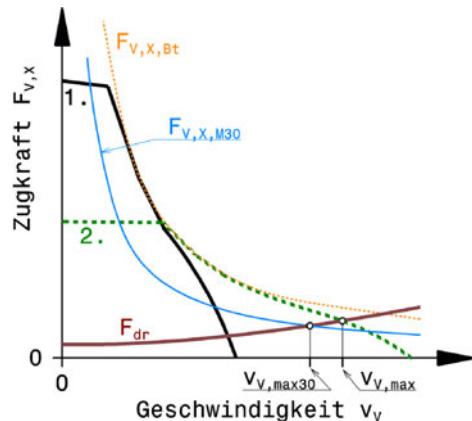
**Abb. M.141** Antriebsstrang für Elektrofahrzeuge schematisch. 1 Netzanschluss power connector, 2 Bordladegerät on-board charger, 3 Traktionsbatterie (Hochvoltb.) traction (HV) battery, 4 Antriebssteuerung motor controller, 5 Fahrpedal accelerator pedal, 6 Bremspedal brake pedal, 7 mechanisches Bremssystem mechanical brake system, 8 Elektromotor electric motor, 9 mechanische Trennkupplung mechanical safety clutch, 10 Getriebe transmission, 11 Achsgetriebe final drive, 12 Antriebsräder driving wheels, 13 Isolationsüberwachung insulation monitoring device

Neben der erwähnten Batterieproblematik darf ein weiterer Nachteil vor allem am Anfang der Ära der „ungewohnlichen“ Technik nicht unterschätzt werden, nämlich die ernste Gefahr, die vom Hochvoltbordnetz ausgeht. Isolationsfehler können zu Stromschlägen, Körperdurchströmung und Bränden führen.

Der grundsätzliche Aufbau des Antriebsstrangs eines Elektrofahrzeugs oder EV (electric vehicle) unterscheidet sich nur wenig von dem in Abschn. M.1 dargestellten mit Verbrennungsmotor, Abb. M.141. Eine Traktionsbatterie (3) speichert Energie an Bord. Sie entspricht somit dem Kraftstofftank. Befüllt wird der Speicher von außen über den Netzanschluss (1) und über ein Ladegerät (2), das den Netzstrom (Wechselstrom) in eine für die Batterie brauchbare Form (Gleichstrom, andere Spannung) umwandelt. Der Fahrerwunsch wird über das Fahrpedal einem Steuergerät (4) bekannt gegeben. Meist wird somit wie beim Verbrennungsmotor das Antriebsmoment vorgegeben. Das Steuergerät wandelt die Energie aus der Batterie in für den Motor erforderliche Strom- und Spannungswerte um. Die Antriebssteuerung kann also mit der Kraftstoffzumessung bzw. dem Drosselorgan von Verbrennungsmotoren verglichen werden. Der Elektromotor (8) gibt das für den Vortrieb angeforderte Drehmoment ab. Er kann dieses direkt über ein Achsgetriebe (11) auf die Antriebsräder (12) verteilen oder das Moment bzw. die Drehzahl wird über ein Getriebe (10) angepasst und dann an die Räder weitergeleitet. Meist genügt ein einstufiges Getriebe mit fester Übersetzung. Genau genommen handelt es sich bei (8) um eine elektrische Maschine, denn sie kann als Motor und als Generator eingesetzt werden. Anders als bei herkömmlichen Antrieben kann bei Elektroantrieben auch eine Signalverbindung zwischen dem Bremspedal (6) und der Motorsteuereinheit (4) bestehen. Beim Bremsen kann so ein Teil der Bewegungsenergie des Fahrzeugs zurück gewonnen werden, wenn der Motor (8) in den generatorischen Betrieb übergeht und mit dem generierten Strom die Batterie speist (Nutzbremsung oder Rekuperation). Die übliche mechanische Bremsanlage (7) wird in jedem Fall gebraucht: Einer Nutzbremsung sind gewissen Grenzen auferlegt (siehe unten) und sie arbeitet nicht bis zum Stillstand. Was überhaupt nicht benötigt wird, sind ein Anfahrelement (Anfahrkupplung) und ein Rückwärtsgang. Elektromotoren können auch bei stillstehender Welle ein Moment freisetzen und ihre Drehrichtung kann durch Umpolen der Anschlüsse geändert werden. Bei manchen Motorarten (z. B. permanenterregte Motoren) wird aus Sicherheitsgründen eine

**Abb. M.142** Zugkraftdiagramm eines Elektrofahrzeugs mit fremderregtem Gleichstromantrieb und 2-Ganggetriebe [42].

$F_{V,X,Bt}$  Zugkraft aus maximaler Batterieleistung,  $F_{V,X,M30}$  Zugkraft aus 30-min-Leistung des Antriebs,  $F_{dr}$  Fahrwiderstand,  $v_{V,max}$  Höchstgeschwindigkeit,  $v_{V,max30}$  maximale Dauerbeschleunigung über 30 min. Im Gegensatz zu Verbrennungsmotoren ist bei Elektromotoren neben der Maximalleistung auch eine Dauerleistung über 30 min zu unterscheiden



mechanische Trenneinrichtung (9) benötigt, damit im Fehlerfall das Motormoment rasch von den Antriebsrädern genommen werden kann.

Ergänzend zu den dargestellten Komponenten kommen noch Hilfssysteme (z. B. Batteriemanagement zur Temperatur und Ladungsüberwachung) und weitere Sicherheitseinrichtungen (12 – Isolationsüberwachung, galvanische Trenneinrichtungen, Motorschutz, ...) hinzu.

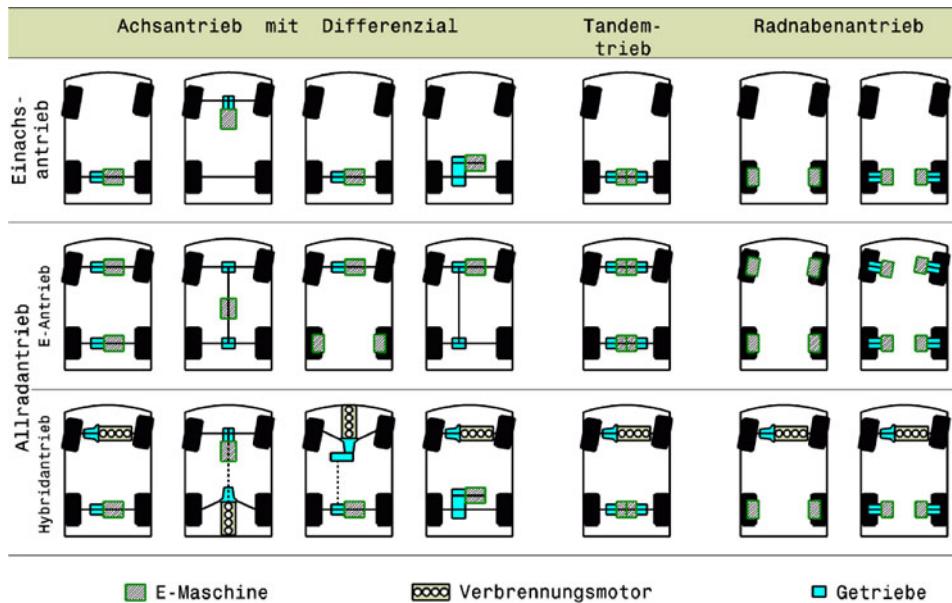
Auch wenn Elektrofahrzeuge je nach Motor und Einsatzbereich ohne Getriebe auskommen, ist eine Untersetzung zwischen Motor und Rädern jedoch allein deshalb vorteilhaft, weil der Motor kleiner und damit leichter ausgeführt werden kann. Für hohe Endgeschwindigkeiten können sogar Schaltgetriebe erforderlich werden. Allerdings reichen in der Regel zwei Gänge aus. Die Getriebübersetzung  $i_G$  liegt bei Zweigang-Getrieben bei etwa 22 damit das Fahrzeug bei maximalen Drehzahlen des Elektromotors von über  $20.000 \text{ min}^{-1}$   $250 \text{ km/h}$  erreicht [40].

Der Betriebsbereich des Fahrzeugs wird begrenzt durch die Maximalleistungsabgabe der Batterie, die Maximalleistung der Motorsteuerung oder durch die maximale Antriebsleistung des Motors [42]. Bei elektrischen Maschinen wird zwischen einer Kurzzeitleistung und einer Leistung, die über einen bestimmten Zeitraum abgegeben werden kann, unterschieden. Abbildung M.142 zeigt beispielhaft eine Auslegung mit zwei Gängen im Zugkraftdiagramm. Zusätzlich zur Zugkraft, die aus der Maximalleistung der Batterie folgt, ist auch jene aus der Dauerleistung des Antriebs über 30 min angeführt. Zwei Gänge reichen für diesen Motor um die Grenze der maximal möglichen Zugkraft aus der Batterieleistung über den gesamten fahrbaren Bereich zu erreichen. Einzig für eine höhere Endgeschwindigkeit (Schnittpunkt  $F_{dr}$  mit  $F_{V,X,2.Gang}$ ) könnte ein dritter Gang oder eine andere Übersetzung im 2. Gang eingeführt werden.

Die fahrbare Maximalgeschwindigkeit über 30 min liegt darunter, weshalb bei Elektrofahrzeugen oft zwei Höchstgeschwindigkeiten angeführt werden: Die maximal kurzzeitig erzielbare ( $v_{V,max}$ ) und jene, die über eine halbe Stunde aufrechterhalten werden kann ( $v_{V,max30}$ ).

## 9.2 Antriebskonfigurationen Layouts of Drive Lines

Die Variantenvielfalt von Elektromotoren eröffnet eine mindestens ebenso große Vielfalt von denkbaren Antriebstrangausführungen. Elektromotoren können Achsen oder direkt einzelne Räder antreiben. Ein zwischengeschaltetes Getriebe konstanter Übersetzung ermöglicht die Erhöhung von Anfahrmoment oder Maximalgeschwindigkeit. Schaltgetriebe bieten die Möglichkeit Merkmale wie Package, Gewicht und Wirkungsgrad der elektrischen Maschine günstig zu beeinflussen. Höchste



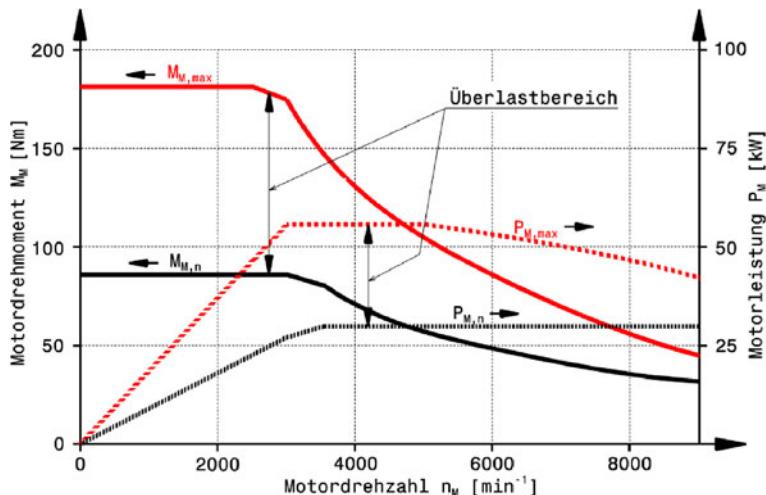
**Abb. M.143** Antriebskonzepte für E-Fahrzeuge [40]. Unterschiedliche Bauarten und Ansteuerungen von Elektromotoren lassen viele Gestaltungsvarianten für Fahrzeugantriebe zu

Fahrgeschwindigkeiten bei brauchbarem Anfahrmoment können somit dargestellt werden. Abbildung M.143 bietet eine systematische Übersicht von Antriebssträngen mit Elektromotoren. Werden nur einzelne Achsen angetrieben (erste Zeile), kann die elektrische Maschine die Stelle des Verbrennungsmotors einnehmen. Eine weitere Möglichkeit ergibt sich durch die Kombination zweier Elektromotoren auf einer Achse (Tandemantrieb), wodurch das Differenzial entfallen kann. Die elektrische Maschine kann aber auch direkt im Rad untergebracht werden (Radnabenantrieb). Elektrische Antriebe können aber auch alle Räder antreiben (mittlere Zeile): Entweder konventionell wie von Allradantrieben mit Verbrennungsmotoren bekannt (Kap. M.6) oder tatsächlich jedes Rad einzeln mit Radnabenmotoren. Diese Variante ermöglicht die ideale Form eines Allradantriebs mit bedarfsgerechter (d. h. radlast- und fahrzustandsabhängiger) Drehmomentbeaufschlagung der Räder (Torque Vectoring). Radnabenmotoren konnten sich jedoch bisher nicht durchsetzen. Sie erhöhen die ungefederten Massen, werden durch Temperatur- und Schwingungen zusätzlich beansprucht und müssen unter ungünstigen Bauraumverhältnissen untergebracht werden.

Der Vollständigkeit halber finden sich in dem Schema auch Hybridallradantriebe (letzte Zeile), also die Kombination von elektrischen Maschinen mit Verbrennungsmotoren. Die dargestellten Varianten sind dadurch gekennzeichnet, dass eine Motorart jeweils eine Achse antreibt. Die Verbindung zwischen Elektro- und Verbrennungsmotor erfolgt also nur durch die Straße, weshalb diese Allradantriebe auch *Through-the-Road-Hybrid* (engl. für: durch die Straße) heißen.

### 9.3 Motoren Motors

Elektromotoren stellen sich mit ihrer Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik als beinahe ideale Fahrmotoren dar. Sie können bereits bei Stillstand und geringen Drehzahlen ihr maximales Drehmoment abgeben und halten die Leistung nahezu konstant über dem Drehzahlbereich. Dadurch kann in



**Abb. M.144** Motorcharakteristik einer umrichtergespeisten Asynchronmaschine als Fahrmotor [1].  $M_{M,\max}$  maximales Motormoment *peak torque*,  $M_{M,n}$  Motornennmoment *continuous torque*,  $P_{M,\max}$  maximale Motorleistung *peak output power*,  $P_{M,n}$  Motornennleistung *nominal output power*

vielen Fällen der Antrieb ohne ein mehrstufiges Getriebe ausgeführt werden und ein Anfahrelement (Anfahrkupplung, Wandler) entfällt völlig. Sie weisen auch keine funktionsbedingte Einbaulage auf, wie sie bei Verbrennungsmotoren durch das Kühl- und Schmiersystem vorgegeben ist.

Bei Fahrzeugstillstand wird keine Energie verbraucht. Im Nennlastbereich und in der Teillast ist der Wirkungsgrad von Elektromotoren mit 89 bis 93 % sehr hoch. Zur Verteidigung des Verbrennungsmotors muss allerdings gesagt werden, dass dieser die Energie im Kraftstoff erst über die Zwischenstufe Wärme in mechanische Energie umwandelt. Der Elektromotor erhält hingegen direkt die hochwertige Energie Strom.

Elektromotoren sind kurzzeitig stark überlastbar, was für Beschleunigungsvorgänge oder an extremen Steigungen vorteilhaft genutzt werden kann. Diese Kurzzeitleistung wird meist durch die Maximalleistung der Motoransteuerung (Leistungselektronik) begrenzt. Der Dauerleistung des Motors wiederum sind Grenzen durch die zulässige Motortemperatur gesetzt. Durch Zwangskühlung des Motors kann die Leistungsgrenze nach oben verschoben werden. Zu Beschreibung des Motorverhaltens wird daher bei Fahrmotoren zwischen der Maximalleistung und jener, die über einen Zeitraum von 30 min abgegeben werden kann unterschieden. Das Verhältnis zwischen maximaler und kurzfristiger Leistung liegt etwa bei 1,5 bis 3. Um Motorschäden auszuschließen wird dessen Temperatur überwacht und von der Motorsteuerung nach thermischen Grenzkennlinien beschränkt.

Die beiden charakteristischen Kennlinien eines Fahrzeug-Elektromotors sind in Abb. M.144 für einen umrichtergespeisten Asynchronmotor zu sehen. Das Maximalmoment liegt über dem Doppelten des über einen langen Zeitraum fahrbaren Nennmoments. Ebenso verhalten sich die aus den Drehzahlen und den Momenten folgenden Leistungen. Die Nennleistung bleibt sogar bis zur Höchstdrehzahl konstant.

Weitere prinzipiell bedingte Kennlinien von Elektromaschinen fasst Abb. M.145 zusammen. Vom Stillstand des Rotors weg bis zu der Drehzahl  $n_{\text{Grund}}$  kann das maximale Motormoment eingestellt werden. Die Leistung wächst proportional mit der Drehzahl, bis die maximale Leistung  $P_{M,\max}$  er-

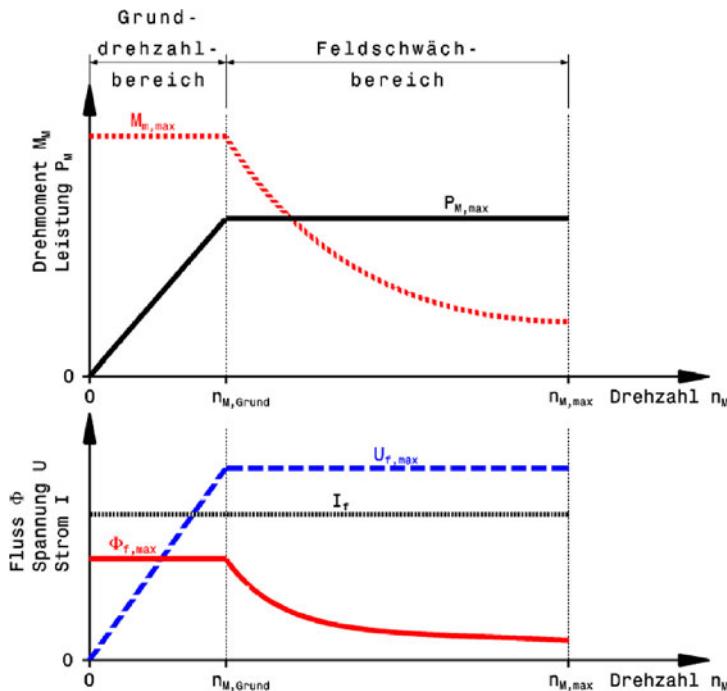


Abb. M.145 Idealisierte Kennlinien von elektrischen Maschinen

reicht ist. Diese Leistung wird hauptsächlich festgelegt durch die zulässige Wicklungstemperatur und die mechanische Festigkeit der belasteten Teile. Die so genannte Grunddrehzahl folgt aus dem Zusammenhang zwischen Leistung und Drehzahl zu:

$$n_{M,Grund} = \frac{30 \cdot P_{M,max}}{\pi \cdot M_{M,max}} \quad (M.1)$$

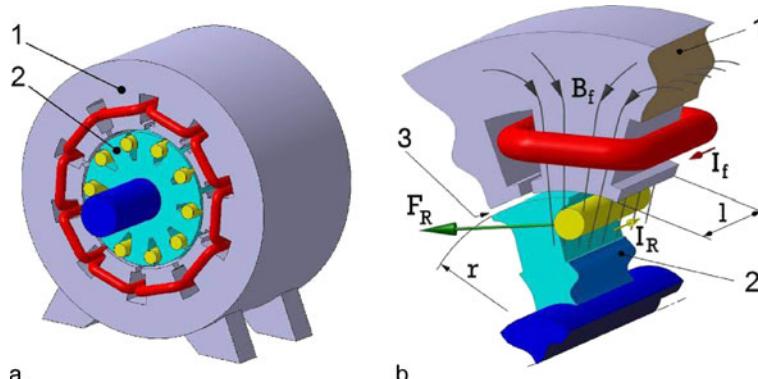
$n_{M,Grund}$  Grunddrehzahl des Motors,  $\text{min}^{-1}$

$P_{M,max}$  maximale Motorleistung, W

$M_{M,max}$  maximales Motormoment, Nm

Die Drehzahl steigt dabei mit der Ständerspannung  $U_f$  an und das Motormoment hängt vom magnetischen Fluss  $\Phi_f$  und damit vom Strom  $I_f$  ab. Sobald die maximale Spannung  $U_{f,max}$  erreicht ist, muss sie konstant gehalten werden und sie darf trotz steigender Drehzahl nicht mehr weiter ansteigen. Dies wird durch so genannte Feldschwächung (*field weakening*) erreicht, z. B. durch einen Widerstand im Erregerkreis, womit der magnetische Fluss reduziert wird. Im gleichen Sinn wie der Fluss sinkt auch das Moment. Soll die Leistung konstant bleiben, muss das Moment indirekt proportional zur Drehzahl abnehmen. Das Motormoment  $M_M$  folgt dann der Beziehung:

$$M_M = \frac{30 \cdot P_{M,n}}{\pi \cdot n_M} \quad (M.2)$$



**Abb. M.146** Wirkungsweise eines Elektromotors. **a** prinzipieller Aufbau, **b** Detail zur Erläuterung, 1 Ständer *stator*, 2 Läufer *rotor*, 3 Luftspalt *air gap*,  $B_f$  magnetischer Fluss im Ständer,  $I_f$  Strom im Ständer,  $I_R$  Strom im Rotor

$M_M$  größtes Dauermotormoment im Feldschwächebereich, Nm

$P_{M,n}$  Motornennleistung, W

$n_M$  Motordrehzahl, min<sup>-1</sup>

Der Grunddrehzahlbereich ist also der Bereich konstanten Motormoments und im Feldschwächebereich bleibt die Leistung konstant.

Grundsätzlich kommen unterschiedliche Bauarten von elektrischen Maschinen als Antriebsmotoren in Frage.

Elektromotoren lassen sich nach der Art der Eingangsspannung (Gleich- oder Wechselstrommaschinen) und weiter nach der Art der Magnetisierung (Permanentmagnete, Strom in Stator oder Rotor) sowie der Richtung des magnetischen Flusses in Bezug zur Motordrehachse (Radial-, Axial- und Transversalfluss) einteilen.

Die prinzipielle Wirkungsweise ist aber bei allen Motoren dieselbe: Die Antriebskraft entsteht aus der Änderung der Energiedichte im Luftspalt zwischen einem feststehendem Teil (Stator, Ständer) und einem drehenden (Rotor, Läufer, Anker).

Abbildung M.146 zeigt den grundsätzlichen Aufbau einer elektrischen Maschine (a) und die Wirkungsweise eines Elektromotors (b).

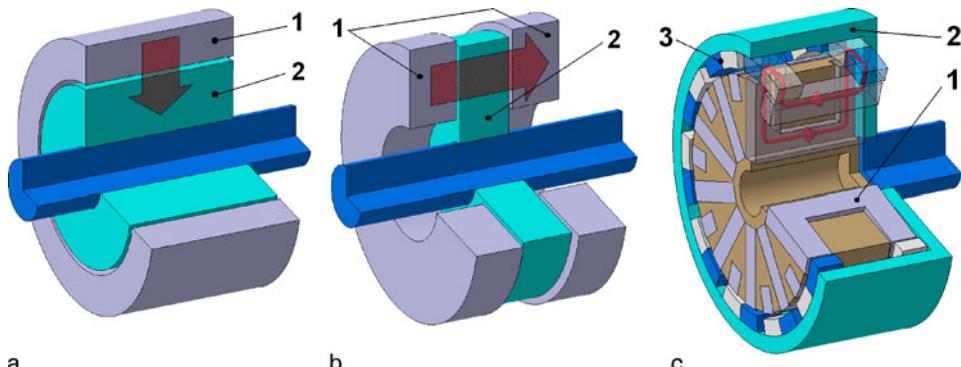
Spulen im Ständer (1) erzeugen ein Magnetfeld mit der Flussdichte  $B_f$ . Stromdurchflossene Leiter im Rotor (2) bauen ebenfalls ein Magnetfeld auf. Beide Magnetfelder überlagern einander im Luftspalt (3). Im Detail b ist eine Ständerspule und ein gegenüber stehender Leiter im Rotor zu sehen. Auf den Leiter wirkt eine Kraft  $F_R$ , weil er sich im Magnetfeld des Ständers befindet und von einem Strom  $I_R$  durchflossen wird. Die geometrische Anordnung der Spulen und Leiter führt zu einem Drehmoment  $F_R \times r$  auf den Rotor (2) um seine Drehachse. Durch passende Umpolung des Rotorstroms  $I_R$  in Abhängigkeit von der relativen Stellung zum Stator (1) kann eine umlaufende Drehbewegung erzielt werden.

Die Größe der Rotor-Antriebskraft  $F_R$  errechnet sich aus:

$$F_R = I_R \cdot B_f \cdot l \quad (\text{M.3})$$

$F_R$  Umfangskraft auf den Rotor, N

$I_R$  Strom im Rotor, A



**Abb. M.147** Flussarten bei elektrischen Maschinen (schematisch). **a** Radialflussanordnung *radial flux layout*, **b** Axialfluss *axial flux*, **c** Transversalfluss *transversal flux*, 1 Stator, 2 Rotor, 3 Permanentmagnete, Pfeil magnetischer Fluss

$B_f$  magnetische Flussdichte im Stator, Tesla: 1 T = 1 Vs/m<sup>2</sup>

$l$  Länge der Maschine, m

Das Motordrehmoment folgt somit direkt zu:

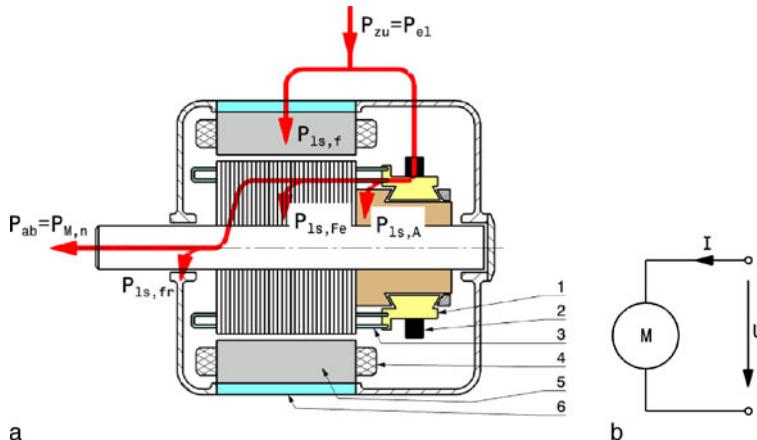
$$M_R = F_R \cdot r \quad (\text{M.4})$$

$M_R$  Rotormoment, Nm

$r$  Rotorradius, m

Eine Betrachtung von (M.3) liefert Überlegungen, wie man die Leistung eines Elektromotors steigern kann. Zunächst bietet sich an den Rotorstrom  $I_R$  zu erhöhen. Dem sind allerdings Grenzen gesetzt durch die Stromtragfähigkeit der Wicklungen. Durch gezielte Wärmeabfuhr kann diese erhöht werden, was aber nur bis zu einem gewissen Grad Sinn macht, weil die Stromwärmeverluste mit dem Quadrat des Stroms anwachsen, das Drehmoment jedoch nur linear. Mit konventionellen Kühlmethoden und Radialflussanordnung sind spezifische Drehmomente von etwa 30 bis 40 Nm/l Rotorvolumen im Dauerbetrieb erreichbar [43]. Mit diesem Volumen ist das magnetische Rotorvolumen gemeint. Im Kurzzeitbetrieb können deutlich mehr als 100 Nm/l abgegeben werden. Das effektiv wirksame Rotorvolumen kann erhöht werden. Dieses hängt unter anderem von der Richtung des magnetischen Flusses in den Eisenteilen ab (Abb. M.147). Bei der Radialflussanordnung (a) verläuft der magnetische Fluss hauptsächlich radial zwischen Stator und Rotor. Im Gegensatz dazu werden diese Teile bei der Axialmaschine (b) in Richtung der Wellenachse durchflutet. Bei der Transversalanordnung (c) verläuft der magnetische Fluss sowohl radial als auch axial durch die Eisenteile. Bei Axialmotoren ist das wirksame Rotorvolumen wesentlich kleiner als bei Axialflussmaschinen und Transversalflussmotoren. Theoretisch ließen sich alle elektrischen Maschinen mit diesen Anordnungen bauen, praktisch kommen aber nur Permanentmagnetmotoren vor. Diese stellen mit über 200 Nm/l das derzeit Machbare dar.

Eine weitere maßgebende Größe für das Motormoment (M.3) ist die Flussdichte  $B_f$ . Diese ist unabhängig vom Motortyp sowie der geometrischen Anordnung und hauptsächlich eine Materialeigenschaft des Stators, der die Erregerwicklungen trägt. Industriell verfügbare Bleche führen im Nennbetrieb um 1,65 T [43]. Der zur Magnetisierung erforderliche Strom  $I_f$  wächst proportional zum Luftspalt. Man versucht daher diesen möglichst klein zu halten.



**Abb. M.148** Leistungsfluss in einer Gleichstrommaschine [44]. **a** Leistungsfluss schematisch, **b** elektrische Leistung für einen Motor, 1 Kommutatorlamellen *commutator discs*, 2 Bürsten *brushes*, 3 Läuferstäbe *rotor bars*, 4 Erregerwicklung (Feldw.) *excitation winding*, 5 Erregerpole *excitation poles*, 6 Statorjoch *stator yoke*

Mit Länge und Radius des Rotors wächst das Motormoment zwar an, die Abmessungen und die Masse des Motors aber eben auch, weshalb auch bei langsameren Fahrzeugen (Eingang-)Getriebe zum Einsatz kommen. Durch eine entsprechend hohe Übersetzung kann der Motor klein und leicht bleiben. Günstige Konstellationen ergeben sich so mit Motoren, die Drehzahlen von 10.000 bis 20.000 min<sup>-1</sup> erreichen [47].

Wie bei Verbrennungsmotoren ist eine weitere Möglichkeit die Nutzleistung anzuheben das Senken der Verluste. Beispielhaft ist der Leistungsfluss in elektrischen Maschinen an einem Gleichstrommotor in Abb. M.148 zu sehen. Der Gesamtwirkungsgrad  $\eta_M$  ist als das Verhältnis der zugeführten zur abgegebenen Leistung definiert:

$$\eta_M = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = \frac{P_{M,n}}{P_{el}} \quad (\text{M.5})$$

$\eta_M$  Gesamtwirkungsgrad des Motors, –

$P_{ab}$  abgegebene Leistung, W.  $P_{ab} = P_{M,n}$

$P_{zu}$  zugeführte Leistung, W.  $P_{zu} = P_{el}$

$P_{el}$  aufgenommene elektrische Leistung, W.  $P_{el} = UI$

$$P_{ab} = P_{zu} - P_{1s,f} - P_{1s,A} - P_{1s,Fe} - P_{1s,fr} \quad (\text{M.6})$$

$P_{1s,f}$  Verlustleistung in der Erregerwicklung, W

$P_{1s,A}$  Verlustleistung in der Ankerwicklung, W

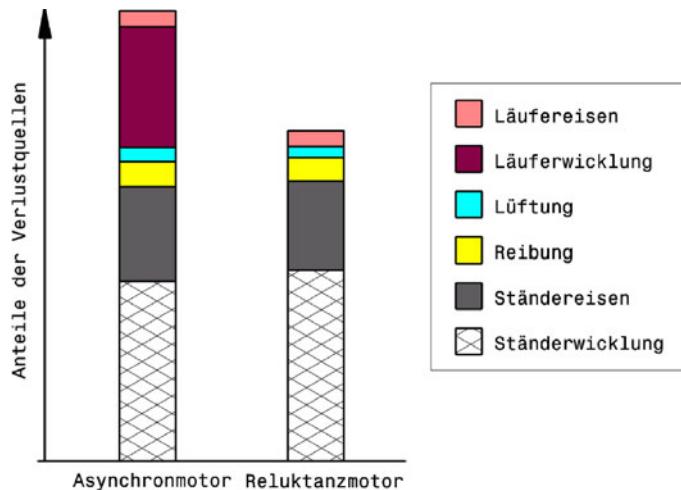
$P_{1s,Fe}$  Verluste im Eisen, W

$P_{1s,fr}$  Verluste durch Reibung, W

$$P_{ab} = P_{M,n} = \frac{\pi}{30} n_M \cdot M_{M,n} \quad (\text{M.7})$$

$n_M$  Motordrehzahl, min<sup>-1</sup>

Reibungsverluste treten allerdings bei elektrischen Maschinen nur im Bereich der Lager als mechanische und bei Lüfterrädern als Strömungs-Verluste auf und sie sind in ihrer Größenordnung den



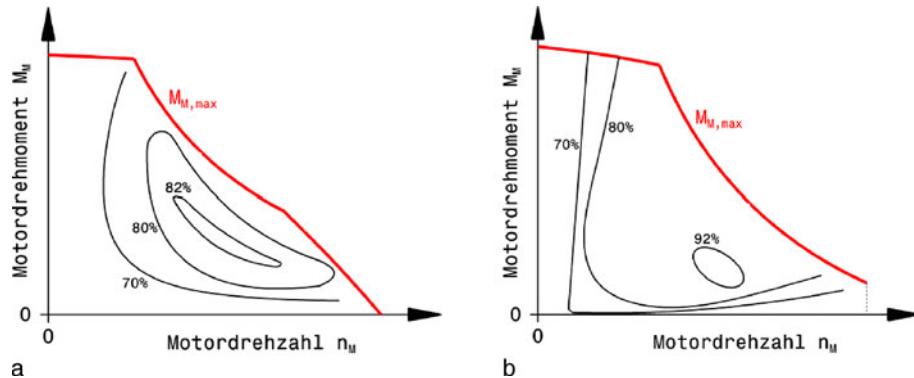
**Abb. M.149** Verlustquellen von Elektromotoren im Vergleich [48]. Ein Reluktanzmotor hat wesentlich weniger Verluste als ein Asynchronmotor. Dies vor allem wegen der fehlenden Läuferwicklung

anderen Verlusten untergeordnet, Abb. M.149. Der Hauptteil der Verluste entsteht in den Wicklungen und den zu magnetisierenden Stoffen (Eisenverluste).

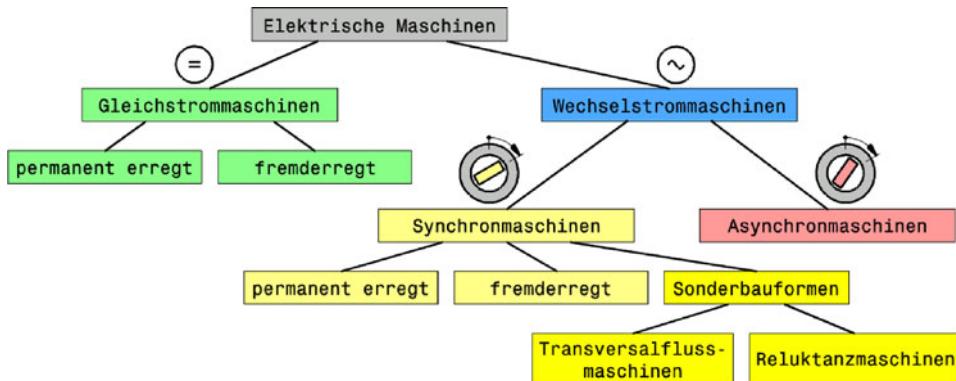
Beim Ummagnetisieren der Motorbleche kommt es zu so genannten Hystereseverlusten und zu störender Wirbelstrombildung. Die Hystereseverluste können zum Teil durch Einsatz aufwendiger Legierungen und Wärmebehandlungen reduziert werden. Ein Stromfluss ist immer mit einem Magnetfeld verbunden (dieses Phänomen liegt dem Elektromotor zu Grunde, Abb. M.146), aber auch umgekehrt. So bilden sich Wirbelströme um ein magnetisch durchflutetes Teil aus. Das Zerlegen massiver Rotoren und Statoren in einzelne gegeneinander isolierte Blechscheiben als magnetische Flusspfade bei gleichzeitigem Unterdrücken der Wirbelströme in Querrichtung durch die Isolierung ist eine Maßnahme gegen Wirbelstromverluste. Die Eisenbleche weisen eine hohe magnetische Permeabilität bei gleichzeitig niedriger elektrischer Leitfähigkeit auf. Jüngste Entwicklungen zielen auf eine weitere Senkung des spezifischen Leitwerts des Werkstoffes [M43]. Alle diese Maßnahmen erhöhen jedoch die Kosten der Materialien und ihrer Verarbeitung.

Ein höherer Wirkungsgrad bietet zwei Möglichkeiten. Entweder erwärmt sich der Motor bei gleicher Nutzleistung weniger, was den Lagern und der Wicklungsisolierung zu Gute kommt, oder er kann bei gleicher thermischer Beanspruchung eine größere Nutzleistung abgeben. Bei hoher Umgebungstemperatur von 125 °C (z. B. in der Nähe von Verbrennungsmotoren) können Elektromotoren ihre Nennleistung schadlos abgeben. Die Wicklungstemperatur erreicht dabei durch die zusätzliche Eigenerwärmung Werte im Bereich von 200 °C [44]. Der Wirkungsgrad von Elektromotoren ist ähnlich Verbrennungsmotoren drehzahl- und lastabhängig, aber prinzipbedingt durch völlig andere Mechanismen geprägt, Abb. M.150. Wirbelströme, Sättigung, Verdrängung und andere elektromagnetische Effekte beeinflussen in erster Linie die effektive Leistungsabgabe.

Die Leistung ist bekanntlich direkt proportional der Drehzahl (vgl. (M.7)) und deshalb ist in dem Zusammenhang eine Betrachtung der Betriebsfrequenz des Motors als weitere Maßnahme zur Leistungssteigerung hilfreich. Die Grenzen einer Drehzahlerhöhung setzen die Verluste. Wirbelstromverluste wachsen mit dem Quadrat der Frequenz, Hystereseverluste nehmen linear mit der Drehzahl zu. Beide Verlustarten steigen quadratisch mit der Größe des magnetischen Flusses an. Die maximale Betriebsfrequenz kann so vor allem mit der Blechdicke beeinflusst werden. Industrieble-



**Abb. M.150** Wirkungsgradkennfelder von Elektromotoren [42]. **a** Fremderregter Gleichstromantrieb *separately excited DC-motor*, **b** Permanenterregter Synchronantrieb *permanently excited synchronous motor*

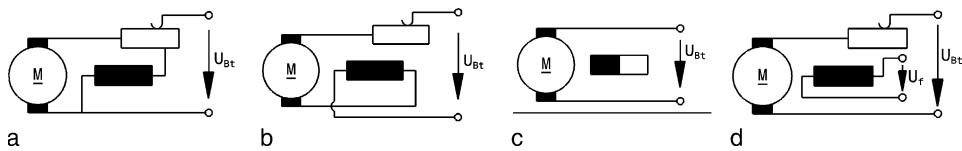


**Abb. M.151** Einteilung elektrischer Maschinen

che mit 0,5 mm Dicke erlauben etwa 80 Hz, im Automobilbereich werden Bleche mit 0,35 mm und einer höheren Materialqualität eingesetzt. Das verschiebt die Grenze zu 250 Hz. Aus 30 kg aktiver Masse kann damit eine Leistung von rund 45 kW dargestellt werden. Gegenwärtige Entwicklungen zielen auf 0,2-mm-Bleche und damit bis 400 Hz ab. 30 kg Motormasse sind dann imstande 70 kW im Dauerbetrieb zu leisten [43].

Folgende Motortypen kommen für Fahrzeugantriebe in Frage bzw. sind in Verwendung, Abb. M.151:

- Gleichstrommotoren:
  - Gleichstromreihenschlussmotoren
  - Gleichstromnemenschlussmotoren
- Drehstrommotoren
  - Synchronmotoren
  - Asynchronmotoren
- Spezialmotoren



**Abb. M.152** Schaltbilder von Gleichstrommotoren. **a** Nebenschlussmotor *shunt motor*, **b** Reihenschlussmotor *series motor*, **c** Permanenterregter Gleichstrommotor *permanently excited DC-motor*, **d** Fremderregter Gleichstrommotor *separately excited DC-motor*.  $U_{Bt}$  Batteriespannung *battery voltage*,  $U_f$  Feldspannung (Erregerspannung) *field (excitation) voltage*

**Gleichstrommotoren DC Motors.** Gleichstrommotoren können direkt von der Traktionsbatterie gespeist werden. Im Stator wird durch eine Erregerwicklung (Feldwicklung) ein magnetischer Fluss erzeugt. Je nach Schaltung unterscheidet man Reihen- oder Nebenschlussmotoren. Beim Nebenschlussmotor liegt an der Feldwicklung dieselbe Spannung wie beim Rotor (Anker, Läufer) an, Abb. M.152a. Beim Reihenschlussmotor (b) fließt derselbe Strom durch Ständer- und Läuferwicklungen. Der Rotor wird über Schleifkontakte (Kohlebürsten) ebenfalls mit Gleichspannung versorgt. Durch die Drehbewegung muss sich die Stromrichtung im Läufer periodisch umkehren, damit der Anker seine Drehrichtung beibehält. Die Schleifkontakte heißen deshalb auch Stromwender (Kommutator). Diese Einrichtung ist die Schwachstelle des Motors. Sie ist verschleißbehaftet und begrenzt die Motordrehzahl je nach Kommutatordurchmesser auf etwa  $7000 \text{ min}^{-1}$  [1]. Für langsam fahrende Fahrzeuge wird dieser Motortyp als Reihenschlussmotor jedoch wegen seiner geringen Kosten und der einfachen Motorsteuerung gerne eingesetzt, obwohl der Wirkungsgrad relativ gering ist. Gleichstrommotoren können auch permanenterregt ausgeführt werden (c). Der Erregerfluss wird dabei von Permanentmagneten erzeugt. Die sonst zur Erregung erforderliche Energie muss demnach nicht mittels Stromfluss eingebracht werden, sondern ist bereits im Motor gespeichert. Das erhöht den Wirkungsgrad. Nachteilig wirken sich die höhere Masse der Dauermagnete (Hauptbestandteil: Seltene Erden (*rare-earth*). Das sind Stoffe, die im Mikrobereich ein magnetisches Feld haben.) und ihr Preis aus. Die Erregerwicklung kann auch von einer anderen Spannungsquelle als der Läufer versorgt werden, man spricht von einem fremderregten Motor (d).

**Drehstrommotoren Three Phase Motors.** Zur Ansteuerung der Motoren wird die Gleichspannung der Traktionsbatterie durch Umrichter in Drehspannungen variabler Frequenz und Amplitude umgewandelt. Im Stator ist eine dreisträngige Wicklung untergebracht, die durch ihre Anordnung und dem Spannungsverlauf des Drehstroms ein umlaufendes Magnetfeld erzeugt. Je nach Rotorbauart läuft dieser synchron (mit der gleichen Geschwindigkeit) mit diesem Drehfeld oder mit einem Schlupf zu diesem – also asynchron – um. Der Ständer ist im Grunde bei allen Drehstrommotoren gleich, Abb. M.153a. Die drei Wicklungen mit den Anfängen U, V und W sind mit den drei Phasen eines Drehstromnetzes L1, L2 und L3 verbunden. Im Ständer läuft ein Magnetfeld (symbolisiert durch Pfeil mit Nord- und Südpol) um. Die synchrone Drehzahl folgt aus der Frequenz des Wechselstroms und der Anzahl der Wicklungen des Stators:

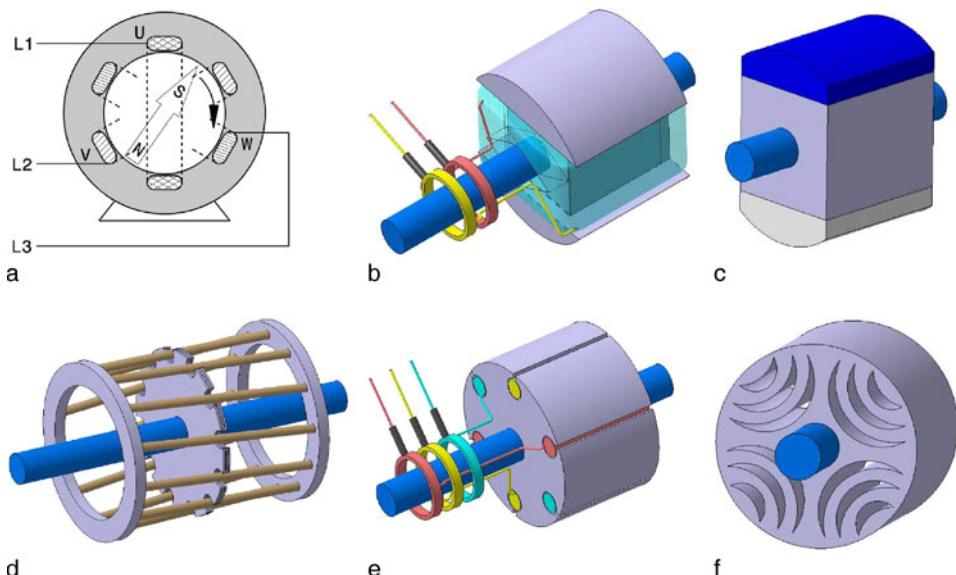
$$n_s = 60 \frac{f_f}{p} \quad (\text{M.8})$$

$n_s$  synchrone Drehzahl,  $\text{min}^{-1}$

$f_f$  Frequenz des Ständerstroms,  $\text{s}^{-1}$

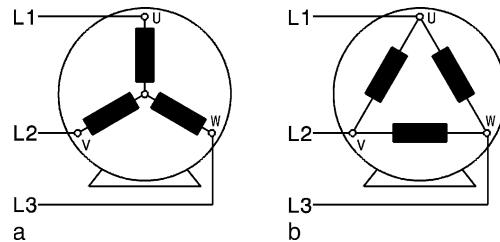
$p$  Polpaarzahl, -. Gibt an, wie oft die Drehstromwicklung am Umfang vorkommt

Die um  $120^\circ$  phasenverschobenen Ständerwicklungen können in Stern- oder Dreieckschaltung ans Netz geschlossen werden, Abb. M.154.



**Abb. M.153** Hauptteile von Drehstrommaschinen. **a** Ständer *stator*, Polpaarzahl  $p = 1$ , **b** Vollpolläufer *non-salient pole rotor*. Läuferwicklung transparent dargestellt, **c** Permanenterregter Läufer *permanently excited rotor*, **d** Käfigläufer *squirrel-cage rotor*. Vom Eisenblechpaket sind nur 3 Platten dargestellt, **e** Schleifringläufer *slip ring rotor*, **f** Reluktanzläufer *reluctance rotor*

**Abb. M.154** Schaltung von Ständerwicklungen. **a** Sternschaltung *star configuration*, **b Dreieckschaltung *delta configuration***



Die Läufer von Synchronmaschinen weisen ausgeprägte magnetische Pole auf. Diese werden durch stromdurchflossene Erregerwicklungen (fremderregte Synchronmaschine) hervorgerufen oder durch eingelagerte Permanentmagnete dargestellt. Beim so genannten Vollpolläufer (Abb. M.153a) wird die Erregerwicklung über Schleifringe mit Gleichstrom gespeist. Der Gleichspannung liefert ein Gleichspannungswandler (DC/DC-Konverter). Bei permanenterregten Motoren gestaltet sich der mechanische und elektrische Aufbau wesentlich einfacher. Dauermagnete sind im Läufer eingebettet (Abb. M.153b) und sorgen über das Ständermagnetfeld direkt für das Antriebsmoment. Im stationären Betrieb laufen die Rotoren mit synchroner Drehzahl (M.8) um.

Nach der Anordnung der drehenden Motorteile unterscheidet man auch zwischen Innen- und Außenläufer. Beim Innenläufer

umschließt der Stator den Rotor. Der Stator kann eine großflächige Wasserkühlung erhalten und der Motor somit stärker belastet werden. Beim Außenläufer

ist die wärmeübertragende Fläche geringer, dafür bietet diese Bauart mehr Platz für die Dauermagnete. Solche hochpoligen Maschinen (acht und mehr Polpaare) erzielen hohe Drehmoment-

und Leistungsdichten bei geringen Drehzahlen [50]. Außerdem werden die Magnete bei dieser Anordnung durch deren Fliehkräfte in ihrer Position gehalten. Bei Innenläufern sind insbesondere bei hohen Drehzahlen dafür besondere Vorkehrungen erforderlich.

Synchronmaschinen zeichnen sich durch hohe Wirkungsgrade und kleines Bauvolumen aus. Von den oben aufgezählten Motoren (Gleichstrom-, Asynchron- und Reluktanzmaschinen) weist sie das geringste Gewicht auf.

Asynchronmotoren werden als Schleifringläufer oder als Käfigläufer ausgeführt. Beim Käfigläufer (Abb. M.153d) sind am Umfang Stäbe etwa parallel zur Drehachse angebracht, die an ihren Enden durch Ringe kurzgeschlossen sind. Es ist keine schleifende Verbindung zu ruhenden Teilen erforderlich. Im Betrieb induziert das Drehfeld des Stators Ströme im langsameren Käfigläufer, die wiederum ein antreibendes Magnetfeld bewirken. Der Rotor hinkt dem Magnetfeld immer hinterher. Die synchrone Drehzahl erreicht der Käfigläufer nie, weil in dem Zustand keine Ströme mehr im Käfig induziert würden. Man spricht vom Schlupf des Rotors gegenüber dem Magnetfeld. Das kann man sich also ähnlich vorstellen wie die Drehmomentübertragung eines Gummireifens, der dafür auch einen Schlupf benötigt (Kap. G.2.3). Je stärker der Motor belastet wird, desto größer ist der Schlupf.

Beim Schleifringläufer (Abb. M.153e) sind auch im Rotor dreiphasige Wicklungen untergebracht, die in Stern geschaltet sind. Die Anfänge der Wicklungen sind über Schleifringe und Bürsten mit einem dreiphasigen Anlasswiderstand verbunden. Im Gegensatz zum Käfigläufer kann so der Einschaltstrom klein gehalten werden, indem der Anlasswiderstand beim Hochlaufen groß eingestellt wird. Im Betrieb werden die drei Leiter kurzgeschlossen und die Maschine arbeitet wie ein Käfigläufer.

Käfigläufer bestechen durch ihren einfachen Aufbau, der maximale Drehzahlen bis  $15.000 \text{ min}^{-1}$  zulässt und außer den Lagern keine Verschleißteile aufweist.

Als Nachteil aller Drehstrommotoren ist der höhere Steuerungsaufwand zu nennen. Durch die rasche Weiterentwicklung der Leistungshalbleiter tritt dies jedoch zunehmend in den Hintergrund.

Zum Vergleich zeigt Abb. M.155 die Motorkennlinien für die oben beschriebenen Motortypen.

### 9.3.1 Spezialmotoren *Spezial Motors*

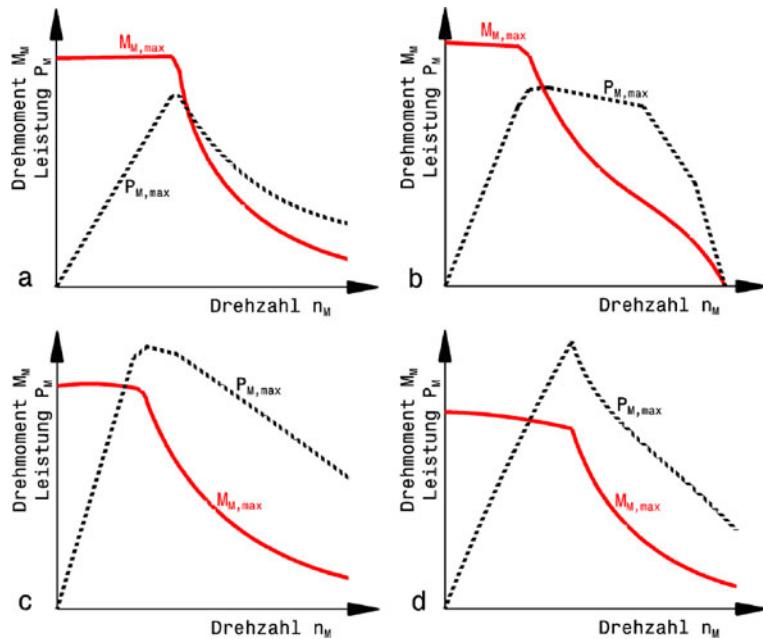
**Reluktanzmotoren *Reluctance Motor*.** Bei diesem Motortyp benötigt der Läufer weder Wicklungen noch Dauermagnete, arbeitet aber in einem Drehstromständer. Der Rotor besteht aus weichmagnetischem Material und ist so gestaltet, dass sich magnetische Vorzugsrichtungen, also unterschiedliche magnetische Widerstände (= Reluktanzen) für unterschiedliche Winkelstellungen ergeben, Abb. M.153f. Die Vorzugsrichtungen und Flusssperren lassen sich in der Darstellung gut erkennen. Die Ständerspulen werden einzeln reihum bestromt und der Rotor richtet sich entsprechend dem aktuellen Magnetfeld aus (geschalteter Reluktanzmotor oder Schrittmotor *switched reluctance motor*).

Der Rotor kann auch mit einer Kurzschlusswicklung versehen werden, indem die Hohlräume mit Aluminium ausgegossen werden. Dieser Motortyp zeigt ein Hybridverhalten. Er läuft asynchron hoch und sobald er die Nenndrehzahl erreicht hat, zieht das Reluktanzmoment den Motor in den synchronen Betrieb.

Reluktanzmotoren können auch direkt aus einer Gleichstromquelle (Batterie, Akkumulator, Brennstoffzelle, ...) gespeist werden. Sie lassen sich dabei idealerweise mit Hilfe eines Mikroprozessors und Halbleiterschaltern regeln [44].

Reluktanzmotoren sind einfach aufgebaut und lassen sich leicht regeln. Sie arbeiten mit hohem Wirkungsgrad in einem weiten Drehzahlbereich (Abb. M.149). Im Pkw-Bereich können durch die Drehmomentschwankungen hervorgerufenen Geräusche problematisch sein.

**Transversalflussmotor *Transversal Flux Motor*.** Der Name dieses Motortyps leitet sich von der Führung des magnetischen Flusses ab, Abb. M.147c. Eine koaxiale Statorwicklung erzeugt einen Fluss

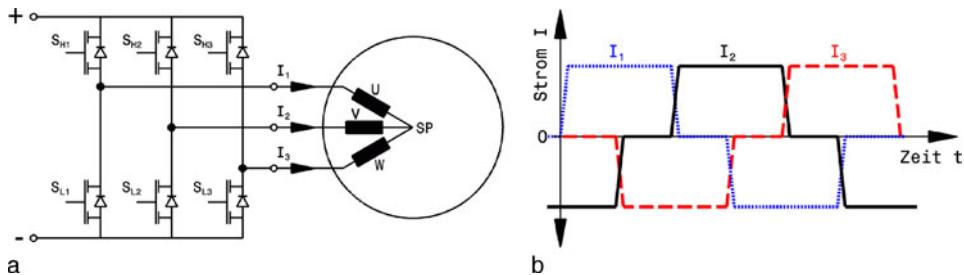


**Abb. M.155** Motorkennlinien für einige Elektromotoren [42]. **a** Gleichstrom-Reihenschlussmotor, **b** Fremdergter Gleichstrommotor, **c** Asynchronmotor, **d** Permanentergter Synchrongenerator,  $M_{M,\max}$  maximales Motormoment,  $P_{M,\max}$  maximale Motorleistung

in U-förmigen Statorjochen. Die Magnetkreise schließen sich in Umfangsrichtung durch Permanentmagnete im Rotor. Diese Anordnung gestattet extrem kleine Polteilungen ohne Einbußen bei der Rotordurchflutung. Die Folge sind äußerst hohe Kraftdichten, was den Motor für Radnabenantriebe, d. h. Direktantriebe ohne Zwischengetriebe, erste Wahl werden lässt. Bei einem Radnabenmotor ist der Ständer mit der Achse verbunden und der Rotor mit der Nabe oder eigentlich mit der Felge.

Als Nachteil sollen die hohen Herstellkosten nicht verschwiegen werden, die durch die komplizierte Geometrie und die erforderlichen Hochenergiemagnete hervorgerufen werden.

**Bürstenloser Gleichstrommotor, BLDC-Motor (*Brushless Direct Current*).** BLDC-Motoren funktionieren wie Synchronmaschinen, werden aber mit Gleichstrom versorgt. Eine Leistungsselektronik (Abb. M.156a) sorgt dafür, dass der Motor statt wie bei Synchronmotoren mit einem sinusförmigen Wechselstrom mit einem getakteten, rechteckförmigen Drehstrom gespeist wird (Bezeichnung daher auch: Elektronisch kommutierter Gleichstrommotor. Abbildung M.156b). Den drei Phasen wird der Strom abhängig von der Läuferposition zugeführt. Eine Phase ist dabei immer stromlos, die beiden übrigen Phasen mit dem Plus- bzw. Minuspol der Spannungsquelle verbunden. Von den Halbleiterschaltern ist jeweils ein Highside- und ein Lowsideschalter geschlossen. Beispielsweise fließt der Strom so in einer Stellung vom Pluspol über den Schalter  $S_{H1}$  über die Wicklung U ( $I = I_1$ ) und zurück durch den Sternpunkt über die Wicklung V ( $I = I_2 = -I_1$ ). Die Verbindung zum Minuspol stellt der Schalter  $S_{L2}$  her. Die Wicklung W ist währenddessen stromlos ( $I_3 = 0$ ). Man kann die Wirkungsweise dieses Motors also auch mit einer elektronischen Kommutierung (Stromwendung) erklären, daher der Name bürstenloser Gleichstrommotor.



**Abb. M.156** Skizzen zum BLDC-Motor [44]. a Schaltskizze, b Stromverlauf in den Statorspulen,  $S_H$  Halbleiter-Schalter Highside semiconductor switch,  $S_L$  Halbleiter-Schalter Lowside, SP Sternpunkt star point

**Tab. M.15** Kennwerte von elektrischen Maschinen [50]

Kennwert	Gleich-strom-maschine	Synchronmaschine		Asyn-chron-maschine	Trans-versal-fluss-maschine	Reluktanz-maschine geschaltet
		fremd-erregt	permanent-err.			
Höchstdrehzahl, $\text{min}^{-1}$	7000	>10.000	>10.000	>10.000	>10.000	>10.000
Feldschwäche-verhältnis, -	3	3–7	3	3–7		2
Spezifisches Dauermoment, Nm/kg	0,7	0,6–0,75	0,95–1,72	0,6–0,8		0,8–1,1
Spez. Dauerleistung, kW/kg	0,15–0,25	0,15–0,25	0,3–0,95	0,2–0,55		0,2–0,62
Max. Wirkungsgrad Maschine, -	0,82–0,88	0,87–0,92	0,87–0,94	0,89–0,93	0,96	0,9–0,94
Max. Wirkungsgrad Steuerung, -	0,98–0,99	0,93–0,98	0,93–0,98	0,93–0,98	0,93–0,97	0,93–0,97
Max. Wirkungsgrad Antrieb, -	0,8–0,85	0,81–0,9	0,81–0,92	0,83–0,91	0,89–0,93	0,83–0,91

Der Rotor ist mit Dauermagneten bestückt und folgt dem umlaufenden Magnetfeld des Ständers. Mit dieser Bauform lassen sich auch Radnabenmotoren darstellen.

In Tab. M.15 sind die wichtigsten Kennwerte von elektrischen Maschinen zusammengefasst. Zu Vergleichszwecken werden teilweise nicht Absolutwerte, sondern bezogenen Größen angeführt. So findet sich beispielsweise nicht ein absoluter Drehmomentwert, sondern einer, der auf die Motormasse bezogen ist (spezifisches Moment). Bei Effizienzbetrachtungen ist bei elektrischen Maschinen wichtig zu berücksichtigen, dass auch deren Steuerung (Leistungselektronik) Verluste verursacht. Ein realitätsnaher Vergleich ergibt sich demnach für verschiedene Antriebe, wenn zumindest der Gesamtwirkungsgrad der Kombination Motor mit Steuerung (d. h. das Produkt der Teilwirkungsgrade) betrachtet wird.

**Tab. M.16** Vergleich von Elektromotoren für Fahrzeugantrieb, nach [1, 50]

Merkmal	Gleich- strom- motor	Synchronmotor		Asyn- chron- motor	Trans- versal- fluss- motor	Reluk- tanz- motor geschaltet
		fremd- erregt	perma- nenterr.			
Leistungsdichte	-	0	++	+	+	+
Max. Drehzahl	--	+	++	++	++	+
Wirkungsgrad	-	+	++	0	+	+
Volumen	--	+	++	+	-	+
Gewicht	--	+	++	+	+	+
Kühlung	--	+	++	+	+	++
Thermische Überlast- fähigkeit	-	+	0	++		++
Regel-/Steuerbarkeit	++	+	+	0	+	+
Stand der Technik	++	-	++	++	-	0
Eigensicherheit	-	++	-	++	+	++
Kosten des Motors	-	-	--	+	--	++
Kosten des Gesamt- systems	+	0	0	++	-	+
Geräusch	-		++	+		-

Legende: ++ sehr gut, + gut, 0 befriedigend, - schlecht, -- sehr schlecht

Auch bei der Dimensionierung des Antriebs muss die einzusetzende Leistungselektronik und das Speichersystem mit berücksichtigt werden. Ist der Streckenverlauf genau bekannt bzw. die übliche Charakteristik der Rennen, so werden diese Fahrzyklen (Beschleunigen, Bremsen bzw. Rekuperieren und wieder Beschleunigen) mit Hilfe einer Simulation zur Auswahl und Auslegung eingesetzt. Überdimensionierte Systeme (vor allem die voluminösen und schweren Speicher) stellen einen Wettbewerbsnachteil dar.

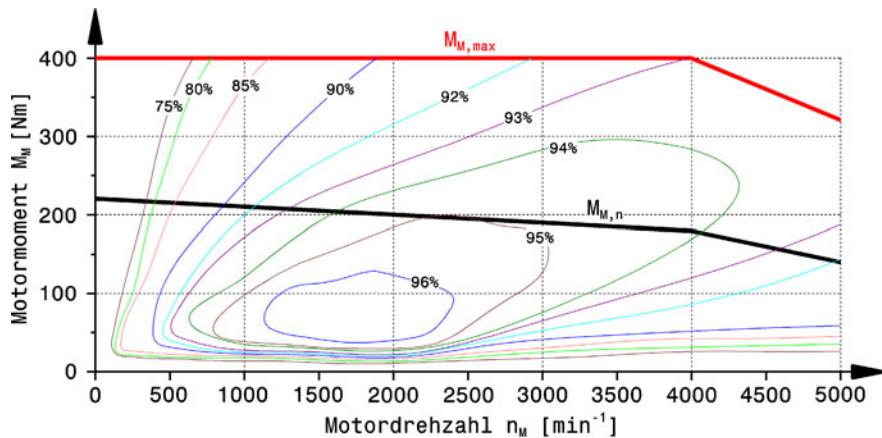
Zur Auswahl von Fahrmotoren können folgende Kriterien herangezogen werden [1]:

- Kompakte Bauweise
- Geringes Gewicht bzw. hohe Leistungsdichte
- Hoher Wirkungsgrad
- Einfache Steuerbarkeit in einem weiten Drehzahl- und Drehmomentbereich
- Überlastbarkeit
- Eigensicherheit
- Sicherheit im Fahrbetrieb.

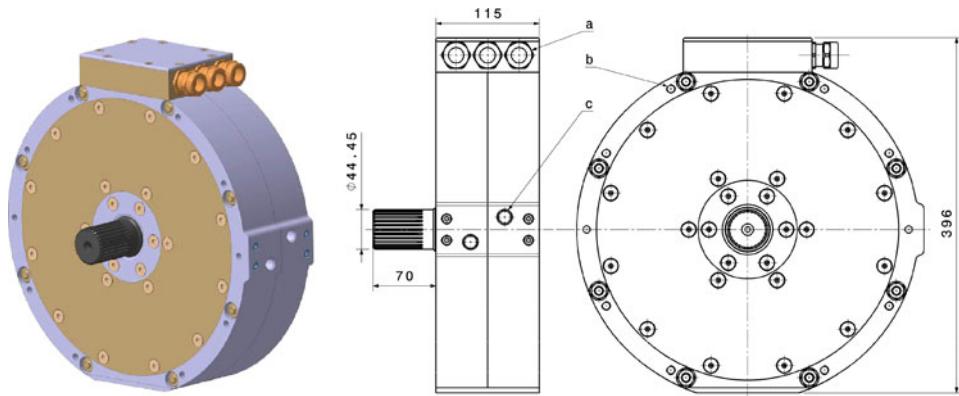
Für Pkw kommen darüber hinaus weitere Aspekte wie geringe Geräuschentwicklung, niedrige Kosten und Wartungsarmut hinzu.

In Tab. M.16 sind diese und weitere Kriterien zur Auswahl von Traktionsmotoren vergleichend gegenübergestellt.

Gleichstrommotoren weisen zwar einen hohen Entwicklungsstand auf und wurden auch als erster Typ bei Fahrzeugen eingesetzt, haben heute für diesen Anwendungszweck aber keine Bedeutung

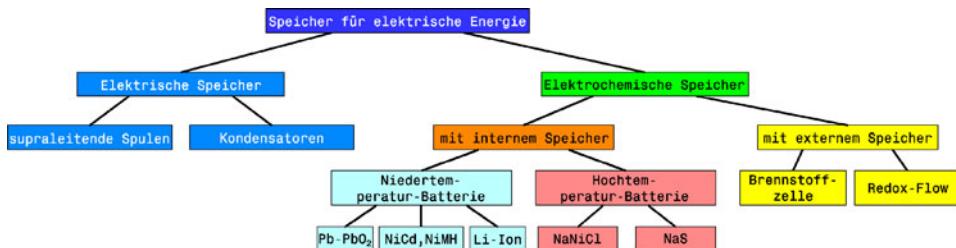


**Abb. M.157** Kennlinien des Motors AFM-140-4 von Evo Electric [49]. Zusätzlich zu den Momenten für 60 s ( $M_{M,\max}$ ) und Dauerbetrieb ( $M_{M,n}$ ) sind die Linien gleichen Wirkungsgrads eingetragen. Für 18 s kann der Motor sogar 600 Nm freisetzen. Der Motor ist ein permanenterregter Synchronmotor in Axialflussanordnung. Diese Werte gelten für den Betrieb mit dem Inverter KEB 26 bei einer 600-V-DC-Versorgung und einer Kühlmitteltemperatur von 55 °C



**Abb. M.158** Permanenterregter Axialflussmotor AFM-140 [49]. Axonometrische Darstellung (links) und Ansichten (rechts). Der Motor ist flüssiggekühlt und kann über 8 Durchgangsbohrungen (b) axial am Umfang im Fahrzeug verschraubt werden. Zwei zusätzliche enger tolerierte Bohrungen dienen dabei der Zentrierung. Die Energieversorgung erfolgt über drei Kabelanschlüsse M25 (a). Zur Kühlmittelspeisung dienen zwei Gewindebohrungen (c). Der zylindrische Grundkörper misst 380 mm im Durchmesser und ist 115 mm lang. Seine Kennlinien sind in Abb. M.157 zu sehen. Der Motor wiegt 40 kg

mehr. Aktuelle Traktionsmotoren werden wegen des besseren Wirkungsgrads mit Drehstrom gespeist und arbeiten nach dem Synchron- oder Asynchronprinzip. Bevorzugt werden permanenterregte Motoren, weil bei diesen nicht ein Teil der zugeführten elektrischen Leistung für die Erregung eines aktiven Maschinenteils benötigt wird. Die Verluste der entsprechenden Wicklung (Feld oder Läufer) fallen weg und der Wirkungsgrad steigt, vgl. (M.6)). Nachteilig sind die relativ hohen Kosten der Dauermagnete. Transversalfluss- und Reluktanzmotoren sind zukunftsweisende Typen, haben aber gegenwärtig noch nicht den Entwicklungsstand von „klassischen“ Synchron- und Asyn-



**Abb. M.159** Klassifizierung von Speichertechnologien für elektrische Energie, nach [57]

chronomaschinen erreicht. Im Pkw-Bereich werden im wegen ihrer Vorteile nahezu ausschließlich permanenterregte Synchronmaschinen für elektrische Antriebe eingesetzt [50].

Das Thema Sicherheit von elektrischen Maschinen im Antriebstrang wird weiter unten behandelt.

**Beispiel.** Das in der Einleitung erwähnte Rekordfahrzeug (vgl. auch Abb. M.178) wird von zwei permanenterregten Synchronmotoren an der Hinterachse angetrieben (Tandemanordnung). Die Motoren arbeiten nach dem Axialflussprinzip und werden mit einem Wasser/Glykol-Gemisch (Verhältnis 50 : 50) gekühlt. Bei einer Masse von 40 kg leistet ein Motor nominell 75 kW bzw. für 60 s 167,5 kW und erzeugt ein maximales Nennmoment von 220 Nm sowie kurzfristig 600 Nm (für 18 s). Diese Werte gelten für eine Spannungsversorgung von 600 V DC, Abb. M.157.

Die Momenten- und Leistungswerte hängen von der Spannungsversorgung und der Drehzahl ab. Letztere wird von der Wicklungskonfiguration beeinflusst. Der Motor ist in seiner Außenansicht mit den Anschlussmaßen in Abb. M.158 dargestellt.

## 9.4 Energiespeicher Energy Storage System

In diesem Unterkapitel werden Speicher betrachtet, die die elektrische Energie zum Fahren bereitstellen. Ihre Anforderungen und ihre Auswahl unterscheiden sich zum Teil erheblich von den Speichersystemen wie sie für Energierückgewinnungssysteme eingesetzt werden (vgl. Abschn. 8: Kurze Ladezeit, kleine Energiemengen, hohe Leistungen, unterschiedliche Energiewandler). Wandlungen der Energieform (mechanisch, chemisch, elektrisch, hydraulisch, ...) sind stets mit Verlusten verbunden. Allein deshalb werden an dieser Stelle nur elektrische und elektrochemische Speichersysteme (Traktionsbatterie) betrachtet, weil sie bereits die passende Energieform für Elektromotoren bereitstellen. Abbildung M.159 gibt einen systematischen Überblick von Speichern für elektrische Energie.

Von den elektrischen Speichern sind Kondensatoren interessant. Allerdings haben sie eine extrem geringe Energiedichte und scheiden deshalb als Traktionsspeicher aus. Mit ihrer hohen Leistungsdichte gepaart mit äußerst kurzer Lade/Entladefzeit sind sie maßgeschneidert für KERS-Systeme und werden im Abschn. M.8 behandelt. Als Traktionsbatterien bleiben somit die elektrochemischen Speicher.

**Funktion Function.** Energiespeicher haben die Aufgabe (möglichst viel) Energie über einen Zeitraum zu speichern und bei Bedarf (möglichst verlustfrei) wieder zur Verfügung zu stellen.

**Anforderungen Requirements.** Die Anforderungen für Speichersysteme in Fahrzeugen und insbesondere Wettbewerbsfahrzeugen ergeben sich aus der Forderung nach hohen Fahrleistungen bei angemessener Sicherheit:

- Hohe Leistung: Insbesondere für große Beschleunigung und hohe Endgeschwindigkeit müssen die Elektromotoren mit großen Strömen gespeist werden.
- Großer Energieinhalt: Soll eine große Leistung über einen bestimmten Zeitraum entnommen werden können, muss auch die Energiemenge groß sein.
- Kleine Masse und geringes Volumen: Für Fahrzeuge bedeutet eine geringe Masse, entsprechend geringer Kraftaufwand um das Fahrzeug zu beschleunigen, zu verzögern oder von der geraden Bahn abweichen zu lassen (Kurvenfahrt, Bodenwellen). Geringerer Kraftaufwand resultiert über eine gefahrene Strecke in einem geringeren Energieaufwand, d. h. die Batterie kann kleiner sein. Auch das Volumen geht in die Fahrwiderstände ein, weil es je nach Anordnung im Fahrzeug den Luftwiderstand beeinflussen kann.
- Sehr gutes dynamisches Verhalten: Wird den von Motoren hohe Dynamik erwartet, muss diese auch ebenso vom Speicher mitgetragen werden.
- Hohe Zuverlässigkeit: Der Energiespeicher stellt nicht nur die Energie für den Vortrieb zur Verfügung, sondern erhält (je nach Ausführung des Bordnetzes) auch alle elektronischen Überwachungssysteme aufrecht. Permanenterrekte Motoren sind auch nicht eigensicher. Ein Ausfall der Versorgungsspannung führt zu Kurzschlussströmen bei drehenden Motoren, die den Nennstrom übersteigen können. Ein plötzlicher Ausfall der Batterie kann das Fahrzeug somit in einen unkontrollierbaren Zustand versetzen.
- Gute Ladeeigenschaften (Tiefentladung, Schnellladung, Wirkungsgrad, ...): Je unkomplizierter der Lade- und Entladevorgang abläuft, desto einfacher kann die Umgebung gestaltet werden und desto weniger Fehlerempfindlich und sicherer ist das Gesamtsystem.
- Ungefährliches Crashverhalten: Fahrzeuge können in Unfälle verwickelt werden. Dabei ist es wichtig, dass der Fahrer bzw. umstehende Personen keiner zusätzlichen Gefahr ausgesetzt werden. Der Speicher konzentriert eine große Menge Energie auf kleinem Raum. Diese darf nicht oder zumindest nicht schlagartig freigesetzt werden. Elektrochemische Speicher dürfen bei mechanischer Beanspruchung auch keine giftigen Substanzen freisetzen oder gefährlich reagieren (explodieren, brennen).

Für Pkw-Anwendungen sind auch weitere Anforderungen von Interesse. So etwa Betriebssicherheit, Funktionssicherheit in einem breiten Temperaturbereich, Wartungsfreiheit, hohe Lebensdauer, einfache Infrastruktur (Laden, Lagern, Prüfen des Ladezustands, des Wartungsbedarfs und der Betriebssicherheit) und akzeptable Kosten.

**Kennwerte Characteristics.** Zur Beschreibung von Energiespeichern werden folgende Kennwerte herangezogen.

**Spezifische Energie**, gravimetrische Energiedichte [Wh/kg]: Die gespeicherte Energie [Wh] wird auf die dazu erforderliche Masse [kg] des Speichers bezogen. Ein hoher Wert bedeutet, dass ein Fahrzeug eine hohe Reichweite erzielen kann. Eine große Energiemenge allein garantiert das noch nicht. Der Speicher könnte ja eine große Masse aufweisen und damit den Energiebedarf des Fahrzeugs (vgl. Abschn. K.1: Roll-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand) so stark anheben, dass die Reichweite klein bleibt. Der Zielwert liegt je nach Streckenlänge und Fahrzeug bei 100 bis 200 Wh/kg.

**Volumetrische Energiedichte**, Wh/l: Im Grunde wie die gravimetrische Energiedichte, nur das der Bezugswert hierbei das Volumen [l] des Speichers ist. Ein hoher Wert bedeutet, dass der Speicher ein kleines Volumen beansprucht, was vor allem für das Packaging (das Anordnen der einzelnen Komponenten) des Gesamtfahrzeugs von Vorteil ist.

**Spezifische Leistung (gravimetrisch)**, W/kg: Das ist die auf die Speichermasse bezogene abrufbare Leistung. Ein hoher Wert steht für kurze Lade- bzw. Entladezeiten des Speichers. Das ist vor

allem bei dynamischen Fahrmanövern von Bedeutung, also z. B. beim Beschleunigen oder beim Rekuperieren.

**Leistungsdichte (volumetrisch), W/l:** Analog wie bei der Energiedichte.

**Speicherwirkungsgrad, -:** Ist ein Maß für die Umwandlungsverluste beim Entladen.

$$\eta_{\text{Speicher}} = \frac{\text{entnehmbare Energie}}{\text{geladene Energie}}$$

$\eta_{\text{Speicher}}$  Speicherwirkungsgrad, -

**Kapazität, A h:** Ist ein Maß für die elektrische Ladung, die der Speicher aufnehmen kann. Die damit gespeicherte Energie ergibt sich daraus mit der Nennspannung: Energie = Kapazität × Nennspannung.

**Kalendariische Lebensdauer, Jahre:** Durch Alterungseffekte erleiden Speichersysteme einen Leistungs- und Kapazitätsverlust auch ohne elektrische Belastung.

**Zyklenlebensdauer, Anzahl der Zyklen:** Durch Nebenreaktionen beim Laden und weitere Einflüsse altern Speicher auch durch den Betrieb. Die Zyklenlebensdauer gibt an, wie oft ein definierter Zyklus (bestimmte Energie Laden und wieder Entladen) durchlaufen werden kann, bis eine bestimmte Alterung erreicht ist. Die kalendarische Lebensdauer und die Zyklenlebensdauer überlagern einander.

Die oben angeführten Kennwerte legen die Extremwerte von Speichern fest. Darüber hinaus werden weitere Kennwerte herangezogen um den augenblicklichen Zustand eines Speichers zu beschreiben.

**Ladezustand, SOC (state of charge):** Ladezustand der Batterie in Prozent der Nennkapazität. Ein SOC von 100 % bedeutet demnach eine vollständig geladene Batterie. Siehe auch Abb. M.162.

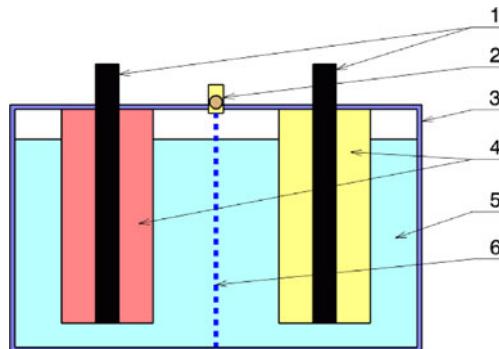
**SOC-Hub SOC-swing:** Das ist der genutzte Lade-/Entladehub der relativen Batteriekapazität in Prozent. 100 % ist die voll geladene Batterie. Bei heutigen Hybrid-Pkw werden nur 20 bis 30 % SOC-Hub eingestellt, damit die Lebensdauer der Batterie hoch bleibt, siehe Abb. M.164.

**Formen elektrochemischer Speicher Configuration of Accumulators.** Grundsätzlich wird zwischen Primär- und Sekundärsystemen unterschieden. Primärsysteme sind nur einmal entladbar und müssen danach ausgetauscht werden. Sekundärsysteme sind im Gegensatz dazu mehrfach verwendbar, die energieabgebende elektrochemische Reaktion (Entladen) ist umkehrbar (Laden). Zur sprachlichen Abgrenzung wurden Primärsysteme auch als Batterien und Sekundärsysteme als Akkumulator bezeichnet. Aber selbst im technischen Sprachgebrauch dominiert der Begriff Batterie für sämtliche elektrische Speicher. Dabei steht Batterie für das Zusammenschalten gleichartiger Geräte und beschreibt somit eigentlich nur den typischen Aufbau von Hochvoltsystemen.

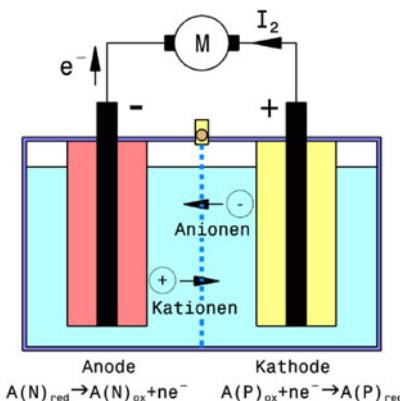
**Primärsysteme Primary Cells.** Der Entladevorgang ist irreversibel, die Batterie also nach der Entladung erschöpft. Sie muss aus dem Fahrzeug ausgebaut und vollständig ersetzt werden. Fast alle Bauarten nutzen Zink als negative Elektrode. Die unterschiedlichen Typen ergeben sich aus den Werkstoffen der positiven Elektrode und verschiedenen Elektrolyten. Ihr Haupteinsatzbereich liegt derzeit bei Kleingeräten, wo über lange Zeiträume kleine Ströme benötigt werden (Uhren, Datenspeicher, ...).

**Sekundärelemente Secondary Cells.** Diese Elemente wandeln die chemisch gebundene Energie in elektrische um und umgekehrt. Das Grundprinzip beruht auf der Potentialdifferenz zweier unterschiedlicher Metalle – der so genannten Elektroden – in der elektrochemischen Spannungsreihe. Abbildung M.160 zeigt den schematischen Aufbau einer so genannten galvanischen Zelle. Die Elektroden (4) befinden sich in einem nicht leitendem Medium (5), das mit den Metallen chemisch

**Abb. M.160** Aufbau einer Batterie-Zelle schematisch. Die wichtigsten Komponenten einer galvanischen Zelle, die chemisch gebundene Energie in elektrische umwandelt und umgekehrt:  
1 Pole pole, 2 Sicherheitsventil safety valve, 3 Gehäuse housing, 4 Elektroden electrode, 5 Elektrolyt electrolyte, 6 Separator separator



**Abb. M.161** Funktion einer galvanischen Zelle. Die Abläufe sind für das Entladen dargestellt, der Motor wird angetrieben. Das unedlere Metall (Anode, Minuspol) wird im Elektrolyt aufgelöst und an der Kathode abgeschieden. Die frei gewordenen Elektronen wandern über den Verbraucher (in dem Fall Motor) zum Pluspol.  $I_2$  Entladestrom. An der Anode wird das Aktivmaterial A oxidiert und  $n$  Elektronen  $e^-$  werden frei. Diese  $n$  Elektronen werden von den Kationen der Elektrolytlösung angezogen und reduzieren diese



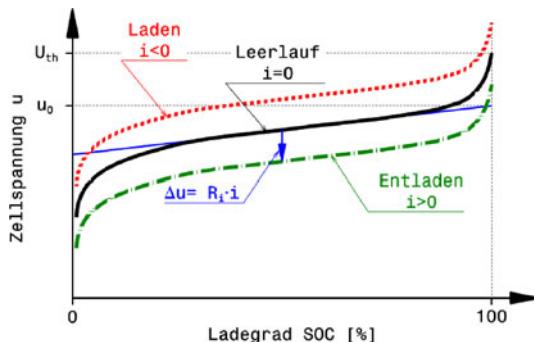
reagiert (Elektrolyt). Dieses wiederum wird von einem Behälter (3) umschlossen. Durch die chemischen Reaktionen können Gase entstehen, weshalb ein Sicherheitsventil (2) notwendig werden kann. Ein Separator unterbindet einen elektrischen Kontakt zwischen den beiden Elektroden. Er darf keine Elektronen durchlassen, muss aber für Ionen möglichst geringen Widerstand bieten.

Der Elektrolyt kann flüssig sein, was die Handhabung der Batterie erschwert (Auslaufen, Gasbildung, Lageabhängigkeit, ...), oder er wird geliert bzw. liegt in fester Form vor. Elektrolyte mit höherer Dichte erlauben eine Masseerhöhung bei gleichem Bauraum. Die Wärmekapazität wird ebenfalls größer. Dadurch nimmt die Empfindlichkeit der Zelle gegen thermische Überlastung ab. Bei tiefen Temperaturen zieht sich das Gel und der Feststoffelektrolyt zusammen und kann den Kontakt zu den Elektroden verlieren.

Beim Entladen fließt der elektrische Strom vom edleren Metall (Pluspol) über den Verbraucher zum Minuspol (technische Stromrichtung  $I$ ). Die tatsächliche, physikalische Stromrichtung beschreiben die Elektronen: Sie wandern vom Minus- zum Pluspol, Abb. M.161. Das unedlere Metall (Anode) wird im Elektrolyt aufgelöst (oxidiert). Die in Lösung gegangenen Kationen wandern zur positiven Elektrode und werden dort abgeschieden (reduziert). Dadurch, dass ein Ionenaustausch im Elektrolyt stattfindet, kann ein Strom fließen.

Beim Laden wird eine externe Spannungsquelle an den beiden Polen angeschlossen, wodurch sich die beschriebenen Abläufe umkehren.

Abbildung M.162 zeigt den Spannungsverlauf zwischen den Polen einer Zelle in Abhängigkeit vom Ladegrad (SOC) und dem Strom. Die Spannung zeigt auch im unbelasteten Zustand, also wenn

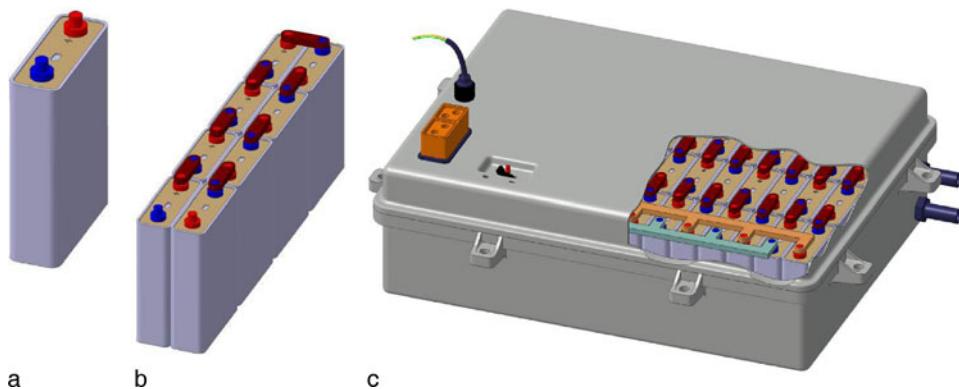


**Abb. M.162** Verhalten der Batteriespannung in Abhängigkeit von Ladegrad und Strom, nach [50]. Im unbelasteten Zustand (es fließt kein Strom) erreicht die Zelle theoretisch die Spannung  $U_{th}$ , wenn der chemische Energiegehalt vollständig in elektrische Energie umgewandelt worden ist. Der Ladegrad beträgt dann 100 %. Die Leerlaufspannung  $u_0$  kann ebenfalls nur im unbelasteten Zustand ermittelt werden. Sie hängt vom Ladegrad ab. Bei vielen Zelltypen kann über einem weiten Bereich eine lineare Kennlinie beobachtet werden

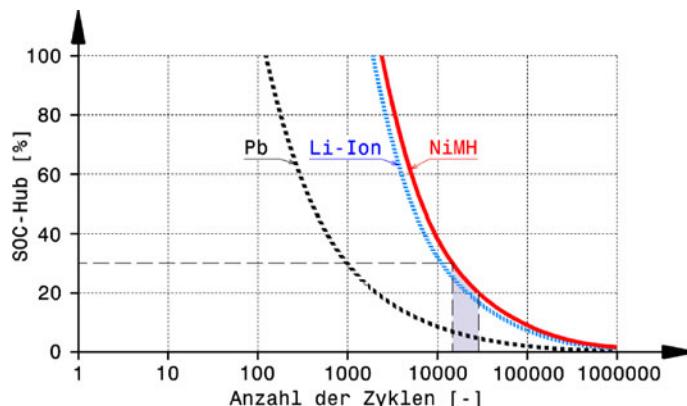
kein Strom fließt, eine Abhängigkeit vom Ladegrad der Zelle. Beim Laden muss der Zelle Energie zugeführt werden. Die Spannung liegt über der Leerlaufspannung und der Strom ist positiv. Die Zelle speichert aber nicht die gesamte zugeführte Energie. Nebenreaktionen und Erwärmung bedeuten Verluste, die durch den so genannten Innenwiderstand  $R_i$  der Zelle bzw. der Batterie erfasst werden. Auch beim Entnehmen von Energie muss ein Strom fließen. Dieser Strom verursacht über den Innenwiderstand einen Spannungsabfall  $\Delta u$ . Die Folge ist, dass die Klemmenspannung unter der Nennspannung liegen muss und dass die entnehmbare Energie kleiner als die gespeicherte ist. Ein kleiner Innenwiderstand ist also für den Speicherwirkungsgrad von Vorteil. Außerdem ermöglicht ein niedriger Innenwiderstand hohe Ströme, was z. B. beim Anfahren und Beschleunigen gleichbedeutend mit hohen Motordrehmomenten ist.

Die Zellspannung folgt aus der Potenzialdifferenz der beteiligten Metalle. Eine Lithium-Ionen-Zelle weist so beispielsweise 3,8 V Spannung auf. Will man daraus eine Traktionsbatterie mit 400 V aufbauen, müssen 105 Zellen in Reihe geschaltet werden ( $105 \times 3,8 = 400$ ). Soll nun auch noch eine große Leistung zur Verfügung gestellt werden, müssen mehrere solcher Module parallel geschaltet werden, Abb. M.163. Die Spannung von 400 V bleibt gleich, aber der Strom steigt entsprechend der Modulzahl an. Die Zellen sind in der Abbildung prismatisch dargestellt, sie können aber auch zylindrisch ausgeführt sein. Die prismatische Form weist den Vorteil einer höheren Packungsdichte auf. Flache prismatische Formen erleichtern zudem auch durch ihr großes Oberfläche zu Volumen-Verhältnis die Wärmeabfuhr [51].

Beim Laden müssen alle Zellen die gleiche Spannung erreichen, im obigen Beispiel 3,8 V. Erhalten einige Zellen zu viel Spannung, werden sie zerstört. Eine Symmetrierungsschaltung sichert eine gleiche Spannung für sämtliche Zellen. Zusätzlich benötigt das Batteriesystem einen Schutz gegen Überhitzung und Selbstentzündung. All diese Aufgaben werden von einem Batteriemanagementsystem (BMS) wahrgenommen. Es erfasst Spannungs- und Temperaturdaten, den Ladezustand (SOC) sowie weitere Größen und sorgt dafür, dass die Batterie ein bestimmtes Temperatur- und Ladezustandsfenster nicht verlässt. Das dient in erster Linie dazu die Lebensdauer der Batterie hoch zu halten, Abb. M.164. Je größer der Lade-/Entladehub (SOC-Hub) der Batterie ist, desto kürzer ist deren Lebensdauer. Das kann man sich so ähnlich vorstellen, wie den Einfluss der Beanspruchung auf die Lebensdauer von Bauteilen, vgl. Kap. B Leichtbau, Abb. B.21. Die Speicherfähigkeit heutiger Batterien wird in Serien-Hybridfahrzeugen aus Gründen der Lebensdauer nur etwa zu 20 % genutzt [52]. Begnügt man sich mit einer viel geringeren Lebensdauer und nutzt man die Batterie ständig (reiner



**Abb. M.163** Aufbau einer Traktionsbatterie. Einzelne Zellen (a) werden in Reihenschaltung zu einem Modul (b) zusammengefasst. Die Batterie (c) besteht aus Modulen, die parallel geschaltet sind, um die gewünschte Leistung bei erforderlicher Spannung zu erreichen. Zusätzlich ist neben einer Halterung, einem Hauptschalter und Leitungsanschlüssen eine Heizung bzw. Kühlung sowie eine Überwachung der Zellspannungen erforderlich

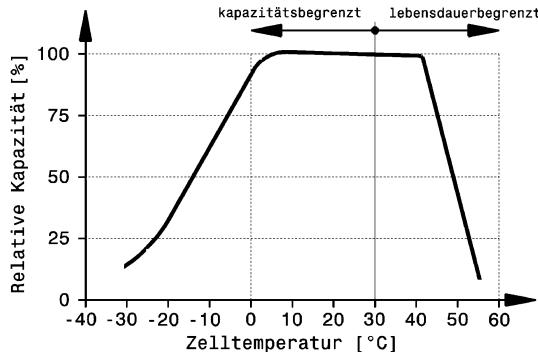


**Abb. M.164** Einfluss Lade-/Entladehub (SOC-Hub) auf die Batterielebensdauer [52]. Pb Bleibatterie, Li-Ion Lithium-Ionen-Batterie, NiMH Nickelmetallhydrid-Batterie, SOC-Hub SOC-swing: Das ist der genutzte Lade-/Entladehub der Batteriekapazität in Prozent. Im Bereich aktueller Hybridfahrzeuge von 20 bis 30 % SOC-Hub liegt die Lebensdauer gängiger Batterietypen weit über 10.000 Lade-/Entladevorgängen. Verzichtet man auf diese hohe Lebensdauer, kann der Batterie eine viel größere Energiemenge entnommen werden

Elektroantrieb), kann die Batterie bei gleicher Reichweite wesentlich kleiner sein, indem man einen großen SOC-Hub zulässt.

Die Leistungsfähigkeit dagegen leidet je nach Zelltyp erst ab sehr niedrigen Temperaturen, Abb. M.165. Für PKW betreffen Aspekte wie Lebensdauer und Tieftemperaturverhalten wesentlich die Akzeptanz des Kunden, bei Rennfahrzeuge sind diese Bereiche untergeordnet. Das geht soweit, dass Lithium-Ionen-Batterien bei tiefen Temperaturen beheizt werden, damit die gewünschte Leistungsfähigkeit aufrecht erhalten bleibt und damit sie beim Laden nicht geschädigt werden. Die Temperaturregelung kann durch Luftsäume oder mittels eines eigenen Kühlkreislaufes eines Mediums mit Wärmetauschern ähnlich dem Verbrennungsmotorkühlungssystem erfolgen. Ein Thermomanagementsystem mit Luft ist zwar das einfachste, dennoch werden an die Luft, die den Batteriekasten durchströmt, hohe Anforderungen gestellt. Sie wird gefiltert um den Wärmeübergang

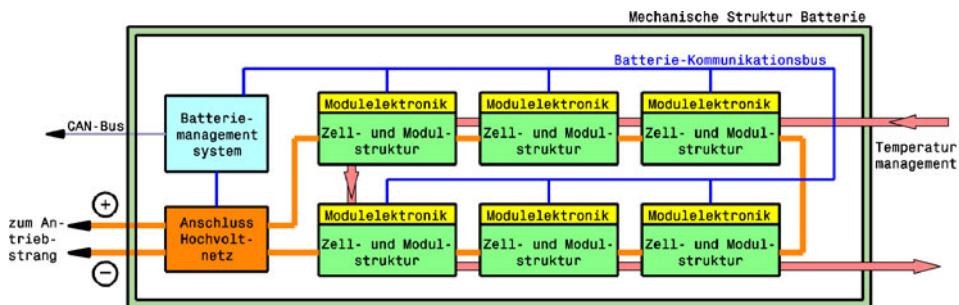
**Abb. M.165** Einfluss der Temperatur auf die Leistung einer Lithium-Ionen-Batterie, nach [53]. Die Temperatur der Batteriezellen muss innerhalb eines definierten Temperaturfensters gehalten werden. Unter 0 °C sinkt die Kapazität rapide ab, über 45 °C leidet die Lebensdauer stark



nicht durch Ablagerungen zu verschlechtern und getrocknet um Kriechströme durch Feuchtigkeit zu unterbinden [55]. Bei Sprintbewerben kann Konvektionskühlung ausreichen, d. h. ist sind keine besonderen Maßnahmen zur Wärmeabfuhr erforderlich, die natürliche Luftbewegung reicht aus [56].

Alle Komponenten der Batterie sind in einem isolierten Behälter untergebracht, von dem speziell für den Gebrauch im Fahrzeug noch Crashfestigkeit gefordert wird. Abbildung M.166 gibt einen Überblick, was alles zu einem vollständigen Batteriesystem für Fahrzeuge gehört.

**Bauarten Types.** Durch die Paarung unterschiedlicher Elektrodenwerkstoffe (Aktivmaterial) und Elektrolyte ergeben sich verschiedene Zell- und daraus Batterietypen, die sich nicht nur im Spannungsniveau sondern auch in ihren Eigenschaften unterscheiden. Nicht alle Typen von Akkumulatoren sind für Fahrantriebe geeignet.



**Abb. M.166** Gesamtaufbau eines Batteriesystems, schematisch [50]. Innerhalb einzelner Module wacht eine Elektronik über den Zellzustand (Temperatur, Spannung). Die Batterie besteht aus mehreren Modulen, deren Elektronikeinheiten über einen Batterie-Bus miteinander und mit dem Batteriemmanagementsystem (BMS) kommunizieren. Ein Temperaturmanagement-System sorgt dafür, dass die Zellen und die elektronischen Systeme innerhalb eines bestimmten Temperaturfensters bleiben. Wenn das nicht ausreicht, reduziert das BMS die entnehmbare Strommenge der Batterie, indem es über den CAN-Bus des Fahrzeugs auf die Motorsteuerung einwirkt. Mechanische Struktur Batterie *mechanical structure of the battery*, Batterie-Kommunikationsbus *battery communication bus*, Batteriemmanagementsystem *battery management system*, Anschluss Hochvoltnetz *connection high-voltage grid*, zum Antriebsstrang *connection to drive train*, Modulelektronik *module controller*, Zell- und Modulstruktur *cell and module structure*, Temperaturmanagement *thermal management*

**Zink/Luft-Batterie Zinc-Air Battery.** Sie gehört zu den Primärelementen, muss also nach dem Gebrauch aus dem Fahrzeug ausgebaut werden. Diese Batterie weist höchste Energiedichten (300–400 W h/kg) bei relativ niedrigen Leistungsdichten auf. Es gibt allerdings nur Demonstrations-Prototypen dieser Bauart, weil zum Aufbereiten eine spezielle Infrastruktur notwendig ist.

**Blei-Säure-Batterie Lead-Acid Battery.** Bleiakkumulatoren sind im Fahrzeugbau als Starterbatterien über Jahrzehnte zu großer Reife entwickelt worden. Für eine Starterbatterie stehen allerdings hohe, kurzzeitige Ströme bei einer geringen zyklischen Dauerbelastung im Fokus der Entwicklung. Als Traktionsbatterien sind diese Typen demnach schlecht geeignet. Bleibatterien werden in unterschiedlichen technischen Ausführungen angeboten, unter anderem als Flüssigsäure- und Gelbatterie. Übliche Batterien weisen Elektroden in Plattenbauweise auf, eine Sonderform verwendet jedoch Flachelektroden, die durch ein Glasfaservlies als Separator getrennt aufgewickelt werden. Diese Bauweise bietet höhere Belastbarkeit sowie Lebensdauer und macht sie so für Hybridfahrzeuge interessant [50]. Nachteilig für mobile Anwendungen ist in jedem Fall die hohe Dichte des Bleis, was sich in einer geringen Energiedichte niederschlägt: Bleibatterien mit großer speicherbarer Energie haben eine große Masse. Auch zukünftige Entwicklungen dürften den Energiedurchsatz, wie er für Traktionsbatterien verlangt wird, nicht erreichen. Dieser Batterietyp mag zwar geringe Anschaffungskosten haben, die niedrige Lebensdauer macht diesen Vorteil in der Lebenslaufbilanz aber wieder zunichte.

**Nickel-Cadmium-Batterie Nickel-Cadmium Battery.** NiCd-Akkumulatoren weisen eine Reihe von interessanten Vorteilen auf. Der geringe Innenwiderstand ermöglicht große Ströme und damit Leistungen der Fahrmotoren. Sie erweisen sich als robust sowohl gegenüber Tiefentladung als auch gegen Überladung. Ihr günstiges Tieftemperaturverhalten (−20 bis −40 °C) könnte sie für Rallye-Fahrzeuge interessant werden lassen, weil damit ein einfacher Winterbetrieb möglich wäre. All dem steht aber ein ausschließender Nachteil gegenüber: Das Schwermetall Cadmium ist giftig und wurde von der Europäischen Gemeinschaft zumindest für viele Massenanwendungen bereits verboten. Für zukünftige Pkw-Einsätze kommt die NiCd-Batterie daher nicht mehr in Frage [50]. NiCd-Zellen zeigen auch den so genannten Memory-Effekt. Darunter versteht man die Verringerung der Kapazität, wenn der Akku wiederholt nur teilentladen wird.

**Nickel-Metall-Hydrid-Batterie Nickel Metal Hydride Battery.** Dieser Batterietyp weist ein ähnliches Verhalten wie die NiCd-Batterie auf. Der wesentliche Unterschied liegt auch nur in der negativen Elektrode. Statt des giftigen Cadmiums kommt hier eine wasserstoffspeichernde Legierung (Metallhydrid) zum Einsatz. Dieser Batterietyp gilt als weitgehend ausgereift und wird heute als Traktionsbatterie im Bus-Bereich sowie als Speichersystem für Hybrid-Pkw eingesetzt. Die NiMH-Batterie zeichnet sich durch hohe passive Sicherheit bei großer Robustheit gegen kurzzeitige Überladung und Tiefentladung aus. Sie zeigt auch eine gute Leistungsaufnahme bei niedrigen Temperaturen. Die Zellspannung ist mit 1,25 bis 1,35 V allerdings relativ niedrig und das Systemgewicht entsprechend hoch. Eine Steigerung der Leistungswerte wird nicht mehr erwartet, wohl aber eine Optimierung hinsichtlich Bauraum und Kosten.

**Lithium-Ionenakkumulator Lithium Ion Accumulator.** Unter dieser Batterietyp-Bezeichnung gibt es im Gegensatz zu den besprochenen Batterien eine Vielzahl von Aktivmaterial-Kombinationen und verschiedene Elektrolyte. So groß wie die Vielfalt sind auch die Eigenschaften, die diesen Typ auszeichnen. Dieser Zelltyp ist in den letzten Jahren zur wichtigsten Form bei portablen Geräten geworden und seine Entwicklung ist noch lange nicht abgeschlossen. Die Zellspannung ist mit etwa 3,6 V sehr hoch, die Zellen neigen aber zur Individualisierung und müssen einzeln überwacht und angesteuert werden. Erhält eine Zelle zu viel Spannung, führt das zu ihrer elektrochemischen Zerstörung.

rung. Das stellt hohe Anforderungen an das Batteriemanagementsystem von Traktionsbatterien, die je nach Gesamtspannungsniveau aus einer großen Anzahl von Zellen und Modulen bestehen.

Vorteilhaft ist der geringe Innenwiderstand, der große Ströme ermöglicht und so etwa hohes Anfahrmoment sowie große Motorleistung zur Verfügung stellt. Diese Batterien zeigen auch keinen Memory-Effekt.

Die heute erreichbaren Leistungsdichten von 2500 W/kg wurden noch vor wenigen Jahren als unmöglich eingestuft. Auch die kalendarische Lebensdauer hat mittlerweile mit 10 Jahren ein Niveau erreicht, das für Fahrzeuganwendungen akzeptabel ist [50].

Von Lithium-Luft-Technik wird eine Energiedichte von 1200 W h/kg erwartet, allerdings ist die Serienreife noch nicht erreicht [58]. Zum Vergleich: Ottokraftstoff weist eine Energiedichte im Bereich von 12.000 W h/kg auf.

Ein aktives Batteriemanagementsystem ist für die Aufrechterhaltung der genannten positiven Eigenschaften Voraussetzung. Die im Dauerbetrieb freiwerdende Verlustwärme muss trotz des hohen energetischen Wirkungsgrads durch ein Kühlsystem abgeführt werden und bei tiefen Temperaturen müssen die Zellen beheizt werden. Eine Tiefentladung muss ebenso wie eine Überladung durch Überwachung jeder einzelnen Zelle vermieden werden.

**Na-NiCl-Batterie ZEBRA Battery.** Die unter dem Namen „Zebra“ (*Zeolite Battery Research Africa Project* oder auch *Zero Emission Battery Research Activity*) bekannt gewordene Batterie ist eine Hochtemperaturbatterie. Ihre Arbeitstemperatur liegt im Bereich von 270–350 °C. Die Leerlaufspannung liegt mit 2,6 V höher als bei den meisten Batterien. Sie besticht weiters durch ihre Robustheit und die hohe Lebensdauer. Nachteilig wirken sich thermische Verluste in Form von Selbstentladung aus. Auch in der Handhabung macht sich die hohe Betriebstemperatur hinderlich bemerkbar. Im Gegensatz zu Hybridfahrzeugen wurde dieser Batterietyp für Elektrofahrzeuge bereits eingesetzt.

**NaS-Batterie Sodium-Sulfur Storage Battery.** Auch diese Batterie ist eine Hochtemperaturbatterie und arbeitet zwischen 290 und 390 °C. Die Werte von Speicher- und Leistungsdichten sind ähnlich der ZEBRA-Batterie, nur weist die NaS-Batterie keine Selbstentladung auf. Im Gegensatz zur ZEBRA-Batterie sind die Elektroden allerdings flüssig und das verlangt eine gute Kapselung gegen Umwelteinflüsse, damit es nicht zu einer gefährlichen Reaktion des Natriums mit Wasser kommt.

**Brennstoffzelle Fuel Cell.** Die Brennstoffzelle wandelt chemische Bindungsenergie durch Oxidation eines Brennstoffs, wie etwa Wasserstoff ( $H_2$ ), mit Luftsauerstoff ( $O_2$ ) in elektrische Energie um:  $2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$ . Das entspricht im Grunde zwar der bekannten Knallgasreaktion, nur im Gegensatz zu dieser fließen die beteiligten Elektronen über den Umweg eines elektrischen Verbrauchers (z. B. Motor). Diese kontrollierte Verbrennung wird treffend auch als „kalte Verbrennung“ bezeichnet. PEM-Brennstoffzellen (Polymer-Elektrolytmembran) arbeiten bei Temperaturen unter 100 °C. Der Vorgang ist allerdings nicht umkehrbar (irreversibel) und somit stellt die Brennstoffzelle keinen Energie-Speicher sondern bloß einen Energie-Wandler dar. Nachteilig macht sich die Betankung und Speicherung des Brennstoffs an Bord bemerkbar, ebenso wie der schlechte Volllastwirkungsgrad. Sie hat auch ein schlechtes Leistungsgewicht und beansprucht besonders zum Erzielen hoher Wirkungsgrade einen großen Bauraum, weil ihr Teillastwirkungsgrad gut ist. Dem gegenüber ist festzuhalten, dass sie keine Schadstoffe ausstößt, keine bewegten Teile beinhaltet und ohne Lärm arbeitet.

Dadurch, dass die Brennstoffzelle elektrische Energie im stationären Betrieb langlebig und bei gutem Wirkungsgrad abgibt, bietet sich eine Kombination mit einem elektrischen Speicher an, der die Energie puffert und die instationäre Leistungsabgabe für den Fahrbetrieb sichert.

**Redox-Flow-Zelle Redox Flow Cell.** Die Redox-Flow-Zelle arbeitet im Grunde wie die galvanische Zelle, nur wird der flüssig Elektrolyt außerhalb der Zelle in getrennten Tanks gelagert. Die Energieum-

setzung geschieht in einer Lade/Entladeeinheit, die üblicherweise aus einer mit Katalysatoren besetzten Membran besteht. Über Pumpen wird der Elektrolyt dieser Ladeeinheit zugeführt. Das Laden der Batterie kann demnach auch so erfolgen, dass zunächst der „entladene“ Elektrolyt aus dem externen Tank entfernt wird und dieser dann mit einem Elektrolyt, der außerhalb geladen wurde, wiederbefüllt wird. Die Leistung dieses Batterietyps bestimmt die Ausführung der Ladeeinheit, der Energiegehalt wird durch die Tankgröße vorgegeben. Die Redox-Flow-Zelle wurde intensiv für stationäre Anwendungen entwickelt [57]. Mobile Anwendungen wurden zwar vorgeschlagen [60], praktische Ausführungen sind jedoch keine bekannt.

**Auswahl Selection.** Zunächst ist es erforderlich, die Größenordnung der benötigten Leistung und der Energie des Speichers abzuschätzen. Die erforderliche maximale Motorleistung  $P_{M,\max}$  wird von der gewünschten Höchstgeschwindigkeit  $v_{V,\max}$  diktiert:

$$P_{M,\max} = \frac{1}{\eta} F_{dr} \cdot v_{V,\max} \quad (\text{M.9})$$

$P_{M,\max}$  maximale Motorleistung, W

$\eta$  Wirkungsgrad des Antriebstrangs, –, siehe Abschn. M.1

$F_{dr}$  Gesamtfahrwiderstand, N, siehe Kap. K, (K.9)

$v_{V,\max}$  Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs, m/s

Die von der Batterie aufzubringende Leistung muss etwas größer gewählt werden, weil auch die Leistungselektronik der Motorsteuerung mit einem gewissen Verlust arbeitet.

$$P_{Bt} = \frac{1}{\eta_C \cdot \eta_{Bt,2}} P_{M,\max} \quad (\text{M.10})$$

$P_{Bt}$  abzugebende Leistung der Batterie, W

$\eta_C$  Wirkungsgrad der Motorsteuerung, –. Werte siehe Tab. M.14

$\eta_{Bt,2}$  Ausspeisewirkungsgrad der Batterie, –

Der Strom, der vom Motor bei maximaler Leistung gezogen wird, muss natürlich von allen stromdurchflossenen Systemen ertragen werden können:

$$I_{\max} = \frac{1}{\eta_M \cdot \eta_C} \frac{P_{M,\max}}{U_{Bt}} \quad (\text{M.11})$$

$I_{\max}$  größter Strom bei Motornennleistung, A

$\eta_M$  Wirkungsgrad des Motors, –, vgl. (M.5)

$U_{Bt}$  Klemmenspannung der Batterie, V

Die benötigte Energie, die die Batterie speichern muss, für ein bestimmtes Fahrzeug für eine bestimmte Strecke ergibt sich gemäß des physikalischen Zusammenhangs Arbeit = Kraft mal Weg. Die zu überwindende Kraft ist der Gesamtfahrwiderstand  $F_{dr}$ , der Weg die zu fahrende Strecke. Weil der Fahrwiderstand unter anderem von der Geschwindigkeit, der Steigung und der Beschleunigung abhängt und sich die Geschwindigkeit über der Strecke ändert (vgl. Abb. Q.27), muss über einzelne Abschnitte aufsummiert bzw. exakter, integriert werden. Je nachdem, ob der Geschwindigkeitsverlauf über dem Weg oder der Zeit aus Messungen vorliegt, gilt für die zu speichernde Energie:

$$W_{Bt} = \frac{1}{\eta \cdot \eta_{Bt,2} \cdot \eta_C} \int_{s_0}^{s_1} F_{dr}(s) \cdot ds = \frac{1}{\eta \cdot \eta_{Bt,2} \cdot \eta_C} \int_{t_0}^{t_1} F_{dr}(t) \cdot v_V(t) \cdot dt \quad (\text{M.12})$$

$W_{\text{Bt}}$  in der Batterie zu speichernde Energie 1 W s =, 1 J

$s_0$  bzw.  $s_1$  Anfangs- bzw. Endwert der Fahrstrecke, m

$v_v$  Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

$t_0$  bzw.  $t_1$  Anfangs- bzw. Endwert der Zeit, s

Näherungsweise kann man auch den Kraftstoffverbrauch eines ähnlichen Fahrzeugs mit Verbrennungsmotor auf der betrachteten Rennstrecke heranziehen. Aus dem Heizwert  $H_u$  [kJ/kg] und der Dichte des Kraftstoffs [kg/l] folgt die Energiedichte [kJ/l] = [kWs/l]. Die äquivalente Energiemenge, die eine Batterie speichern muss, ergibt sich dann direkt aus dem Streckenverbrauch:

$$W_{\text{Bt}} = \eta_{M,\text{ref}} \frac{\eta_{\text{ref}}}{\eta} H_u \frac{\rho_K}{3600} C = \eta_{M,\text{ref}} \frac{\eta_{\text{ref}}}{\eta} w_K \cdot C \quad (\text{M.13})$$

$W_{\text{Bt}}$  in der Batterie zu speichernde Energie, kW h

$\eta_{M,\text{ref}}$  effektiver Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors, -.  $\eta_{M,\text{ref}} = 0,25$  bis 0,3

$\eta_{\text{ref}}$  Wirkungsgrad des Antriebstrangs des Vergleichsfahrzeugs, -

$H_u$  unterer Heizwert des Kraftstoffs, kJ/kg

$\rho_K$  Dichte des Kraftstoffs, kg/l

Für Benzin  $\rho_K = 0,725$  bis 0,780 kg/l

Für Diesel  $\rho_K = 0,820$  bis 0,860 kg/l

$C$  Kraftstoffverbrauch, l

$w_K$  Energiedichte des Kraftstoffs, W h/l

Für Benzin  $w_K = 8,5$  bis 9,5 kW h/l

Für Diesel  $w_K = 9,6$  bis 10 kW h/l

Das Kernstück jedes elektrochemischen Energiespeichers ist die galvanische Zelle. Zur Auswahl, welche Elektrodenpaarung die am besten geeignete ist, kann ein Ragone-Diagramm herangezogen werden, Abb. M.167. Es zeigt die spezifischen Werte von Energie und Leistung von Zellen. Zum Vergleich sind auch Kondensatoren eingetragen. Für Rennfahrzeuge sind die Bereiche höchster Leistungsdichten interessant, damit die gewünschten Fahrleistungen dargestellt werden können. Ähnliches gilt für Pkw-Hybrid bei allerdings geringeren Energiegehalt. In diesem Fall wird gerne eine Nickel-Metallhydridbatterie eingesetzt [50]. Für Pkw-E-Antriebe werden dagegen zuerst die Bereiche hoher Energiedichte ins Auge gefasst, weil eine angemessene Reichweite des Fahrzeugs bei ausreichendem Platzangebot für die Akzeptanz der Kunden ein wesentliches Merkmal ist. Im Allgemeinen kann die erforderliche Energiemenge für ein reguläres (d. h. ohne Unterbrechungen) Rennen aus bestrittenen Bewerben oder durch Simulation aus dem Geschwindigkeitsprofil mit dem Fahrwiderstand und der Streckenlänge gut abgeschätzt werden. Daher stellen Lithium-Ionen-Hochleistungs- und Ultrahochleistungsbatterien die erste Wahl dar, auch wenn ihre Energiedichte nicht die größte ist.

Die Auswahlkriterien ergeben sich direkt aus den oben angeführten Anforderungen. Tabelle M.17 liefert einen Überblick über die Merkmale bekannter Speichersysteme. Tabelle M.18 fasst die wichtigsten Eigenschaften vergleichend zusammen.

Abbildung M.168 illustriert anschaulich die Problematik von Speichersystemen mit geringer Energiedichte, indem die benötigte Masse bzw. das erforderliche Volumen für ein bestimmtes Speichersystem für eine Fahrstrecke von 100 km aufgetragen ist. Die Überlegenheit flüssiger Kraftstoffe wird dabei deutlich. Dabei darf allerdings nicht vergessen werden, dass die Kraftstoffe ihre chemisch gebundene Energie erst durch eine Verbrennung mit Sauerstoff zur Verfügung stellen und die dafür erforderliche Luft nicht im Fahrzeug mitgeführt werden muss, sondern der Umgebung entnommen wird. Ebenso verbleiben die Verbrennungsprodukte nicht im Speicher. Die übrigen im Diagramm dargestellten Speichersysteme arbeiten allesamt mit einem internen Speicher, führen also ständig alle an den Reaktionen beteiligten Substanzen mit.

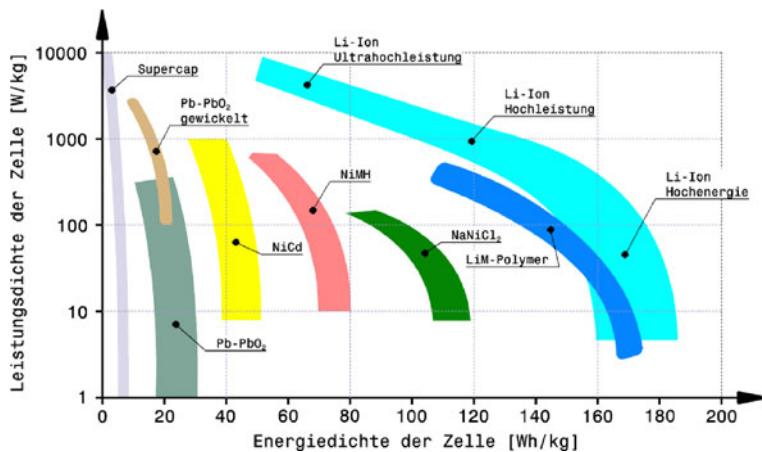
**Tab. M.17** Technische Daten von elektrischen Speichersystemen, nach [50]

Merkmal	Pb-Gel	NiCd	NiMH	Li-Ion	NaS	NaNiCl <sub>2</sub>	Supercap
prak. Energiedichte							
Wh/kg	20–50	40–55	40–80	110	90–120	100–120	2–4
Wh/l	70–100	80–110	100–270	270	100–120	160	2,5–4,5
Leistungsdichte							
W/kg	80–100	<200	<200–1300	500	125–130	110–150	2000–4000
W/l	160–200	<360	200–700	1250	110–140	130–265	3000–5000
Spannung							
Leerlauf, V	2,1–2,5	1,3	1,3	≤ 4,2	2,1	2,59	
Nenn, V	2	1,2	1,2	3,8			2,7–3
Ladeschluss, V	2,7	1,55	1,45	4,2			
Entladeschluss, V	1,6	0,8	0,9–1,1	2,5			
Energ. Wirkungsgrad, –	>0,9	0,78	0,7	0,93	0,83–0,85	0,91	0,9–0,95
Selbstentladung							
elektrisch, %/Tag	0,1–0,4	0,6–1	1,5–20	0,15	0	0	3–20
thermisch, %/Tag					15–17	15–17	
Betriebstemperatur °C							
Ladungsaufnahme	–10–40	–40–60	–20–60	–20–60	>300	>300	–40 bis 70
%	50 in 2 h	97 in 0,5 h	97 in 0,5 h	95 in 1 h	90 in 3,5 h	50 in 0,5–5 s	
%	100 in 5 h	100 in 1 h	100 in 1 h	100 in 4 h	100 in 3 h	100 in 5 h	100 in 1–10 s

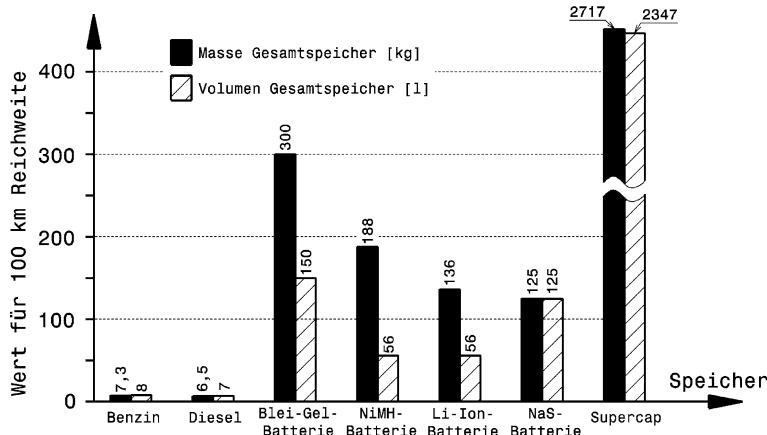
Pb-Gel... Blei-Gelbatterie, NiCd... Nickel/Cadmium-B., NiMH... Nickel/Metallhydrid-B., Li-Ion... Lithium/Ionen-B., NaS... Natrium/Schwefel-B., NaNiCl<sub>2</sub>... Natrium/Nickelchlorid-B., Supercap... Superkondensatoren.

**Tab. M.18** Vergleich von elektrischen Speichersystemen, nach [50]

Merkmal	Pb-Gel	NiCd	NiMH	Li-Ion	NaS	NaNiCl <sub>2</sub>	Super-Cap
Entwicklungsstand	Großserie	Großserie	Serie	erste Serien	Vorserie	Vorserie	Serie
Lebensdauer							
kalendarisch, Jahre	3–5	> 4			1–2	5	> 10
Zyklen, –	700–800	2000	2000	> 2000	> 1000	> 600	> 1.000.000
Tiefentladung	begr. möglich	möglich		möglich	problem.	möglich	möglich
Überladung	möglich	notwendig		problem.	problem.	möglich	möglich
Wartungsfreiheit	ja	nein/ja	ja	ja	ja	ja	ja
Bemerkung	ausgereift	temperatur- abhängig	schnellladefähig	sicherheits- kritisch	Heiz/Kühl- system	Heiz/Kühl- system erforderlich	keine Kühlung notwendig



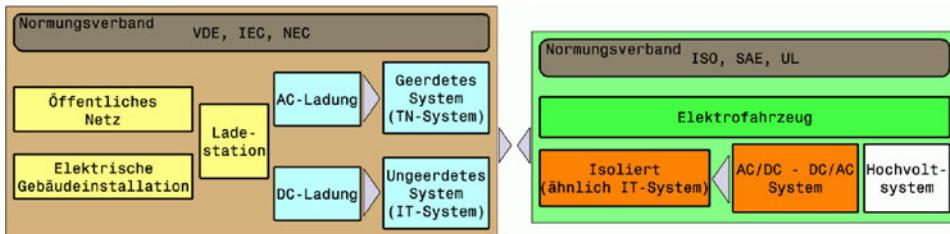
**Abb. M.167** Ragone-Diagramm für galvanische Zellen [50]. Supercap Superkondensator. Pb-PbO<sub>2</sub> Bleisäurezelle, NiCd Nickel-Cadmium-Zelle, NiMH Nickel-Metallhydrid, LiM-Polymer Lithium-Ionen-Polymerzelle, NaNiCl<sub>2</sub> Zebra-Zelle



**Abb. M.168** Masse und Volumen verschiedener Speichersysteme für 100 km Reichweite [50]. Ausgehend von typischen Verbrauchswerten sind die Masse und das Volumen des jeweiligen gesamten Speichersystems dargestellt. Das gesamte Speichersystem umfasst Batterietrog, Batteriemanagement und Kühlung

## 9.5 Laden Charging [46]

Das Aufladen des Hochvolt-Akkumulators im Fahrzeug ist sicherheitstechnisch aufwändiger als es auf den ersten Blick erscheinen mag. Das Laden stellt nämlich eine Kopplung unterschiedlicher Systeme (Haushalts-Drehstrom mit 230 V effektiv und Hochvolt-Gleichspannung) und dazugehöriger Schutzeinrichtungen dar. Auf der Versorgungsseite finden sich geerdete Drehstromnetze mit 230 V effektiv (Haushaltsversorgung) oder ungeerdete Gleichspannungs-Ladestationen. Das Elektrofahrzeug wiederum verfügt auf der Speicherseite über ein isoliertes Hochvolt-Gleichspannungssystem. Beim Laden wird daraus ein geerdetes oder ungeerdetes Gesamtsystem, wobei auf die unterschiedlichen



**Abb. M.169** Kopplung von Systemen beim Laden. Beim Ladevorgang eines Fahrzeugs müssen die Schutzeinrichtungen unterschiedlicher Systeme, die von unterschiedlichen Normungsorganisationen erstellt wurden, in Einklang gebracht werden. AC (alternating current) Wechselstrom, DC (direct current) Gleichstrom

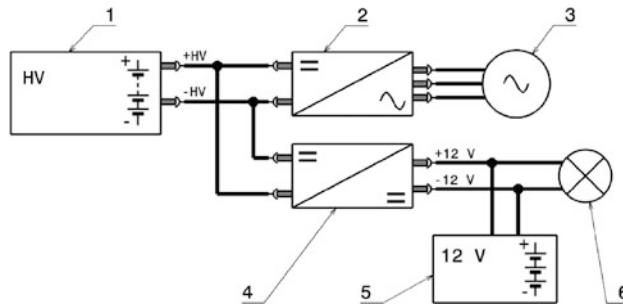
Schutzmaßnahmen der beteiligten Systeme Rücksicht genommen werden muss. Die Schutzvorschriften stammen noch dazu von unterschiedlichen Normungsorganisationen, Abb. M.169. Beim Fahrzeug meldet eine Isolationsüberwachungseinrichtung jeden auftretenden Isolationsfehler. Das ist allein schon für die fahrzeugeigene Sicherheit erforderlich, hilft aber auch beim Koppeln mit der Ladestation. Die Schutzeinrichtung der Ladestation würde beim Feststellen eines Isolationsfehlers das Laden unterbinden. Die in der ISO/FDIS 6469-3 festgelegten Mindestwerte für den Isolationswiderstand sind  $500 \Omega/V$  für Wechselspannungssysteme und  $100 \Omega/V$  für Gleichspannungssysteme [59]. Während des Ladevorgangs wird das bordeigene Isolationsüberwachungssystem meist passiv geschaltet, so dass die Schutzeinrichtung der Ladestation auch das Fahrzeugnetz mitüberwachen muss.

Die maximale Ladeleistung ist abhängig von der verfügbaren Netzspannung und dem zulässigen Netzstrom. Bei den üblichen 230 V Drehstromnetzen mit einer Phase auf 30 A abgesichert ergeben sich beispielsweise maximal 6,9 kW Ladeleistung.

## 9.6 Leistungselektronik Power Electronics

Eine Übersicht über die Aufgaben der Leistungselektronik in einem Elektrofahrzeug liefert Abb. M.170. Eine Hochvoltbatterie (1) liefert als Speicher die für das Fahren notwendige Energie. Eine für das übliche Bordnetz und den Startermotor eines Verbrennungsmotors bekannte 12-V-Batterie (5) ist zwar auch an Bord, ihre Spannung und ihre Leistung sind allerdings für hohe Fahrleistungen viel zu gering. Diese Batterie versorgt Nebenverbraucher (Leuchten, Stellmotoren usw.) und Steuergeräte mit der erforderlichen Spannung. Die elektrischen Maschinen (3), die zum Fahren herangezogen werden und im generatorischen Betrieb Bremsenergie zurückspiesen, arbeiten im Allgemeinen als Dreiphasen-Drehstrom-Maschinen. Damit zwischen Hochvoltbatterie und Drehstrommaschine Energie fließen kann, ist ein Umrichter (2) zwischengeschaltet. Diese Leistungselektronik wandelt die Gleichspannung in eine mehrphasige Wechselspannung um (DC-AC-Konverter). Beim Rekuperieren erfolgt die Umwandlung aber auch umgekehrt: Der Wechselstrom wird in Gleichstrom passender Spannung umgesetzt (AC-DC-Konverter). Man spricht in dem Fall daher auch von einem bidirektionalen (= Zweirichtungs-) Umrichter.

Eine weitere Leistungselektronik vermittelt zwischen zwei Gleichspannungssystemen, die unterschiedliches Spannungsniveau aufweisen. Ein Gleichspannungswandler (4) setzt die Hochspannung der Traktionsbatterie (1) auf 12 V herunter (Tiefsetzer) und so kann die Energie dieser Batterie auch für Nebenverbraucher (6) eingesetzt werden. Üblicherweise reicht ein unidirektonaler Wandler aus. Soll allerdings auch Fremdstarthilfe aus dem 12-V-Netz für das Hochvoltsystem möglich sein, muss auch der Gleichstromwandler bidirektional arbeiten können. In dem Fall wird er zum Hochsetzer.

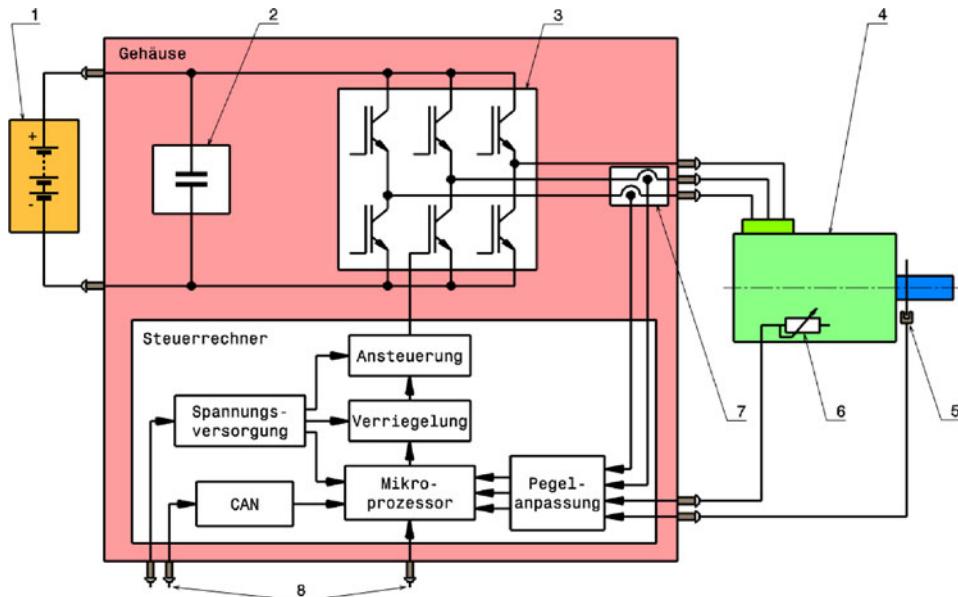


**Abb. M.170** Leistungselektronik in einem Elektrofahrzeug. 1 Hochvoltbatterie *high-voltage battery*, 2 Umrichter *inverter*, 3 elektrische Maschine *electric machine*, 4 Gleichspannungswandler *DC-DC converter*, 5 12-V-Batterie *12 V battery*, 6 Nebenverbraucher *additional loads*

Stromrichter werden durch schnell schaltende elektronische Bauteile dargestellt. Im Grunde sind das Schalter, die (auch große) Ströme leiten oder sperren. Im Gegensatz zu mechanischen Schaltern fließen allerdings in beiden Schaltzuständen Ströme und machen sich als Verluste in Form von Wärme bemerkbar. Zusätzlich treten auch abhängig von der Umschaltfrequenz Schaltverluste auf. Die Wärme muss zum Schutz der Bauteile abgeführt werden. Dies geschieht am Einfachsten über Kühlrippen auf dem Gehäuse der Leistungselektronik. Bei kompakten Abmessungen und hoher Elektromotorleistung kann eine Flüssigkeitskühlung erforderlich werden. Die Wassertemperatur liegt dabei um 65 °C, mit Höchstwerten bei 85 °C. Bei der Betrachtung des Wirkungsgrads eines Antriebsstrangs müssen also auch die Verluste der Leistungselektronik berücksichtigt werden.

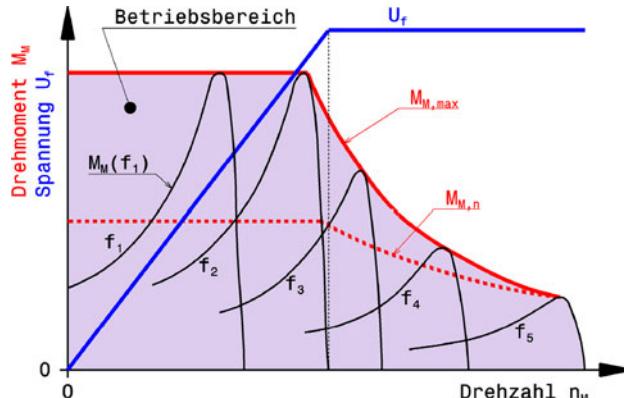
**Motorsteuerung Motor Controller.** Die Leistungselektronik, die den Elektromotor mit Strom der erforderlichen Frequenz, Amplitude und Phasenlage versorgt, heißt Motorsteuerung. Die Haupteingangsgröße ist der Drehmomentwunsch des Fahrers, der über das Fahrpedal vorgegeben wird. Weitere Größen können sein der Radschlupf, die Querbeschleunigung, aber auch der Zustand (Ladezustand SOC, Alterungszustand *State of Health – SOH*) der Traktionsbatterie. Die Motorsteuerung regelt auf der Basis komplexer Algorithmen die abgegebene Motorleistung. Die Motorsteuerung für einen Drehstrommotor (Abb. M.171) besteht somit aus der Kombination eines Wechselrichters (3) mit einem elektronischen Steuerrechner, der die maßgebenden Eingangssignale verarbeitet und die daraus resultierende Ansteuerung des Wechselrichters vornimmt. Externe Eingangssignale (8) sind analoge Signale, wie z. B. die Fahrpedalstellung, und Signale aus dem CAN-Bus (Zündung ein, Bremspedal, Fahrhebelstellung und Kommunikation mit dem übergeordneten Fahrzeugsteuergerät). Interne Signale dienen zur Erfassung des Zustands der elektrischen Maschine: Drehzahl (5) und Temperatur (6) sowie zwei der drei Speiseströme (7). Bei permanenterregten Synchronmaschinen muss darüber hinaus auch die Winkellage (5) des Rotors bekannt sein. Das Ist-Moment des Motors wird aus diesen Daten über ein Maschinenmodell errechnet.

Abbildung M.172 zeigt beispielhaft für einen Asynchronmotor Betriebskennlinien und den nutzbaren Betriebsbereich. Zur Drehzahlstellung des Motors wird die Speisefrequenz  $f$  des Statorfelds variiert. Mit steigender Frequenz steigt die Rotordrehzahl. Soll das Kippmoment  $M_{M,\max}$  konstant gehalten werden, muss neben der Frequenz auch das Verhältnis aus Statorspannung  $U_f$  und Frequenz konstant gehalten werden. Im Feldschwächebereich (Leistung ist konstant) wird die Ständerspannung  $U_f$  konstant gehalten und die Kippmomente sinken entsprechend mit steigender Frequenz. Durch eine Ansteuerung des Motors mit veränderlicher Speisespannung und -frequenz können sämtliche Punkte im Betriebsbereich angefahren werden.



**Abb. M.171** Motorsteuerung für einen Drehstrommotor. Die Motorsteuerung besteht aus einem Steuerrechner, der nach Vorgabe des Fahr- und Bremspedals einen Wechselrichter (3) schaltet und so den Strom für den Motor (4) in der erforderlichen Frequenz, Amplitude sowie Phasenlage stellt. 1 Traktionsbatterie, 2 Zwischenkreiskondensator, 3 Vollbrückenschaltung, 4 Elektrische Maschine, 5 Winkelsensor, 6 Temperatursensor, 7 Strommessung, 8 Externe Signaleingänge (Fahr-, Bremspedal, Ganghebel, ...)

**Abb. M.172** Idealisierte Betriebskennlinien einer Asynchronmaschine bei veränderlicher Spannung und Frequenz [50].  $U_f$  Ständerspannung,  $M_{M,\max}$  beschreibt den Verlauf des so genannten Kippmoments.  $M_{M,n}$  ist das Dauermoment. Zusätzlich sind die Momentenverläufe für konstante Speisefrequenzen der Ständerspannung  $f_1$  bis  $f_5$  eingezeichnet.  $f_1 < f_5$ . Der Betriebsbereich wird durch das Kippmoment und die Drehzahlgrenze festgelegt



Auch die Drehrichtungsumkehr des Motors wird rein elektronisch realisiert indem die Phasenfolge auf der Wechselstromseite vertauscht wird. Ein Rückwärtsgang im Getriebe wird bei Elektrofahrzeugen somit überhaupt nicht gebraucht. Das Motorsteuergerät übernimmt beim Verzögern des Fahrzeugs ebenfalls die Kontrolle über die entweder im generatorischen oder stromlosen Betrieb laufende elektrische Maschine (so genanntes Segeln). Das erfordert das Verhalten der Batterie (bleibende Schäden bei Überladen) und die Sicherheit bei permanenterregten Maschinen (gefährliche Kurzschlussströme bei fehlender Klemmenspannung).

## 9.7 Sicherheit Safety

Allgemein wird von Elektrofahrzeugen die gleiche Sicherheit verlangt, wie sie heutige Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren bieten. Das betrifft nicht nur Reaktionen auf mechanische Einwirkungen bei einem Crash, sondern die elektrischen Systeme von der Traktionsbatterie bis zur elektrischen Maschine müssen auch eigensicher sein. Eigensicher bedeutet, dass das betrachtete System ohne zusätzliche Schutzeinrichtung – also von selbst – sicher ist

Vor allem für „herkömmliche“ Fahrzeugtechniker kommen bei elektrischen Antrieben eine Reihe von Kriterien hinzu, denen bislang bei Fahrzeugen gar keine oder nur geringe Beachtung geschenkt werden musste. Die Spannungen von Traktionsbatterien von 120 bis 1000 V Gleichspannung liegen weit jenseits der Schutzkleinspannung, daher ist es erforderlich die Isolation dieser Hochvoltsysteme gegenüber der Fahrzeugmasse zu überwachen um die Sicherheit aller Personen, die mit dem Fahrzeug in Berührung kommen, zu gewährleisten [45]. Diese Funktion übernehmen Isolationsüberwachungsgeräte (siehe auch Abb. M.141). Diese müssen auch während der Fahrt arbeiten, wo durch Beschleunigungs- sowie Bremsvorgänge große Schwankungen der Netzspannung auftreten und Vibrationen hinzukommen. Bei Fahrzeugen liegt vergleichsweise betrachtet ein ungeerdetes IT-System vor (genau genommen handelt es sich um eine Schutztrennung mit fest angeschlossenen Verbrauchern). Der Vorteil dabei ist, dass der erste (Isolations-)Fehler im Gleichstrom-Netz noch keinen Fehlerstrom generieren kann. Die Verbindung der aktiven Leiter zum Potentialausgleich in der Spannungsquelle fehlt. Das Netz muss im Fehlerfall nicht abgeschaltet werden, was in vielen Fällen während der Fahrt auch eine größere Gefahr für den Fahrer darstellen würde als der Isolationsfehler selbst [M45]. So meldet das Überwachungssystem zunächst nur den Fehler, z. B. durch eine Anzeige im Cockpit. Selbstverständlich sollte der Fehler so bald als möglich lokalisiert und behoben werden.

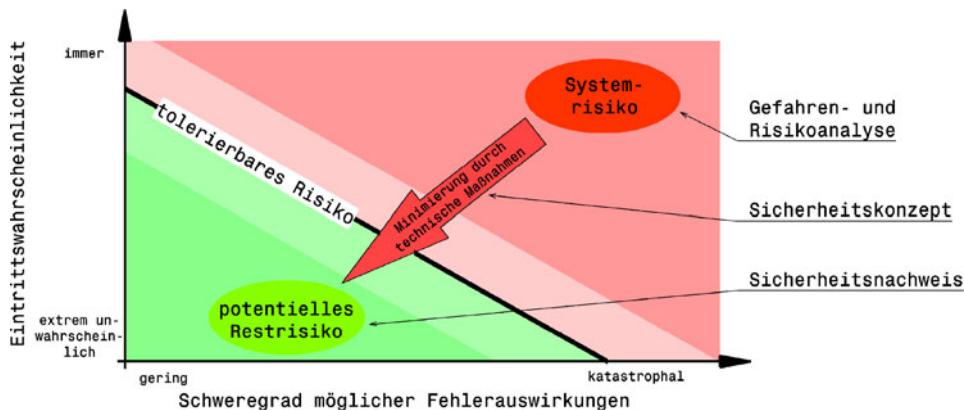
Ergänzend zu dieser Einrichtung sind sämtliche Hochvolt-Komponenten im Fahrzeug mit massiven Leitungen untereinander und mit der Karosserie (so sie leitend ist) verbunden, damit ein Potentialausgleich sichergestellt ist.

Die in orange gehaltenen Hochvoltkabel müssen auch bestimmte mechanische Eigenschaften aufweisen: Die Leiterummantelung muss imstande sein bei Deformation (z. B. Unfall) die Isolationswirkung aufrecht zu erhalten bzw. es muss zumindest die Leck-Spannung unterhalb der Grenze für einen Stromschlag liegen. So ist der Schutz für den Fahrer und für Helfer gewährleistet.

Elektrofahrzeuge benötigen deutlich weniger mechanische Lösungen (Kupplungen, Differential, Schaltgetriebe, ...) als herkömmliche Fahrzeuge. Das geht aber auch mit der Notwendigkeit von erhöhtem Software-Aufwand einher, weil die Steuerung des Motors überwacht werden muss und mögliche Fehlfunktionen sowohl auf der Hardwareseite (Sensoren, Stellglieder, ...) als auch auf der Softwareseite selbst berücksichtigt werden müssen. Man stelle sich dazu nur die Situation vor, dass ein klein erscheinender Vorzeichenfehler im Steuerrechner den Antriebsmotor veranlasst, das volle Moment in entgegengesetzter Richtung abzugeben ... Elektromotoren sind auch imstande Bremsmomente zu erzeugen, die weit von den Werten der Verbrennungsmotoren entfernt sind. Im Fall von heutigen Radnabenmotoren lässt sich dabei der Motor nicht einmal mechanisch von der Felge entkoppeln (z. B. durch eine Kupplung), was eine solche Fehlschaltung noch schlimmer werden ließe.

Zur Erfassung und Aufrechterhaltung der Sicherheit genügt es nicht die einzelnen Komponenten allein zu betrachten, sondern es muss auch das Gesamtsystem analysiert werden, weil manche Fehler erst im Zusammenspiel mit anderen Komponenten kritisch werden. In diesem Zusammenhang ist die Norm ISO 26262 (Straßenfahrzeuge – Funktionale Sicherheit) hilfreich. Diese ist speziell für elektrische/elektronische Systeme in Kraftfahrzeugen entwickelt worden. Die Norm beschreibt eine Methode, mit der das Risiko einer Gefährdung abgeschätzt werden kann und die daraus resultierenden Anforderungen an die Sicherheitsfunktionen festgelegt werden können, Abb. M.173.

Zunächst wird das Systemrisiko ohne Berücksichtigung von Sicherheitsmaßnahmen durch eine Gefahren- und Risikoanalyse identifiziert. Wo es erforderlich ist, wird im Anschluss ein Sicherheits-



**Abb. M.173** Einordnung des Systemrisikos nach ISO 26262 [61]. Bei großem Systemrisiko wird durch ein Sicherheitskonzept das verbleibende Restrisiko auf ein tolerierbares Maß reduziert

konzept erarbeitet, das das Restrisiko auf ein tolerierbares Maß reduziert. Ein Sicherheitsnachweis dokumentiert die Wirksamkeit der sicherheitstechnischen Maßnahmen. Der erforderliche Umfang dieses Nachweises folgt aus den Sicherheitsanforderungsstufen ASIL A bis D (Automotive Safety Integrity Level). ASIL D ist dabei die höchste Anforderungsstufe. Nicht sicherheitsrelevante Anforderungen, die außerhalb der beschriebenen Betrachtung liegen, müssen durch die Prozesse der Qualitätssicherung behandelt werden.

Das durch die betrachtete Gefährdung bestehende Risiko eines zu untersuchenden Systems wird dabei mit folgenden Größen erfasst:

$$\text{Risiko} = S \cdot P_E \cdot \frac{1}{P_C} \cdot P_F$$

$S$  Schweregrad = Schadensausmaß bei einem Fehler

$P_E$  Aufenthaltsdauer in Situationen mit potentieller Gefährdung

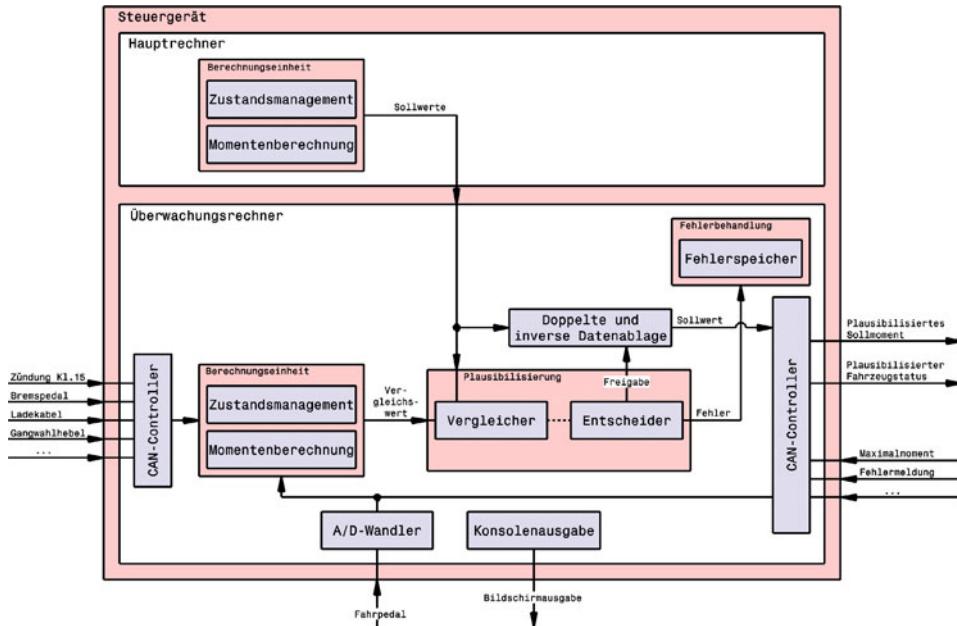
$P_C$  Möglichkeit zur Gefahrenabwehr

$P_F$  Eintrittswahrscheinlichkeit eines Fehlers

Die einzelnen Werte entnimmt man Tabellen, die sich in der genannten Norm finden.

Eine hohe Anforderungsstufe verlangt nach einem Sicherheitskonzept, damit mögliche Fehler sicher beherrscht werden. Welche Möglichkeiten sind hierbei denkbar? Der Fehler kann nach dem Stand der Technik ausgeschlossen werden, z. B. durch berechnete mechanische Ausführung. Sicherheitsrelevante Auswirkungen von Fehlern können ausgeschlossen werden, etwa durch einen Nachweis, dass der Fahrer durch den Fehler nicht oder nur unwesentlich beeinträchtigt wird. Oder der Fehler wird rechtzeitig durch eine Schutzeinrichtung erkannt und das System in einen sicheren Zustand übergeleitet.

Bei Traktionsbatterien geht die zentrale Gefährdung von den Zellen aus. Auch im Crashfall muss der Separator in den einzelnen Batteriezellen die Elektroden sicher gegeneinander isolieren. Batterien können bei Leckagen oder durch das Eindringen von Fremdkörpern je nach Ausführung und Elektrolyt zu brennen beginnen. Sie müssen also bei der Fahrzeugkonstruktion wie ein Kraftstofftank behandelt werden. Eine Feuerschutzwand sollte den Batterieraum vom Cockpit trennen. Es bieten sich also einige mechanische Maßnahmen an, um die Systemsicherheit der Batterie hochzuhalten. Aber damit in allen denkbaren Fällen die Sicherheit nachgewiesen werden kann, ist es zielführender

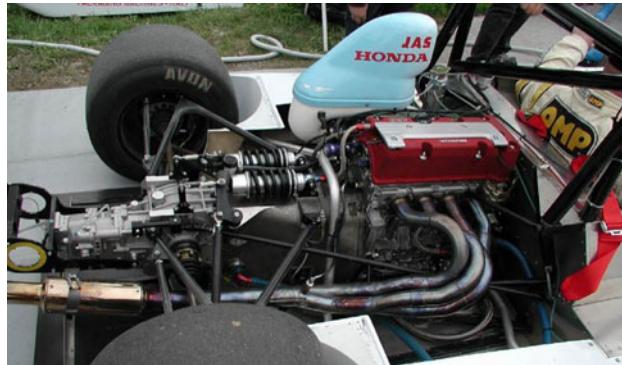


**Abb. M.174** Schematischer Aufbau eines zentralen Steuergeräts [62]. Das Steuergerät besteht im Wesentlichen aus Haupt- und Überwachungsrechner. Werte zur Motorsteuerung werden erst nach einer Prüfung auf Glaubwürdigkeit weitergereicht

den Aufwand in die Entwicklung zuverlässiger Sicherheitsfunktionen im Batteriemanagementsystem zu stecken als sämtliche elektro-chemischen Wirkungsketten experimentell oder mathematisch abzubilden [63]. Das Batteriemanagementsystem überwacht den Zustand der Batterie durch Messung der Zellspannung und des Stroms. Beim Erreichen eines kritischen Zustands unterbindet es die weitere Entnahme oder Zufuhr von Energie durch Schützen (elektromagnetisch betätigtes Schalter). Auch wenn ein Abschalten der Batterie aus Sicherheitsgründen möglich sein muss, ist damit allein noch nicht die Sicherheit des Fahrzeugs gegeben. Im Gegenteil! Dies verlangt [63]:

- eine zweite unabhängige elektrische Energiequelle, die für einen bestimmten Zeitraum die Sicherheitselektronik des Fahrzeugs versorgen kann;
- dass die im Umrichter gespeicherte Energie nicht den Fahrer gefährden kann;
- dass das Abschalten des Motors kein Blockieren der Räder bzw. größere negative Momente an den Rädern verursacht. Das macht bei permanenterregten Maschinen eine Trenneinheit zwischen Rädern und Motor erforderlich.

Die Verarbeitung der von Sensoren und Stellgliedern gelieferten Signale übernimmt ein zentrales Steuergerät (Zentralrechner), das das gesamte Fahrzeug überwacht, Abb. M.174. Die Eingangsgrößen sind analog (z. B. Fahrpedalstellung) und digital (z. B. Bremspedal, Ganghebel, ...). Damit Fehlerfreiheit bei der Ansteuerung des Motors bzw. der Motoren (Tandemantrieb, Radnabenmotoren etc.) garantiert werden kann, ist das zentrale Steuergerät redundant aufgebaut. Im Hauptrechner werden der aktuelle Fahrzustand und das anzulegende Drehmoment berechnet. Diese Werte werden aber nicht direkt an den CAN-Bus weitergegeben, sondern ein Überwachungsrechner vergleicht die Werte mit Ergebnissen, die über vereinfachte Algorithmen ermittelt werden. Die Werte werden nur dann



**Abb. M.175** Antriebsstrang eines Produktionssportwagens (Osella Honda). An den Reihenmotor ist ein wuchtiges Kupplungsgehäuse angeflanscht, das die Federdämpfereinheit trägt. Das Getriebe sitzt am Ende des Wagens und ist so aufgebaut, dass die Radsätze in Fahrtrichtung hinter dem Achsgetriebe liegen. So sind Übersetzungsänderungen am stehenden Fahrzeug ohne größere Zerlegungsarbeiten möglich. Das Getriebegehäuse trägt an seinem Ende die Abschleppösen und den Heckflügel (nicht am Bild). Die Schaltung erfolgt manuell über das Gestänge, das durch Abgaskrümmer und Querlenker geführt ist

**Abb. M.176** Antriebsstrang eines Produktionssportwagens. Das Getriebe trägt den Großteil des hinteren Fahrwerks, das am Gehäuse montiert ist. Im Getriebe ist das Achsgetriebe integriert. Die Kupplungsglocke ist abgenommen, deshalb ist die Kupplungswelle gut zu sehen



an die Motorsteuerung weitergereicht, wenn sie plausibel sind. Bei Auftreten von Unstimmigkeiten, wird eine Fehlerbehandlungseinheit aktiv und setzt je nach Fehlerart und -dauer sowie Fahrzustand entsprechende Maßnahmen um einen sicheren Zustand des Fahrzeugs aufrecht zu erhalten. Das bloße Abschalten von Systemen ist dabei wie bereits erwähnt, nicht immer eine brauchbare Lösung.

Nicht nur der Rechner ist redundant aufgebaut, sondern auch die Fahrpedalstellung wird durch mindestens zwei Sensoren erfasst und durch das Steuergerät auf Fehlerfreiheit überprüft.

Das Verhalten von elektrischen Maschinen im Fehlerfall (Kurzschluss, ungewollter Kontrollverlust, ...) wird ausschließlich von der Art der Magnetisierung bestimmt [43]. Grundsätzlich gibt es dabei drei Arten: Über Permanentmagnete, über einen Strom im Stator und über einen Strom im Rotor.

- Erregung über Permanentmagnete: Bei drehendem Rotor wird im Kurzschlussfall ein Strom im Stator erzeugt. Dieser Kurzschlussstrom übersteigt leicht den thermischen Nennstrom bei intakter Kühlung. Dadurch ist so ein Fahrzeug bereits beim Abschleppen einer Brandgefahr ausgesetzt.

**Abb. M.177** Antriebsstrang eines Formelwagens (Reynard Cosworth), Fahrtrichtung nach rechts. Das Getriebe wird direkt mit dem V-Motor verschraubt. Damit die außen liegenden Zylinderköpfe erreicht werden, kommen zusätzliche Konsolen (*rechts vorne* im Bild) zum Einsatz. Das Getriebe nimmt sämtliche Fahrwerksteile der Hinterachse auf. Das Achsgetriebe (*links*) bildet den Abschluss des Gehäuses. Die Mündung des Schaltgestänges der manuellen Schaltung lässt sich im unteren, *mittleren* Bildteil erkennen



**Abb. M.178** Antriebsstrang des Elektro-Rennfahrzeugs TMG EV P001 [Toyota Motorsport GmbH, Köln]. Dieses Fahrzeug hält den Rundenrekord für Elektrofahrzeuge auf der Nordschleife des Nürburgrings mit Straßenreifen (Aug. 2011: 7 min 47,794 s für 20,8 km). Es basiert auf einem Radical SR 8 und wird von zwei permanenterregten Synchromotoren in Axialflussbauweise angetrieben, vgl. Abb. M.158, die in Tandemanordnung die Hinterräder antreiben. Die Motoren werden flüssigkeitsgekühlt. Der dazugehörige Wärmetauscher ist gut im Heck zu erkennen. Er arbeitet auf einem wesentlich niedrigeren Temperaturniveau als einer für Verbrennungsmotoren. Die Lithium-Keramik-Traktionsbatterie befindet sich hinter dem Cockpit, also genau da, wo sonst der Kraftstofftank sitzt. Die Batterie wiegt 350 kg und speichert bei einer Nennspannung von 520 V 41,5 kWh an Energie. Die beiden Motoren können damit ein maximales Moment von 800 Nm freisetzen bzw. eine Höchstleistung von 280 kW abgeben. Der 970 kg schwere Wagen erreicht aus dem Stand innerhalb von 3,9 s 100 km/h. Die Höchstgeschwindigkeit liegt bei 260 km/h

- Stromerregung über den Stator (z. B. Asynchronmaschine, Reluktanzmotor): Mit der Deaktivierung des Umrichters erlischt auch die Erregung des Stators und der Rotor dreht sich wie eine einfache Welle.
- Stromerregung über den Rotor (z. B. stromerregter Synchronmotor): Wenn der Erregerstrom deaktiviert ist, kann dieser Motor kein Drehmoment aufbauen. So nachteilig die Stromübertragung über Schleifringe auch ist, so vorteilhaft erweist sich diese Bauart im Fehlerfall .

Die technische Lösung für den Fehlerfall besteht in jedem Fall aus einem Trennschütz für Rotor- bzw. Stator-Versorgungsleitungen und bei permanenterregten Motoren noch aus einer zusätzlichen Trennkupplung.

---

## 10 Beispiele Examples

Werden die Abdeckungen und Außenhautteile abgenommen, kommt der Antriebsstrang bei Produktionswagen und Formelwagen zum Vorschein. Bei Tourenwagen und seriennahen Wagen lässt sich diese Baugruppe als Einheit – wenn überhaupt – nur bei demontiertem Wagen vollständig erkennen, Abb. M.175 bis M.178.

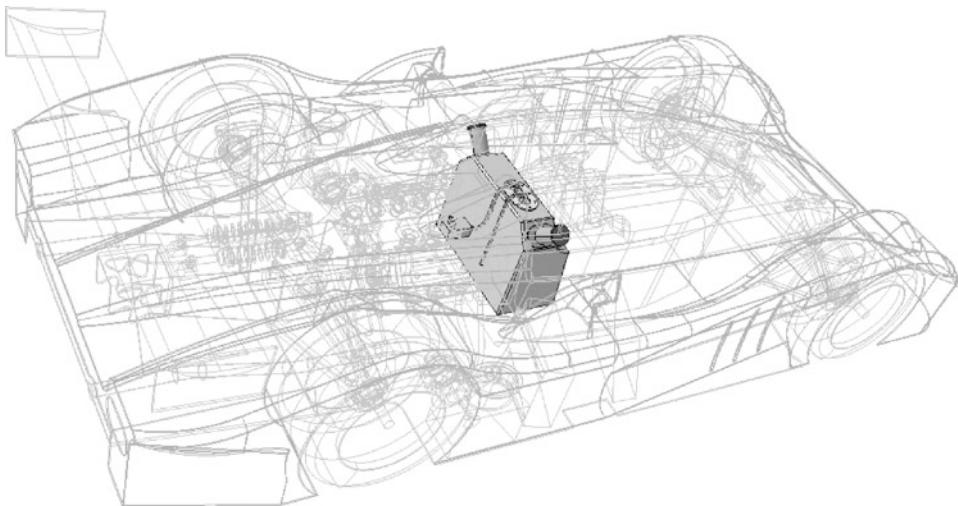
---

## Literatur References

1. Braess, Seiffert (Hrsg.): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
2. Hamm, Burk: Tabellenbuch Fahrzeugtechnik, 19. Aufl. Holland + Josenhans, Stuttgart (1997)
3. Wemhöner, J., Bergrath, E.: Keramik in Getriebe- und Radlagern. Von der Formel 1 zum Serieneinsatz? ATZ **11**, 1080 (2001)
4. High-End Racing Technology. AutoTechnology **2**(5), S. 36f (2002)
5. Wagner, G.: Berechnung der Verlustleistung von Kfz-Vorgelegegetrieben. VDI-Berichte **977**, 175–198 (1992)
6. Tremayne, D.: Formel 1, Technik unter der Lupe. Motorbuch, Stuttgart (2001)
7. Wagner, G.: Six-Speed Automatic Transmissions and CVT's to Support Fuel Economy. AutoTechnology **2**(4), 2–5 (2002)
8. Adamis P., Petersen R., Hofmann L.: Antriebskonzepte mit automatisierten Schaltgetrieben. VW AG Aggregateforschung, Wolfsburg (1999)
9. Roth, K.: Konstruktionskataloge, 3. Aufl. Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, Bd. 2. Springer, Berlin (2001)
10. N. N.: Montage-/Einstellanleitung KLS-Schaltautomat. KLS Motorsport, 1 (2002)
11. Lechner, G., Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe, 1. Aufl. Springer, Berlin (1994)
12. Dinner, H.: Formel-1: Schnelle Autos, schnelle Simulation, in Konstruktion Sonderheft S 1/. Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 26–29 (2004)
13. Smith, C.: Tune to win. Aero Publishers, Fallbrook (1978)
14. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2001)
15. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
16. Ludvigsen, K.: Mercedes Benz Renn- und Sportwagen, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1999)
17. Indra, F.: Grande complication, der Opel Calibra der ITC-Saison 1996. Automobil Revue **50** (1996)
18. Schmelz, F., Seherr-Thoss Count, H.-C., Aucktor, E.: Universal Joints and Driveshafts, Analysis, Design, Applications. Springer, Berlin (1988)

19. Incandela, S.: *The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975*, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
20. Kretschmer, J., et al.: Neues BMW Sechsgang-sequenzielles manuelles Schaltgetriebe (SMG). ATZ 7/8, 648 (2003)
21. Nascimbene, M.: Composite Body and Carbon Brakes for the Ultimate Ferrari. AutoTechnology 5, 16 (2002)
22. Trepte, S.: Einlaufverhalten technischer Reibbeläge. ATZ 12, 1168 (2001)
23. Lugner, P.: Theoretische Grenzen und Möglichkeiten der Fahrdynamik von Pkw mit Allradantrieb VDI Reihe 12, Bd. 81. VDI, Düsseldorf (1986)
24. Smith, C.: *Prepare to Win*, 1. Aufl. Aero Publishers, Inc., Fallbrook (1975)
25. Haas, W.: *Dichtung mit ewigem Leben*. Konstruktion, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf 7/8, 40–43 (2007)
26. Schmitz, H., Krauss, C., Leibbrandt, M.: Powershift Getriebe – Schalten ohne Pause. Race.Tech. München, 23.–24. November 2006
27. Katalog RCS Racing Clutch System. Sachs Race Engineering GmbH, Schweinfurt (2004)
28. Stockmar, J.: Technische Lösungsmöglichkeiten des Allradantriebs beim Pkw VDI Reihe 12, Bd. 81. VDI, Düsseldorf (1986)
29. Eder, J. et al.: Sequenzielles M-Getriebe der zweiten Generation mit Drivelogic. ATZ 11, 1024–1035 (2001) und 2, 154–163 (2002)
30. Küçükay, F.: Gewichtsreduzierung im PKW-Antriebsstrang. In: Oetting, H. (Hrsg.) *Leichtbau im Antriebsstrang*, S. 225–247. expert, Renningen-Malmsheim (1996)
31. Haberhauer, H., Bodenstein, F.: *Maschinenelemente*. Springer, Berlin (1996)
32. Muhs, D., et al.: Roloff/Matek *Maschinenelemente*, 17. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
33. Trommler, J.: Entwicklung von Leichtbau-Längswellen. In: Oetting, H. (Hrsg.) *Leichtbau im Antriebsstrang*, S. 260–281. expert, Renningen-Malmsheim (1996)
34. Amborn, P.: Entwicklung von Leichtbau-Seitenwellen. In: Oetting, H. (Hrsg.) *Leichtbau im Antriebsstrang*, S. 282–289. expert, Renningen-Malmsheim (1996)
35. Pierburg, B., Amborn, P.: Gleichlaufgelenkwellen für Personenkraftfahrzeuge Die Bibliothek der Technik, Bd. 170. Moderne Industrie, Landsberg/Lech (1998)
36. Sontheim, J.: Kinetic Energy Storage in Hybrid Vehicles, The Mechanical battery. ATZ AutoTechnology 5, 24–28 (2008)
37. Fiala, E.: *Hybridauslegung für Personenkraftwagen*. Eigenverlag des Vereins, Wien (2006). Schriftreihe des österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)
38. Hohenberg, G.: Kann der intelligente Fahrer den Hybrid ersetzen? Vortrag der ÖVK-Reihe. Wien, November 2008
39. Crampen, M., et al.: Verlustleistungen von Gelenkwellen und Radnaben einschließlich Bremse. ATZ/MTZ-Konferenz Reibungsminimierung im Antriebstrang. Esslingen, 2009
40. Knödel, U., et al.: Variantenvielfalt der Antriebskonzepte für Elektrofahrzeuge. ATZ 7/8, 552–557 (2011)
41. [www.motorsport-guide.com](http://www.motorsport-guide.com). Zugegriffen: 29. August 2011
42. Bosch: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*, interaktiv. CD Einzelplatzversion. Robert Bosch, Stuttgart (2003)
43. Mathoy, A.: Grundlagen für die Spezifikation von E-Antrieben. MTZ 9, 556–563 (2010)
44. Babiels, G.: *Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik*, 2. Aufl. Vieweg+Teubner, Wiesbaden (2009)
45. Potdevin, H.: Isolationsüberwachung in Hochvolt-Bordnetzen von Elektro- und Hybridfahrzeugen. ATZelektronik 6, 46–51 (2009)
46. Hofheinz, W., Sellner, H.: Elektrische Sicherheit bei der Ladung von Elektrofahrzeugen. Hanser automotive Okt. 2011, 76–79 (2011)
47. Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe 4, IW12–IW13 (2011)
48. Brosch, P.F.: Der neue Energiesparer: IE4 mit Reluktanzmotor. Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 7/8, 14–19 (2011)

49. www.evo-electric.com. Zugegriffen: 10. November 2011
50. Hofmann, P.: Hybridfahrzeuge, 1. Aufl. Springer, Wien (2010)
51. Fehrenbacher, C. et al.: Kühlung von Li-Ionen-Batteriemodulen. Vortrag im Rahmen der 2. Fachtagung des VDMA und der Universität Karlsruhe, 2009
52. Hohenberg, G.: Kann der intelligente Fahrer den Hybrid ersetzen? Hybirdtechnik und Fahrereinfluss. Vortrag im Rahmen der ÖVK-Vortragsreihe, 2009
53. Grebe, D.: GM's Voltec Antriebssystem – Elektrifizierung der Fahrzeuge auf hohem Niveau. 21st International AVL Conference "Engine & Environment", 2009
54. www.toyota.co.jp/ms/press/. Zugegriffen: 16. Dezember 2011
55. Neumeister, D., et al.: Integration of a Lithium-Ion Battery into Hybrid and Electric Vehicles. ATZautotechnology **2**, 26–31 (2010)
56. Pickering, C.: The Long Road to Electric Credibility. Racetech Magazine **Feb. 2010**, 66 (2010)
57. Sauer, D.: Optionen zur Speicherung elektrischer Energie in Energieversorgungssystemen mit regenerativer Stromerzeugung. RWTH, Aachen (2006)
58. N. N.: Lithium-air chemistries to raise energy density tenfold. Automotive Engineer **8**, 4 (2011)
59. ISO/CDIS 6469 Electrically propelled road vehicles – safety specification. Part 3: Protection of persons against electric shock. Mai 2011
60. www.vdi.de/6390.0.html. Zugegriffen: 6. Januar 2012
61. Pfeffer, Harrer (Hrsg.): Lenkungshandbuch, 1. Aufl. Vieweg+Teubner, Wiesbaden (2011)
62. Heinrich, P., Langer, F.: Sicherheit für Elektrofahrzeuge. Hanser automotive, 70–72 (2011)
63. Klausner, M., et al.: Technische Herausforderungen bei Lithium-Ionen-Traktionsbatterien und mögliche Lösungsansätze. In: Lenz, H. P. (Hrsg.) Wiener Motorensymposium VDI Reihe 12, Bd. 735, VDI, Düsseldorf (2011)
64. Schöggel, P., et al.: Hybrid im Motorsport. ATZ **2**, 132–137 (2011)
65. Duval-Destin, M., et al.: The electrified chassis – impacts of an electric powertrain on vehicle dynamics control. 2. internationales Fahrwerkssymposium chassis.tech plus, München, 2011
66. Hayes, O., Armbruster, D.: Porsche 911 GT3 R Hybrid – recuperation brake system. 2. internationales Fahrwerkssymposium chassis.tech plus, München, 2011
67. www.carscoop.blogspot.com/2007/11/toyota-supra-hv-r-hybrid-wins-race.html. Zugegriffen: 25. Januar 2012
68. Marmorini fordert effizientere Hybridsysteme im Rennsport www.ATZonline.de. Zugegriffen: 30. April 2008
69. Armbruster, D., Hennings, S.: Porsche GT3 R Hybrid, Technologieträger und rollendes Labor. MTZ **5**, 356–363 (2011)
70. Smith, C.: Drive to Win, 1. Aufl. Carroll Smith Consulting, Palos Verdes Estates (1996)
71. Henn, R., et al.: Technology Testbed. Professional Motorsport World Magazine Sonderheft Annual Showcase 2010, 22–26 (2010)
72. N. N.: Handbuch, Das ABS M4-Paket. Bosch Engineering GmbH Motorsport, Abstatt (2011)
73. Segers, J.: Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2008)



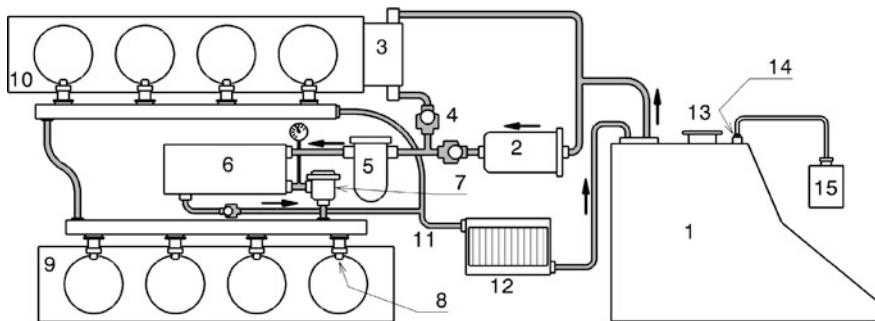
Die Energie zum Vortrieb gibt der viel beachtete Motor auf die Räder ab. Aber auch er kann nur Energie umwandeln und nicht erzeugen. Das Kraftstoffsystem speichert Energie und liefert dem Motor die Grundlage seiner Funktion.

## 1 Anforderungen und Übersicht Requirements and Overview

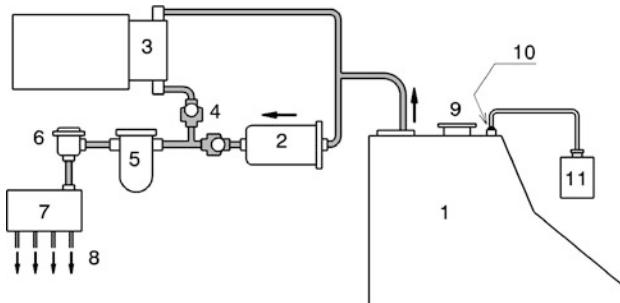
Das Kraftstoffsystem stellt die eigentliche Energie für den Vortrieb in kompakter Form des flüssigen Kraftstoffs zur Verfügung. Damit diese Energie nur dem Vortrieb dient, ist diese Baugruppe bei Serien- und bei Rennfahrzeugen sehr stark vom Gesetz bzw. von Reglements eingeschränkt.

Das Kraftstoffsystem eines Rennfahrzeuges muss die kontinuierliche Kraftstoffversorgung des Motors unter allen extremen Fahrzuständen bis zum sprichwörtlichen letzten Tropfen gewährleisten. Sicherheitszuschläge in der Gesamtmenge des Kraftstoffs würden extra Gewicht bedeuten, was vermieden werden soll. Das bedeutet, das System muss in der Lage sein, den Tank während der Fahrt vollständig zu entleeren. Darüber hinaus muss es ein geschlossenes System sein, d. h. es darf kein Kraftstoff das System außer zum Motorbetrieb verlassen.

Im Kraftstofftank befindet sich daher ein Sammelbehälter, der den Treibstoff beim Beschleunigen oder Bremsen durch dessen Trägheit zugeführt bekommt. Aus diesem Topf saugen die Kraftstoffförderpumpen an. Die elektrische Kraftstoffpumpe wird nur zum Starten des Motors benötigt. Im Grunde unterscheiden sich die Systeme für Einspritzanlagen oder Vergasermotoren kaum, Abb. N.1 und N.2. Bei Systemen für Einspritzer wird ein bestimmter Differenzdruck zwischen Saugrohr und Kraftstoffverteiler (*fuel rail*) eingestellt, damit die Zumessmenge des Kraftstoffs allein über die Öffnungsduer des Einspritzventils gesteuert werden kann. Der überschüssige Kraftstoff wird wieder zum Tank zurückgeführt. Dabei kann er auch gekühlt werden und somit direkt wieder in den Sammelbehälter geleitet werden.



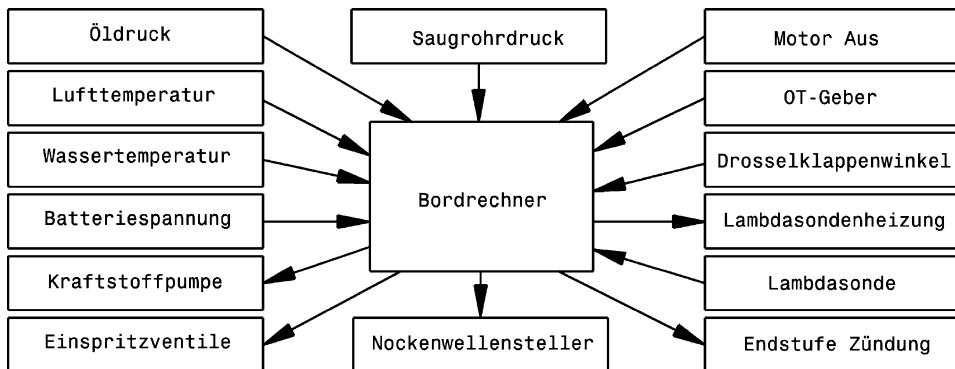
**Abb. N.1** Kraftstoffsystem eines Rennfahrzeugs mit Saugrohreinspritzung. 1 Kraftstofftank fuel tank, 2 elektr. Hochdruckkraftstoffpumpe electric high pressure fuel pump, 3 Kraftstoffpumpe engine fuel pump, 4 Rückschlagventil one way valve, 5 Motorkraftstofffilter engine fuel filter, 6 Zumesseinrichtung metering unit, 7 Druckreduzierventil pressure relief valve, 8 Einspritzventile injectors, 9 Saugrohr rechte Seite right hand bank manifold, 10 Saugrohr linke Seite left hand bank manifold, 11 Rücklaufleitung zum Sammeltopf return fuel line into collector pot, 12 Wärmetauscher cooler, 13 Schnelltankventil quick release fuel filler, 14 Belüftung tank breather, 15 Überlaufbehälter catch tank



**Abb. N.2** Kraftstoffsystem für Vergasermotor. 1 Kraftstofftank fuel tank, 2 elektr. Hochdruckkraftstoffpumpe electric high pressure fuel pump, 3 Kraftstoffpumpe engine fuel pump, 4 Rückschlagventil one way valve, 5 Motorkraftstofffilter engine fuel filter, 6 Druckreduzierventil pressure relief valve, 7 Verteiler distributor block, 8 zu den Vergasern to carburetors, 9 Schnelltankventil quick release fuel filler, 10 Belüftung tank breather, 11 Überlaufbehälter catch tank

Auch Pkw-Systeme müssen geschlossene Systeme sein. Dabei existieren zwei Arten zur Kompensation der Volumenvergrößerung des Kraftstoffs durch Erwärmung. Eine Variante weist einen externen Ausgleichsbehälter auf, die andere ein internes Ausgleichsvolumen. Das Kraftstoffsystem von Rennfahrzeugen ist demnach wie die erstgenannte Variante aufgebaut. Die Mindestgröße des Überlaufbehälters soll 3 bis 5 % des Tankvolumens betragen. Meist geben Reglements eine Größe vor. Ohne Überlaufbehälter müssen im Kraftstoffbehälter mindestens 10% seines Füllraums zur Kompensation der Wärmeausdehnung frei gehalten werden [1].

Die Zumessung des Kraftstoffs zum Motor übernimmt heutzutage bei Pkw und Rennfahrzeugen ein Bordrechner, Abb. N.3. Nur in wenigen Rennklassen werden noch Vergaser zur Gemischbildung eingesetzt.



**Abb. N.3** Kraftstoffzumessung Systemübersicht. Der Bordrechner verarbeitet alle relevanten Signale und steuert nach einem einprogrammierten Kennfeld die Einspritzmenge des Kraftstoffs

## 2 Kraftstofftank Fuel Tank

### 2.1 Größe Size

Das Fassungsvermögen des Tanks wird aus der geforderten bzw. von einer Rennstrategie abgeleiteten Reichweite bestimmt. In einigen Reglements ist die maximale Tankgröße nach dem Motorhubraum gestaffelt. Bei Serienfahrzeugen erfolgt bei fehlenden Daten eine Bedarfsermittlung mittels Grobab- schätzung des Kraftstoffverbrauchs.

Bei Rennfahrzeugen ohne Betankungsmöglichkeit während des Wettbewerbs wird die Menge auf die Länge des Rennens ohne Sicherheitszugabe abgestimmt. Tabelle N.1 listet typische Werte von Tanks auf. Das maximale Fassungsvermögen des Tanks wird im Allgemeinen aus Sicherheitsgründen vom Reglement limitiert. In der Turbo-Ära der Formel 1 (1984/85) durfte der Tank 220 l fassen. Dies wurde 1986 auf 195 l reduziert, heute betragen die Volumina zwischen 110 bis 150 l. Der Verbrauch von Formel-1-Wagen liegt durchschnittlich bei etwa 70 l/100 km. Serien-Pkw verbrauchen je nach Fahrweise und Beladung um 8,5 bis 10 l/100 km. Eine weitere Überlegung zur Tankgröße ist die zusätzliche Masse, die in Form von Treibstoff mitbewegt werden muss. In der Formel 1 beispielsweise rechnet man mit einem Vorteil von 0,3 bis 0,4 s pro Runde und pro 12 l weniger Kraftstoff (vgl. Abschn. B.3.2 Konzeptvergleich, Masse). Ist Nachtanken im Rennen erlaubt, kann ein kleinerer und damit leichterer Tank durchaus sinnvoll sein. In den meisten Rennklassen ist der Kraftstoff zwar vorgeschrieben, jedoch ermöglicht die erlaubte Bandbreite eine Beeinflussung der Eigenschaften in gewissen Grenzen. Schließlich besteht ein Kraftstoff aus bis zu 250 chemischen Bestandteilen. Das FIA-Formel-1-Reglement grenzt die zulässige Dichte zwischen 0,72 und 0,775 kg/l bei 15 °C ein [3]. Die Kraftstoffhersteller können so bei gleichem Energieinhalt einen möglichst leichten (gravimetrisch günstigen) oder einen möglichst dichten (volumetrisch günstigen) Kraftstoff bereitstellen. Eine 100-l-Tankfüllung mit gravimetrisch günstigem Kraftstoff spart 5,5 kg Masse gegenüber dem dichteren Treibstoff. Das gibt einen Rundenzeitvorteil von etwa 0,2 s. Bei Rennen mit mehreren Tankstopps bringt der volumetrisch günstigere Kraftstoff wiederum Vorteile. Das Fahrzeug kann in kürzerer Zeit mit der erforderlichen Energimenge betankt werden. Die Unterschiede mögen minimal sein, in den höchsten Ligen des Rennsports verschaffen sich jedoch erfolgreiche Teams mit solchen „Kleinigkeiten“ den entscheidenden Wettbewerbsvorteil.

**Tab. N.1** Typische Werte von FIA FT-3 Sicherheitstanks, schaumstoffgefüllt

Inhalt, l	Abmessungen L × B × H, mm	Masse, kg
15	254 × 240 × 260	1,5
30	510 × 241 × 260	2,3
60	635 × 390 × 260	3,8

Wird eine Feinabstimmung des Tankinhals gefordert, erfolgt diese z. B. mit Volumenausgleichsbällen aus Kunststoff. Typische Durchmesser liegen zwischen 70 und 150 mm.

## 2.2 Anordnung Arrangement

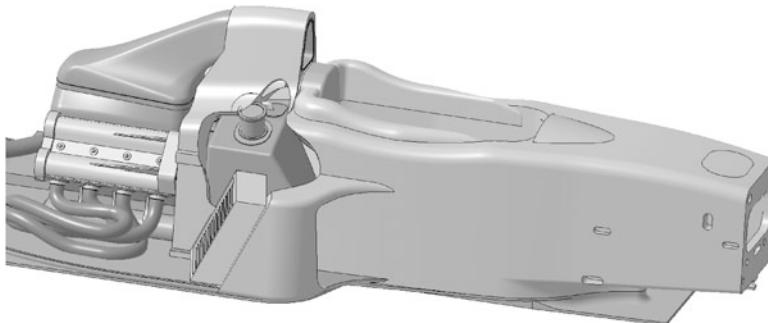
Die Anordnung des Tanks wird beim Pkw durch erforderliche Crashschutzmaßnahmen geprägt. Charakteristisch ist die Platzierung im crashgeschützten Bereich vor und im Bereich der Hinterachse bei Frontmotorfahrzeugen. Ein Zielkonflikt ergibt sich bei hinterachsgetriebenen Fahrzeugen, bei denen man zu Gunsten einer höheren Hinterachslast den Tank bevorzugt hinter der Achse anordnen würde. Die heute übliche Anordnung des Tanks im crashgeschützten Bereich führt dazu, dass bei einer durch den Kunden gewünschten Durchlademöglichkeit (z. B. für Ski) eigene Tankvarianten mit geringerem Volumen angeboten werden [6].

Bei den Mittelmotor- und Heckmotorfahrzeugen wird der Tank im crashsicheren Bereich hinter der Vorderachse angeordnet.

Bei Rennfahrzeugen ist vor allem ein geringer Einfluss auf das Fahrverhalten wichtig, d. h. der Tank soll möglichst tief und zentral angeordnet sein und so die Massenträgheitsmomente des Fahrzeugs nur wenig beeinflussen. Die bei Monoposti übliche Lage hinter dem Fahrer in der Mitte des Fahrzeugs (Abb. N.4) nimmt auch bei unterschiedlichen Füllständen nur wenig Einfluss auf das Fahrverhalten. Der Tank soll möglichst durch tragende Strukturen geschützt werden. Bei einem Überschlag darf kein Kraftstoff austreten.

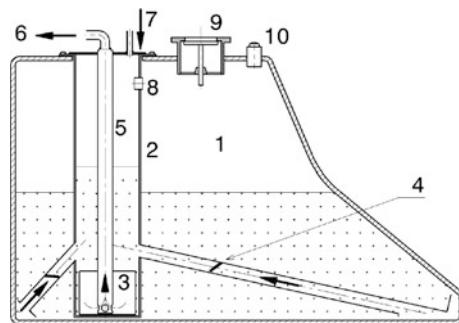
In vielen Reglements ist die Lage genauer eingegrenzt vorgeschrieben: Der Kraftstoffbehälter muss vor der Hinterachse und in einem Bereich um die Fahrzeulgängsmittellebene angeordnet werden.

Bei manchen Fahrzeugen wird das Kraftstoffvolumen auf mehrere Tanks aufgeteilt. Das erleichtert die Unterbringung der Behälter und ermöglicht auch eine selektive Tankentleerung, die



**Abb. N.4** Lage des Kraftstofftanks bei einem Formelwagen. Der Tank ist zwischen Fahrer und Motor geschützt angeordnet. Diese schwerpunktsnahe Lage beeinflusst außerdem das Fahrverhalten wenig

**Abb. N.5** Schema eines Kraftstofftanks. 1 Kraftstoffbehälter fuel tank, 2 Sammeltopf collector pot, 3 Niederdruckfilter low pressure filter, 4 Füllrohr mit Rückschlagventil pick up line with one way valve, 5 Saugleitung feed line, 6 zur Kraftstoffpumpe to the fuel pump, 7 Rücklaufleitung return line, 8 Topfentlüftung pot breather, 9 Schnelltankventil quick release fuel filler, 10 Tankentlüftung tank breather



vom Fahrer gesteuert werden kann um die Massenverteilung nach seinen Wünschen zu beeinflussen [8]. Ein Extrem diesbezüglich stellten wohl die Ligier Formel-1-Fahrzeuge der 1970er Jahre dar, die sieben Tanks aufwiesen. Sechs seitlich neben dem Fahrer untereinander mit Rückschlagventilen verbunden und der letzte Tank zentral hinter der Schottwand zum Cockpit. Durch die beim Beschleunigen wirkenden Trägheitskräfte entleerten sich die Tanks von vorne nach hinten [8].

In jedem Fall muss eine Ablaufmöglichkeit im Tankraum bzw. in der Struktur, die den eigentlichen Tank umgibt, vorgesehen werden, falls Kraftstoff aus dem Tank ausläuft. Andernfalls würde man ein Leck im Tank womöglich viel zu spät entdecken. Darüber hinaus könnte Kraftstoff in das Cockpit gelangen. Am einfachsten sind 3-mm-Bohrungen im Randbereich des Bodens.

Die Lage von Leitungen wird beim Pkw durch Forderungen der Produktion und von sicherheitsrelevanten Kriterien geprägt. Eine crashsichere, kreuzungsfreie Verlegung muss durch sichere und verwechslungsfreie Schnellverbindungen eine hohe Produktionsqualität gewährleisten. Eine Minimierung der Verbindungsstellen kraftstoffführender Leitungen in Verbindung mit Werkstoffen, die eine geringstmögliche Kraftstoffdiffusion ermöglichen, ist zur Reduzierung der Kohlenwasserstoffemissionen erforderlich. Aus gleichem Grund werden Aktivkohlebehälter (Volumen 1,5 l bis ca. 5 l je nach Tankvolumen und Betankungsentlüftungssystem) zur Zwischenspeicherung der im Fahrzeugbetrieb (z. B. Tankerwärmung, in den USA auch für den Betankungsvorgang) frei werdenden Benzindämpfe eingesetzt.

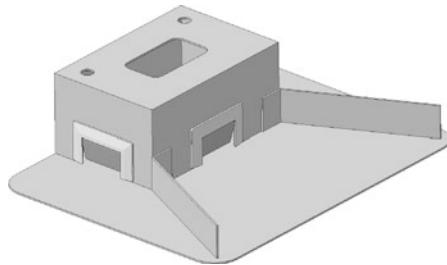
Bei Rennwagen können Kraftstoffleitungen auch durch das Cockpit geführt sein. Solche Leitungen sollen stahlgeflechtemantelte Druckleitungen sein und mit Schraubanschlüssen gefügt werden [7].

### 2.3 Bauformen Designs

Die mechanische Kraftstoffpumpe fördert den Kraftstoff meist nicht direkt aus dem Tank, sondern aus einem Sammeltopf zum Motor, Abb. N.5. Der Kraftstoff gelangt durch üblicherweise vier Rohre mit Rückschlagventilen in diesen Topf. Die vier Rohre reichen bis in die vier Bodenecken des Tanks. Beim Bremsen und Beschleunigen wird der Kraftstoff durch die Trägheit in die entsprechenden Rohre gedrückt und der Sammeltopf gefüllt. Die Rückschlagventile verhindern das Austreten des Kraftstoffes in den gegenüberliegenden Rohren.

Der Sammeltopf wird von oben in den Tank eingesteckt und über einen Flansch verschraubt. So lässt sich das Filter auch im montierten Tank leicht erreichen. Es sind auch Sammeltöpfe erhältlich, die in den Tank gestellt werden und vom Schaumstoff in Position gehalten werden, Abb. N.6.

**Abb. N.6** Sammeltopf. Der Sammeltopf wird in den Kraftstofftank eingesetzt und von der Schaumstofffüllung gehalten. Die drei Klappen wirken als Rückschlagventile und erlauben dem Kraftstoff nur in den internen Sammelbehälter zu fließen. Das Volumen des Sammelbehälters beträgt 3 l



**Abb. N.7** Tankschaumstoff Der Schaumstoffklotz wird in einen elastischen Tank eingebracht und dient als Schwallbremse. An Bereichen von Absaugstutzen und Entlüftungsventil ist er ausgeschnitten



Kraftstofftanks von Rennfahrzeugen können und sollen auch schaumstoffgefüllt sein, Abb. N.7. Der Schaumstoff verdrängt ca. 3 % Volumen pro Liter, wirkt als Schallschutz und erhöht die Wirksamkeit von elastischen Sicherheitstanks bei einem Unfall. Außerdem ermöglicht er mit einer entsprechenden Absaugvorrichtung den Kraftstoff beinahe restlos abzusaugen. Damit trägt dieses Prinzip auch zur Gewichtserspartis bei, müsste doch sonst um Luftansaugung zu vermeiden mehr als nötig eingefüllt werden. Der Schaumstoff muss an Stellen, wo sich Belüftungsventile, Absaugstutzen usw. befinden, ausgeschnitten werden.



**Abb. N.8** Kraftstofftank für Rennfahrzeug. Der eigentliche Kraftstoffbehälter besteht aus elastischem faserverstärkten Elastomer und befindet sich in einer kistenförmigen Sicherheitszelle. Nach FIA-Vorgaben ist u. a. der Hersteller und das Ablaufdatum der Gebrauchsgültigkeit außen angeben

**Abb. N.9** Kraftstofftank für Tourenwagen. Der Tank ist satelförmig weil er in der Mitte Platz für den Gelenkwellentunnel lassen muss. In der rechten Flanschplatte kann man zwei Kraftstoffpumpen erkennen



**Abb. N.10** Elastischer Sicherheitstank für Rennfahrzeug. Diese Tankblase besteht aus faser verstärkten Elastomer. Die Einfüllstutzen, Entlüftungen usw. sind nicht montiert. Diese werden mittels Metall-Flanschen mit dem Tank verschraubt



Wird der Tank im Fahrzeuginnenraum ohne Schottwand zum Fahrer hin eingebaut, muss der Tank in einem feuerfesten und flüssigkeitsdichten Sicherheitsbehälter untergebracht sein. Dieser besteht z. B. aus Aluminium, Abb. N.8.

Elastische Tanks im Kofferraum von Produktions-Tourenwagen müssen mit einer feuerfesten und flüssigkeitsdichten Struktur umgeben sein, Abb. N.9.

Sicherheitstanks bestehen aus einem faserverstärkten Elastomer, aus Verbundwerkstoffen oder aus einer Kombination aus beiden. Der Behälter wird zunächst aus einzelnen, zugeschnittenen Teilen zusammengesetzt und anschließend im Autoklaven zu einem Verbund zusammen vulkanisiert bzw. verklebt. Der Tank schmiegt sich an die stützenden Umgebungswände an. Er kann bei der Montage zusammengefaltet durch eine relativ kleine Öffnung in den Aufnahmeraum eingeführt werden. Bei Einsitzern wird er z. B. durch eine ovale Öffnung im Monocoque in den Aufnahmebereich gesteckt und dann die Flanschplatte für sämtliche Anschlüsse angeschraubt, Abb. N.10.

Die FIA verlangt einen Tank, der von einem von ihr akkreditierten Hersteller stammt. Der Tank muss u. a. den Namen des Herstellers, eine Seriennummer und das Herstellldatum aufgedruckt haben. Weil durch Alterung die Werkstoffeigenschaften des Tanks leiden, muss er entweder nach fünf Jahren ersetzt oder vom Hersteller überprüft werden. Die positive Prüfung verlängert die Einsetzbarkeit des Kraftstoffbehälters um höchstens zwei Jahre.

Tanks von Serienfahrzeugen werden aus Kunststoff (Lupolen, Hostalen usw.) oder Metall (legierte Aluminiumbleche, Tiefziehstähle und hochlegierte Stähle) hergestellt.

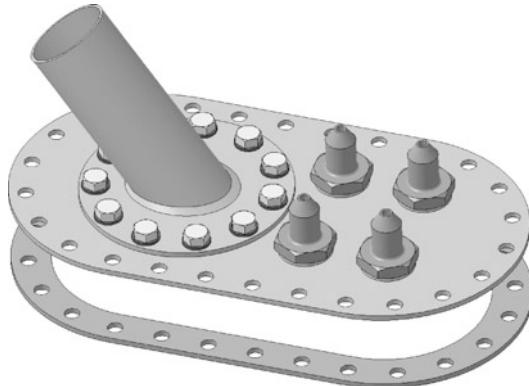
### 3 Anschlüsse Connections

Die Öffnungen des Kraftstofftanks werden mit Flanschen aus Aluminium verschlossen. Die Öffnungen sind groß gehalten, was ein einfaches Reinigen des Tankinneren ermöglicht. Flansche sind entweder einfache Blindflansche zum bloßen Dichten oder sie tragen Einfüllstutzen, Entlüftungsventile, Sammeltöpfe sowie Tankkraftstoffpumpen, Abb. N.11.

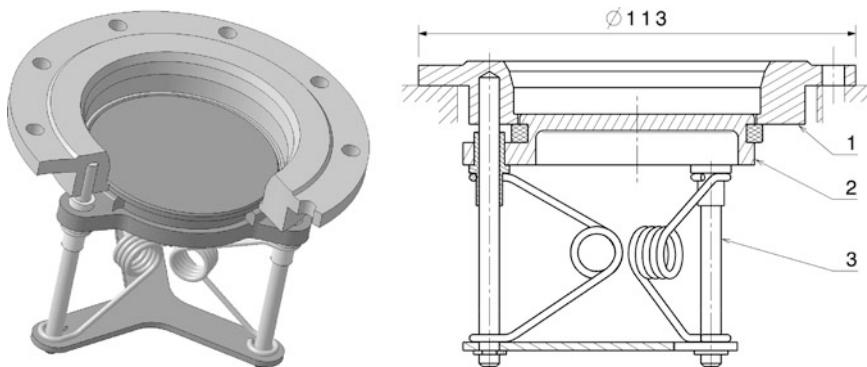
Sämtliche Anschlüsse müssen feuerbeständig ausgeführt sein und werden im Fahrzeuginnenraum untergebracht. An Verbindungsleitungen müssen selbstschließende Abreißventile angebracht sein, die ein Auslaufen des Kraftstoffes bei einer unfallbedingten Trennung zwischen Tank und Rahmen unterbinden.

**Einfüllstutzen Filler Neck.** Beim Betanken wird der Kraftstoff über ein Füllrohr eingefüllt. Das Ende dieses Rohrs wird mit einem Drehverschluss gedichtet (Abb. N.12) oder mit einem Schnelltankventil (Abb. N.13). Dieses Ventil ermöglicht eine Schnellbetankung während eines Boxenstopps ohne dass

**Abb. N.11** Einfüllstutzen für Rennfahrzeuge. Der Einfüllstutzen wird mittels Flanschplatte mit dem Tank verschraubt. Eine zwischen gelegte Dichtung dichtet die Platte ab. Die Flanschplatte trägt darüber hinaus vier Entlüftungsventile



**Abb. N.12** Heck eines Tourenwagens. Der Tankenfüllstutzen wird mit einem Schraubverschluss gedichtet. Eine Überlaufwanne fängt abtropfenden Kraftstoff beim Tanken auf. Außerdem sind im Bild ein stehender Trockensumpfbehälter samt Überlaufgefäß des Schmiersystems und dahinter ein abgedichteter Batteriekasten zu erkennen



**Abb. N.13** Schnelltankventil *refuelling valve*. Das Ventil kann über seinen Flansch direkt in den Einfüllstutzen des Kraftstofftanks eingebaut werden. Beim Betanken während des Rennens, wie es z. B. bei Langstreckenrennen notwendig ist, wird ein passendes Schlauchventil (Abb. N.14) aufgesetzt, das den Teller (2) aufdrückt. 1 Flansch, 2 Ventilteller, 3 Führungssäule



**Abb. N.14** Schlauchventil. Beim Betanken wird das Ventil auf das Tankventil aufgesetzt und über die beiden Griffstücke niedergedrückt, wodurch der Schlauchventilteller den Tankventilteller aufdrückt und der Kraftstoff zu strömen beginnt. Diese Ventile sind für hohen Durchsatz bei geringen Differenzdrücken ausgelegt

irgendwelche Verschlüsse auf- oder zugedreht werden müssten, Abb. N.15. Außerdem dichtet dieses Ventil die Einfüllöffnung auch bei einem Überschlag ab. Das ist bei einem einfachen Drehverschluss nicht der Fall und es muss ein eigenes Rückschlagventil vorgesehen werden. Ein Schnelltankventil besteht aus einem Ventilteller (2), der beim Tanken durch das Schlauchventil aufgedrückt wird. Umgekehrt öffnet ein Kragen im Flansch (1) des Schnelltankventsils das Schlauchventil und gleichzeitig dichtet die Innenseite des Flansches den Schlauch gegen die Umgebung ab. Beim Abziehen des Schlauches schließen beide Ventile federbelastet.

Die Lage und vor allem die Ausrichtung des Tankventsils am Fahrzeug ist für unfallfreie Schnellbetankungen einige ergonomische Überlegungen wert. Der Schlauch mitsamt dem Schlauchventil ist relativ schwer und muss von den Mechanikern einfach aufgesetzt und wieder abgezogen werden



**Abb. N.15** Schnelltankventil an einem Produktionssportwagen (Pro Sport 3000). Zur raschen Betankung sind zwei Ventile angebracht. Beim Betanken werden beide Ventile aufgedrückt. Durch das untere läuft der Kraftstoff ein und das obere dient der aus dem Kraftstoffbehälter verdrängten Luft zum Entweichen



**Abb. N.16** Kraftstoffschlauch für Betankungsvorgang an einem Formel-1-Wagen. Beim Betanken wird der Schlauch am Griffbügel von einem Mechaniker gehalten und gegen das Betankungsventil gedrückt

können, Abb. N.16. Als günstig erweist sich dabei eine hüfthohe Anordnung, bei der das Schlauchventil horizontal an das Fahrzeug herangeführt werden kann. Ferraris Formel 1 Team musste das schmerzlich feststellen, als die Lage des Tankventils am F1-2000 aus aerodynamischen Gründen verlegt wurde. Im Gegensatz zum Vorgängerfahrzeug war das Ventil fast senkrechtrecht und noch dazu hinter der Cockpitverkleidung verborgen. Die Mechaniker mussten nun den schweren Schlauch über die Schulter legen und diesen von oben auf den Tankstutzen drücken. Diese ergonomisch ungünstige Position führte dann auch zu einem Zwischenfall beim Nachtanken im Rennen [4].

Beim Tanken während eines Boxenstopps fließen bis zu 12 l/s durch den Tankstutzen. An einer üblichen Tankstelle beträgt die Durchsatzrate vergleichsweise etwa 40 l/min also ca. 0,7 l/s. Abbildung N.17 zeigt eine Formel-1-Betankungsanlage. Das Fahrzeug wird beim Betanken geerdet, damit keine Funken durch elektrostatische Entladung zwischen Fahrzeug und Einfüllstutzen überspringen. Auch die Boxenmannschaft, die mit Kraftstoff umgeht, sollte antistatische Kleidung tragen.

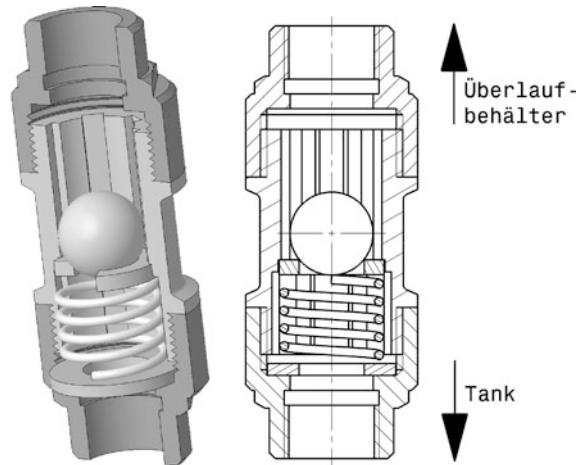


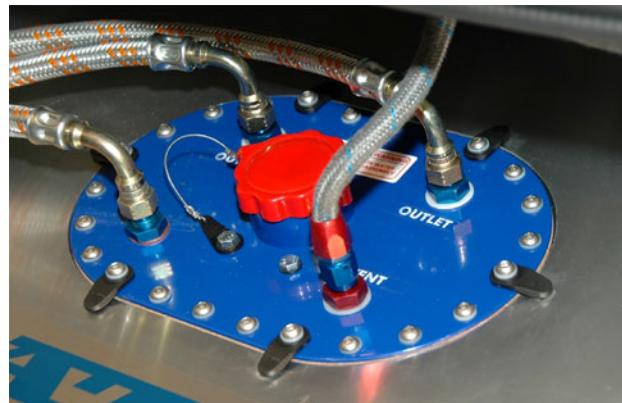
**Abb. N.17** Betankungsanlage Formel 1



**Abb. N.18** Rückschlagventile. Diese Rückschlagventile werden in den Einfüllstutzen eingebaut. Sie lassen den Kraftstoff nur in einer Richtung durchströmen und verhindern so bei einem Unfall, dass Kraftstoff über den Stutzen ausläuft

**Abb. N.19** Entlüftungsventil. Dieses Ventil wird auf der Oberseite des Tanks eingeschraubt oder steckend in die Entlüftungsleitung zum Überlaufbehälter. Das Ventil öffnet durch das Eigengewicht der Kugel erst ab einem gewissen Überdruck zur Tankentlüftung. Sinkt der Druck im Tank drückt der Umgebungsdruck die Scheibe nach unten und lässt so Luft über die Nuten am Umfang in den Behälter strömen. Kippt das Ventil oder steigt der Durchsatz in Richtung Überlauf extrem stark an (Unfall), schließt die Kugel das Ventil völlig





**Abb. N.20** Tankanschlüsse. Der Flansch ist an der Oberseite eines Sicherheitsbehälters angebracht. Der Behälter befindet sich im Kofferraum eines Tourenwagens. Der Einfüllstutzen befindet sich in der Mitte umringt von Anschlüssen. Zwei Ausgänge (*Outlet*) führen zu zwei Kraftstoffpumpen außerhalb des Behälters. Eine Leitung ist der Rücklauf und die Leitung im Vordergrund ist die Entlüftungsleitung (*Vent*) zum Überlaufbehälter

**Rückschlagventil Check Valve.** Rückschlagventile werden im Einfüllstutzen zwischen Tankdeckel und Kraftstoffbehälter eingebaut. Sie verhindern, dass Kraftstoff beim Überrollen des Fahrzeugs austritt, Abb. N.18.

**Entlüftungsventil Tank Breather Valve.** Eine Tankbelüftung ist erforderlich, weil der Inhalt ja vom Motor im Betrieb entleert wird und die entsprechende Menge Luft zum Druckausgleich nachfließen können muss. Bei steigender Temperatur muss wegen des steigenden Kraftstoffdampfdrucks auch in umgekehrter Richtung ein Druckausgleich möglich sein. Beides stellt ein Entlüftungsventil sicher, Abb. N.19. Darüber hinaus darf kein Kraftstoff bei einem Unfall ins Freie gelangen. Es muss demnach auch ein Rückschlagventil integriert sein. Entlüftungsventile sitzen auf der Tankoberseite oder werden in die Entlüftungsleitung eingebaut.

**Abreißventil Breakaway Valve.** Kommt es zu einer Leckage in einer Kraftstoffdruckleitung (Reißen einer Leitung durch Unfall etc.), schließt das Ventil dadurch, dass die Durchflussmenge über einen eingestellten Wert ansteigt.

**Schnellkupplung Ruick Release Coupling.** Für manche Veranstaltungen (z. B. Rallyes, Formel 3, Formel Renault) werden Kraftstoffentnahmeverventile verlangt. Technische Kommissare entnehmen eine Kraftstoffprobe. Dafür muss ein Entnahmestutzen mit einer selbstschließenden Kupplung in einer vorgeschriebenen Größe angebracht sein.

Zusammenfassend zeigt Abb. N.20 eine ausgeführte Flanschplatte mit typischen Tankanschlüssen.

## 4 Kraftstoffpumpe Fuel Pump

Das Fördervolumen der Pumpe muss bei Systemen mit Kraftstoffrücklauf deutlich höher als der maximale Kraftstoffbedarf des Motors sein. Zum einen braucht der Druckregler einen gewissen Volumenstrom für eine stabile Regelfunktion, zum anderen ist das Heißförderverhalten der Pumpe mit bis zu 50 % Einbußen der Nennfördermenge zu berücksichtigen.

**Tab. N.2** Daten von elektrischen Kraftstoffpumpen [5]

Modell	Spannung, V	Förderdruck, bar	Fördervolumen, l/h	Kraftstoffanschluss
A	12	2,5	135	ein <sup>1</sup> : M10 × 1,0; aus <sup>1</sup> : M10 × 1,0
B	12	3	148–237	ein: M14 × 1,5; aus: M12 × 1,5
C	12	5	135–220	ein: M18 × 1,5; aus: M12 × 1,5

<sup>1</sup> ein: Pumpeneingang, Saugseite; aus: Pumpenausgang, Druckseite

**Abb. N.21** Elektrische Kraftstoffpumpe (Hochdruckpumpe). An den Enden befinden sich die Schraubanschlüsse für Saug und Druckanschluss. Die beiden elektrischen Anschlüsse sind auf der rechten Seite zu erkennen



Es werden elektrische und mechanische Kraftstoffpumpen eingesetzt. Elektrische Pumpen können im Tank oder in der Kraftstoffvorlaufleitung (Inline-Pumpe) eingebaut sein. Die Inline-Pumpe muss zwar wegen der Entfernung zum Tank ein gutes Saugverhalten aufweisen, dafür ist sie leicht zu prüfen und zu reparieren, Abb. N.21.

Tabelle N.2 bietet einen Überblick über wichtige Daten von typischen Kraftstoffpumpen.

Eine elektrische Kraftstoffpumpe wird bei Formel-1-Motoren nur beim Start und bei langsamer Fahrt benötigt. Bei höherer Drehzahl kommt der erforderliche Benzindruck von einer mechanischen Pumpe, die von einer Nockenwelle angetrieben wird. Eine rein elektrische Versorgung würde zu viel Strom verbrauchen [5].

Mit steigender Motordrehzahl wird die zur Verfügung stehende Zeitspanne für die Gemischbildung immer kleiner. Bei den hochdrehenden Formel-1-Triebwerken werden daher Kraftstoffförderdrücke von 70 bis 80 bar aufgebaut. Dies erlaubt bei gleicher eingebrachter Kraftstoffmenge die Einspritzdauer auf 80 °KW zu reduzieren [2].



**Abb. N.22** Kraftstoffpumpen. Die beiden Kraftstoffpumpen befinden sich im Kofferraum eines Tourenwagens und sind parallel geschaltet

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit in Kraftstoffleitungen soll bei 20 m/s liegen. Damit lassen sich die Leitungsquerschnitte für den Vollastbetrieb dimensionieren.

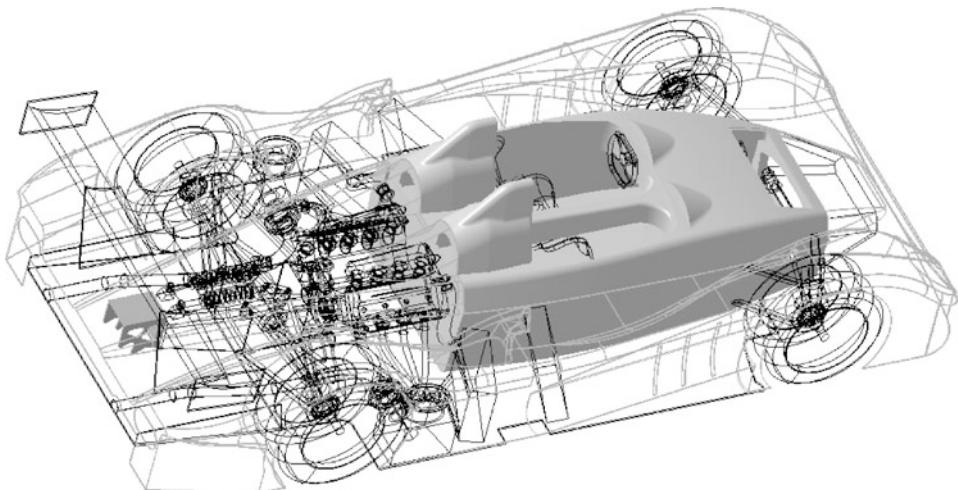
Die Pumpe sollte möglichst tief im Fahrzeug eingebaut werden. Der Schwerpunkt bleibt niedrig und die Pumpe läuft nicht leer an. Überhaupt sollen Pumpen eine möglichst kurze Saugleitung haben, weil der Kraftstoff ja durch die Druckdifferenz zur Umgebung bzw. die Schwerkraft zur Pumpe gefördert wird. Pumpen können also wesentlich besser fördern als saugen. Sie sollte auch von Wärmequellen entfernt eingebaut werden bzw. zumindest mit Kühlluft beaufschlagt werden um Dampfblasenbildung unbedingt zu vermeiden. Die elektrischen Anschlüsse müssen fest, also z. B. verschraubt, ausgeführt sein, Abb. N.22.

Bei den meisten Rennfahrzeugen muss die Kraftstoffpumpe vom Fahrerplatz aus abgeschaltet werden können, z. B. mit einem Kippschalter.

---

## Literatur References

1. Braess, Seiffert: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 4. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2005)
2. Piola, G.: Formula 1 technical analysis 2003/2004. Giorgio Nada Editore, Mailand (2004)
3. [www.fia.com/sport/Regulations/f1regs.html](http://www.fia.com/sport/Regulations/f1regs.html). Zugegriffen: 12. Dezember 2005
4. Piola, G.: Formel 1. Die Hightech-Geheimnisse der Rennställe. Copress, München (2001)
5. Hack, I.: Formel 1 Motoren, 2. Aufl. Motorbuchverlag, Stuttgart (1997)
6. Die neue S-Klasse von DaimlerChrysler. Sonderheft ATZ 10 (1998)
7. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
8. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)



Der Rahmen oder das Chassis bildet sprichwörtlich das Rückgrat eines Rennfahrzeugs. Bei Straßenfahrzeugen mit ihrer selbsttragenden Karosserie ist dies nicht (mehr) der Fall. Bei Rennfahrzeugen ist die Bauweise, dass maßgebende Baugruppen möglichst direkt miteinander verbunden werden, wesentlich ausgeprägter, muss ja auch kein Platz für Gepäck, Lasten oder Passagiere vorgesehen werden.

## 1 Anforderungen Requirements

**Funktion Function.** Folgende Aufgaben werden vom Rahmen übernommen:

- Verbindung der Radaufhängungen
- Übertragung der eingeleiteten Betriebskräfte
- Gewährleistung des erforderlichen Crashverhaltens
- Aufnahme von Motor, Antriebsstrang und Hilfskomponenten
- Aufnahme des Cockpits bzw. Unterbringung des Fahrers.

**Belastungen Loads.** Die Belastungen, die der Rahmen bei der Erfüllung seiner Funktion ertragen muss, sind vielfältig und ergeben sich im Einzelnen:

- aus den Radkräften:
  - Umfangskräfte (Treiben, Bremsen)
  - Querkräfte (Seitenführung)
  - dynamische Radlasten (Normalkräfte)
- innere Kräfte und Momente

- Motorschwingungen: Massenkräfte und -momente
- Luft- und Trägheitskräfte.

Das Ziel bei der Rahmengestaltung ist eine Realisierung hoher Steifigkeiten bei geringem Gewicht. Vor allem die Torsionssteifigkeit um die Längsachse ist für die geplante Funktion des Fahrwerks, also für das Fahrverhalten wichtig. Ein steifer Rahmen sorgt dafür, dass die gewünschte, vom Fahrwerk vorgegebene Radstellung auch tatsächlich eingehalten wird. Weiters funktionieren Torsionsstabilisatoren nur mit ausreichend steifem Rahmen wie geplant. Ein torsionsweicher Rahmen führt zu einem Radlastausgleich gegenüberliegender Räder bzw. wird vom Stabilisator verdreht.

Die Biegesteifigkeit ist im Vergleich zur Torsionssteifigkeit weniger entscheidend. Trägt eine Biegung um die Querachse doch nicht zur Radlastverlagerung (genauer Achslastverlagerung) bei.

Im gesamten Entwurfsprozess des Fahrzeugs ist der Rahmen an sich nicht die wichtigste Baugruppe. Die Fahrerposition, das Fahrwerk, der Antriebsstrang usw. sind wesentlich entscheidender und werden vorher entworfen. Der Rahmen muss „bloß“ an die dadurch vorgegebenen Aufnahmestellen angepasst werden und nicht umgekehrt. Bei integrierten Schalenrahmen (Monocoque) sind die Verhältnisse naturgemäß völlig anders, weil mit dem „Rahmen“ ein Großteil des Fahrzeugs festgelegt wird.

## 2 Bauarten Types

Im Rennfahrzeugbau gibt es einige grundlegende Arten von Rahmen. Wobei eine Entwicklung über die Jahre feststellbar ist, beginnend vom Trägerrahmen über Leiterrahmen zu Gitterrohrrahmen. Er wurde später in den höchsten Rennklassen durch den Kastenrahmen abgelöst. Die Kastenfelder waren zunächst Blechplatten später Wabenkernplatten. Derzeit stellt ein Monocoque in faserverstärkter Kunststoffbauweise die Spitze der Entwicklung dar. Daneben existieren aber auch Mischbauweisen, die geschickt Vorteile einzelner Bauweisen kombinieren. An einen Kastenrahmen, der den Vorderwagen und das Cockpit bildet, kann so beispielsweise eine Gitterrohrkonstruktion angeschraubt sein, die den Motor mit Getriebe aufnimmt, wenn dieser Verband allein nicht geeignet ist sämtliche Kräfte aufzunehmen.

Grundsätzliche Überlegungen können unabhängig von der Bauart des Rahmens angestellt werden, wenn auch die Erkenntnisse nicht bei allen Bauarten gleich wirkungsvoll umsetzbar sind. Die Lasteinleitung soll großflächig erfolgen, das vermeidet Spannungsspitzen und dickwandige Bauteile. Annähernd punktförmig angreifende Kräfte, wie sie etwa durch Fahrwerksanbindungen entstehen können, sollen an Stellen eingeleitet werden, wo sie auch direkt (also ohne Biegung oder Torsion hervorzurufen) weitergeleitet werden. Solche Stellen sind Knoten bei Gitterrohrrahmen oder Schottwände bei flächenförmigen Rahmen.

### 2.1 Gitterrohrrahmen *Tubular Spaceframe*

Gitterrohrrahmen bestehen in erster Linie aus (Profil-)Rohren, die nach Vorbild eines Fachwerks eine räumliche Struktur bilden. Die Festigkeit des Rahmens ergibt sich aus der Anordnung der Werkstoffanteile relativ weit entfernt von den Bauteilen, die der Rahmen aufnimmt. Solch ein Rahmen stellt also eine Leichtbaukonstruktion aus Stabelementen dar.

Gitterrohrrahmen sind ihrer Verwendung nach schon sehr alt und wurden in manchen Rennserien schon lange durch andere Bauweisen abgelöst. Wegen ihrer Eigenschaften sind sie aber dennoch auch heute noch für einige Hersteller und Rennserien interessant. So basieren viele Sportprototypen auf einem Stahlgitterrohrrahmen, der mit Glasfaser- oder CFK-Außenhautteilen verkleidet wird.

Ebenso bietet sich dieser Rahmen bei Tourenwagen an, wobei der Überrollkäfig direkt in den Rahmen integriert ist. Viele Raid-Fahrzeuge erhalten ihre Festigkeit durch einen Gitterrohrrahmen unter ihrer Außenhaut, die der Form einer Serienfahrzeug-Karosserie nachempfunden ist. In der nordamerikanischen NASCAR-Serie (die in den USA wesentlich populärer als die Formel 1 ist) fahren sämtliche Fahrzeuge mit einem solchen Rahmen.

### Vorteile Advantages.

- gutes Steifigkeits/Gewichtsverhältnis
- gewichtsparende Bauweise bei gleichzeitigem Potential hoher Biege- und Torsionssteifigkeit
- einfache und kostengünstige Herstellung
- einfache Reparaturmöglichkeit nach Unfällen
- einfache Möglichkeit nachträglicher Änderungen in bestimmten Bereichen; z. B. Motoreinbau
- gute Zugänglichkeit zu innenliegenden Komponenten
- Überrollstruktur kann leicht integriert werden.

### Nachteile Disadvantages.

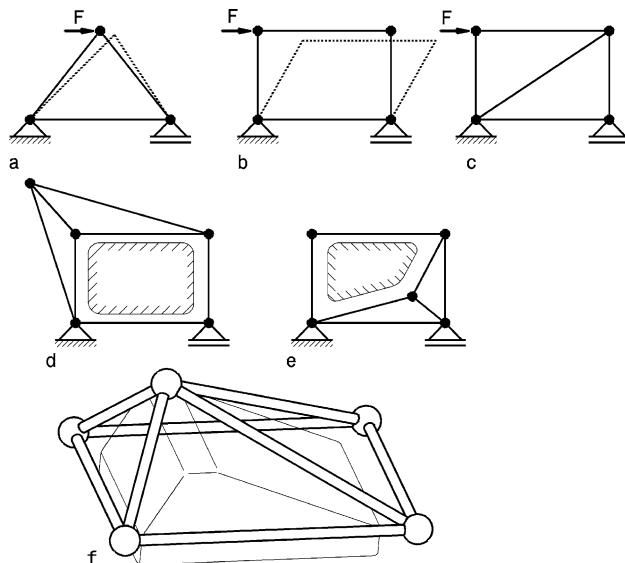
- teilweise aufwändige Vorbereitung der Stabenden vor dem Fügen, Eigenspannungen durch Toleranzen und Schweißverbindungen (örtlicher Wärmeeintrag)
- Außenhaut bzw. Verkleidung in jedem Fall erforderlich
- Schutz des Fahrers vor umher fliegenden Teilen (Steine etc.) durch zusätzliche Beplankung o. ä. erforderlich.

**Konstruktionsprinzip Design Principle.** In einem idealen Gitterrohrrahmen übertragen die Stäbe nur Zug/Druckkräfte. Damit entspricht das dem Prinzip der direkten Lastleitung und ist somit eine Maßnahme zur Senkung des Gewichts bei hoher Steifigkeit. Tatsächlich können die Stäbe auch Biege- und Torsionsmomente übertragen, weil sie in der Regel nicht gelenkig, sondern an den Knoten starr miteinander verbunden werden. Eine Annäherung an den Idealzustand wird durch die gezielte Krafteinleitung erreicht. Kräfte dürfen nur in den Knoten eingeleitet werden. An den Verbindungsknoten sollen mindestens drei Stäbe aufeinandertreffen, das ergibt im Raum die steifste Struktur. Stäbe sollen nicht mit anderen zwischen deren Anlenkpunkten verbunden werden (Biegung!). Man wird also beim Gestalten des Rahmens Dreieckstrukturen anstreben (Triangulierung) und Stäbe in Parallelogramm-Anordnung verhindern, indem man (mindestens) eine Diagonalstrebe einzieht, Abb. O.1.

Eine weitere Möglichkeit zur Erhöhung der Steifigkeit ist die Anbringung von Schubfeldern: z. B. geklebte oder genietete Al-Bleche (Blechstärke 0,9 bis 1,2 mm), Nietabstand ca. 50 mm; Sperrholz, Faserplatten (besonders am Fahrzeugunterboden, wo Kontakt mit der Fahrbahn möglich ist), Platten aus Kunststofflaminate.

Als Beispiel für einen vollständigen Rahmen zeigt Abb. O.2 den Gitterrohrrahmen eines Einsitzers. Der Rahmen verbindet die Aufhängung der Vorderräder sowie des Lenkgetriebes mit der Motoranbindung und der vorderen Anbindung der Querlenker der Hinterachse. Die übrige Radaufhängung der Hinterachse trägt das Getriebe. Außerdem sind die Überrollstrukturen (Bügel vorne auf Höhe Lenkrad und hinter dem Fahrer) in den Rahmen integriert.

**Bauelemente Components.** Gitterrohrrahmen bestehen in erster Linie aus Stäben, also Bauteilen, deren Querschnitt klein gegenüber ihrer Länge ist. Die ersten Überlegungen zu den Stäben betreffen ihre Querschnittsform. Für einen leichten Rahmen müssen die Flächen der Querschnitte für die



**Abb. O.1** Prinzip des Gitterrohrrahmens. Alle Stäbe sind in den Knoten gelenkig miteinander verbunden. **a** Ebene Dreieckstruktur ist steif, weil Stäbe nur Druck- und Zugkräfte übertragen. **b** Ebenes Rechteck kann Kraft  $F$  überhaupt nicht aufnehmen, weil es gelenkig ist, also noch einen Freiheitsgrad aufweist. **c** Durch eine zusätzliche Strebe entstehen aus dem Rechteck zwei Dreiecke. Dadurch ist dieses nun imstande die Kraft  $F$  ins Gleichgewicht zu setzen. **d** Die Versteifung durch Dreiecksbildung kann auch außerhalb des Rechtecks erfolgen, z. B. weil innerhalb Komponenten den Bauraum versperren. **e** Ähnliche Situation wie (d), nur dass innerhalb des Rechtecks Raum für Triangulierung ist. **f** Räumliche Triangulierung eines Rechtecks. Innerhalb des Rechtecks verhindern Fahrzeugkomponenten eine Versteifung. Durch mehrere Dreiecke außerhalb der Rechteckebebene kann trotzdem eine Versteifung erzielt werden

gewünschte Steifigkeit und Festigkeit möglichst klein sein. Entscheidend hierbei ist die Verteilung einzelner Flächenbereiche in der Querschnittsebene. Dazu kommt das die Beanspruchungsart (Biegung, Zug, Druck, ...) die ideale Verteilung beeinflusst. Ziel ist es also, eine vorhandene Fläche für die auftretenden Beanspruchungen möglichst günstig im Querschnitt anzutragen.

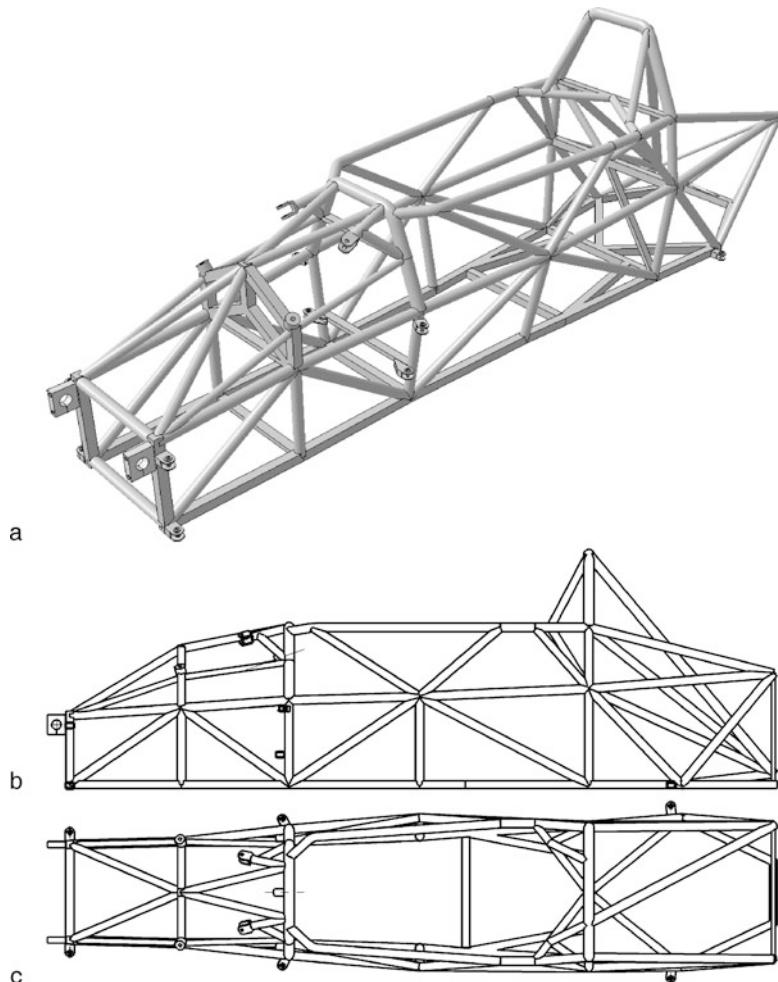
Prinzipiell günstige Querschnittsformen für einzelne Beanspruchungen zeigt Abb. O.3. Für reine Zugkräfte ist der Stab mit Vollquerschnitt die günstigste Form. Bei reinen Druckkräften muss die Versagensart Knicken berücksichtigt werden. Deshalb ist für diese Art der Belastung vor allem bei grenzlastiger Beanspruchung der Kreisringquerschnitt wesentlich besser geeignet. Soll ein Element Torsionsmomente weiterleiten, so ist der geschlossene Rohrquerschnitt die erste Wahl.

Biegemomente kommen im idealen Fachwerk zwar nicht vor, im realen Gitterrohrrahmen aber sehr wohl. Deshalb ist auch die Biegung ein Kriterium bei der Wahl der Querschnittsformen von Stäben. Die Biegesteifigkeit eines Stabes ist abhängig vom Werkstoff und von der Geometrie seines Querschnitts:

$$\text{Biegesteifigkeit} \propto E \cdot I$$

$E$  Elastizitätsmodul, N/mm<sup>2</sup>

$I$  Flächenträgheitsmoment, mm<sup>4</sup>



**Abb. O.2** Gitterrohrrahmen eines Monoposto (Formel Ford). **a** Axonometrische Darstellung **b** Grund- und Aufsicht. Der Rahmen weist 57 Knoten auf, die durch 129 Stäbe miteinander verbunden sind. Die Stäbe sind Rohre mit Kreis- und Rechteckquerschnitt

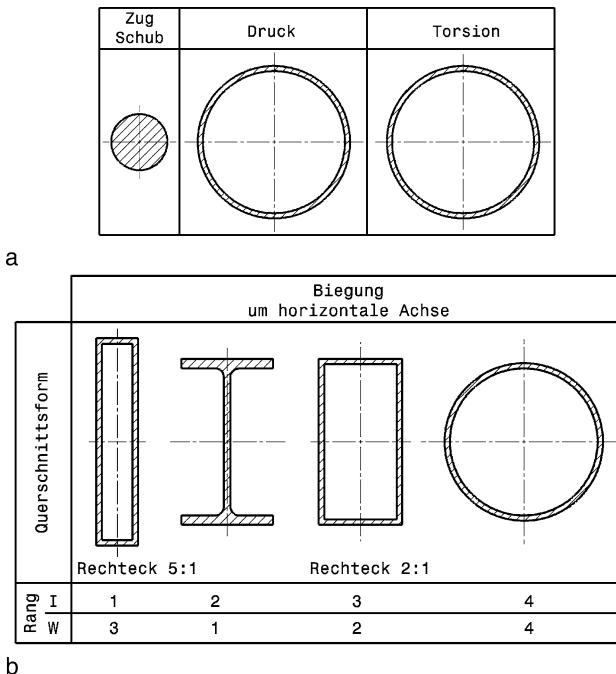
Das axiale Flächenträgheitsmoment einer Fläche  $A$  bezogen auf die Biegeachse  $X$  berechnet sich zu:

$$I_X = \int_A y^2 dA$$

$I_X$  Flächenträgheitsmoment bezogen auf Achse  $X$ ,  $\text{mm}^4$

$y$  Abstand von Achse  $X$ , mm. Siehe auch Abb. O.4

Je weiter also die Flächenanteile eines Querschnitts von der Biegeachse entfernt liegen, desto steifer ist dieser Querschnitt.



**Abb. O.3** Günstige Querschnittsformen von stabförmigen Bauteilen in Abhängigkeit vom geforderten Bauteilverhalten. **a**: Zug/Druck, Torsion, **b**: Biegung. Zu **a**: Der Vollstab bzw. ein Seil ist das ideale Element für Zugkräfte. Wegen der Knickgefahr sind Rohre für Druckkräfte besser geeignet. Zu **b**: Die Querschnitte weisen alle denselben Flächeninhalt auf. Betrachtet man Steifigkeit ( $I$ ) und Festigkeit ( $W$ ), so ergeben sich Unterschiede in der Rangordnung, nach [11]

Für die Festigkeit eines Querschnitts ist die größte Beanspruchung (Spannung) ausschlaggebend, von der im Extremfall ja das Versagen ausgeht. Im Querschnitt eines Biegestabs ist der Bereich maßgebend, der den größten Abstand zur Biegeachse aufweist. Der Kennwert für die Festigkeit folgt zu:

$$W_X = \frac{I_X}{|y|_{\max}}$$

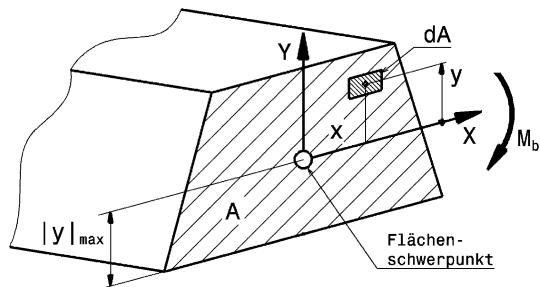
$W_X$  axiales Widerstandsmoment,  $\text{mm}^3$

$y_{\max}$  Randfaserabstand, mm. Siehe auch Abb. O.4

Besteht der Stab aus einem Werkstoff mit ausgeprägten Unterschieden in Zug- und Druckfestigkeit, werden beide Randfasern (also  $+y$  und  $-y$ ) betrachtet.

Betrachtet man nun einige Normquerschnitte hinsichtlich ihres Biegeverhaltens, Abb. O.3b, so zeigt sich das hohe, schmale Rechteck als der steifste Querschnitt vor dem I-Profil, das wiederum die höchste Festigkeit bietet. Der Kreisquerschnitt hat den praktischen Vorteil, dass er keine „Vorzugsrichtung“ der Biegeachse hat. Wenn sich die Achse von Biegemomenten im Betrieb ändert oder nicht erfassbar ist, ist der Kreisquerschnitt an dieser Stelle zu bevorzugen. Bei diesem Vergleich weisen alle Querschnitte denselben Flächeninhalt auf. Stäbe mit diesen Querschnitten sind – bei Einsatz desselben Materials – also alle gleich schwer.

**Abb. O.4** Zur Berechnung des Flächennmoments eines Querschnitts mit der Fläche A.  $M_b$  Biegemoment um Achse X. Das Flächennmoment errechnet sich aus dem Flächenintegral über A, wobei die Biegeachse durch den Flächenschwerpunkt geht



Weitere Kriterien zur Wahl eines Stabquerschnitts ergeben sich aus der Fertigung. Rechteckprofile sind einfacher zuzuschneiden und zu verbinden als Rundrohre. Sie bieten in Folge auch bessere Möglichkeiten Beplankungen oder Versteifungsbleche anzunehmen. Nahtlos gezogene (Form-)Rohre bieten zwar eine höhere Festigkeit, sind aber auch teurer als ihre geschweißten Pendants. Umgekehrt sind geschweißte (Form-)Rohre kostengünstiger bei Festigkeitsnachteilen [5].

Im Sinne einer optimalen Werkstoffausnutzung sollte der Querschnitt eines Biegestabes über seiner Länge nicht konstant sein, wenn sich das Biegemoment über der Stablänge ändert. Konifizierte Rohre weisen an ihren Enden eine größere Wandstärke auf als in der Mitte. Damit erleichtern sie das Schweißen und Löten und helfen gleichzeitig die Masse gering zu halten.

**Werkstoffe.** Einige grundlegende, physikalische Überlegungen sind beim Thema Steifigkeit hilfreich. Die Steifigkeit, also der Verformungswiderstand eines Bauteils gegen Lasten, ist im linear-elastischen Bereich nur vom Elastizitätsmodul  $E$  und Querschnittsabmessungen, wie Fläche oder Flächenträgheitsmomente, abhängig. Angenommen es soll nun die Steifigkeit eines Stahlrahmens erhöht werden, ist der bloße Wechsel zu einem höherfesten Stahl zwecklos, weil er ja denselben E-Modul aufweist wie der Stahl mit geringerer Festigkeit. Eine Verbesserung wird in diesem Fall durch eine Querschnittsvergrößerung oder durch ein anderes Material erreicht. Ein höherfesterer Werkstoff verschiebt die Höhe der Last nach oben, ab der eine plastische (bleibende) Verformung auftritt. Aus dem Grund werden für Rennfahrzeuge, die eine lange Lebensdauer haben, hochwertige Stähle eingesetzt, auch wenn sie teurer und schwieriger zu verarbeiten sind. Man muss dabei bedenken, dass beispielsweise Produktionssportwagen von Hobbyfahrern über 20 Jahre im Renneinsatz gefahren werden.

Wird Stahl durch Aluminium ersetzt, um das Gewicht des Rahmens zu reduzieren, müssen – je nach Beanspruchungsart – Querschnittsgrößen, wie Fläche oder Flächenmomente, im Verhältnis der E-Module  $E_{\text{Stahl}}/E_{\text{Aluminium}}$  erhöht werden.

Reynolds 531 (Handelsbezeichnung für Mn-Mo-Stahl mit  $R_m = 700$  bis  $850 \text{ N/mm}^2$ ), 25CrMo4 (DIN EN 10083), S355J2G3 (DIN EN 10025), S275J2G3 (DIN EN 10025).

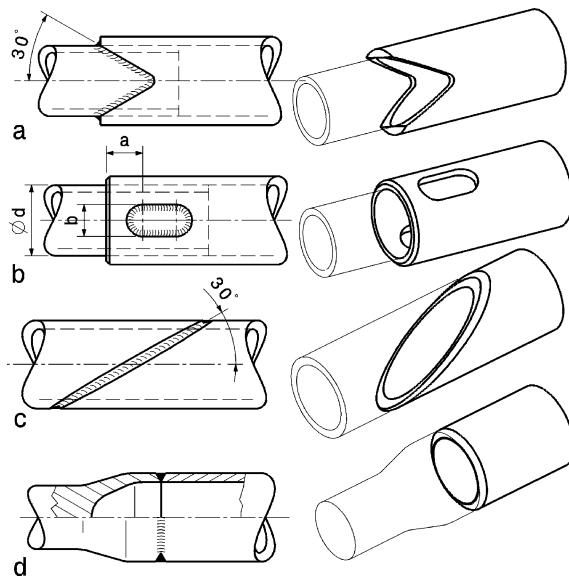
Wegen ihres Verformungsvermögens bei hoher Festigkeit werden in [15] auch (lasergeschweißte) austenitische Stähle für Fahrzeugrahmen vorgeschlagen: X2CrNiN 18-7 und X2CrNiMoN 22-5-3 (EN 10088).

Aluminium-Knetlegierungen, z. B. AlMg3 F23, AlMgSi1 F20.

**Abmessungen Dimensions.** Dimensionen für Stahlrohre:  $\varnothing 13 \times 0,9$  bis  $1,6 \text{ mm}$  Wandstärke,  $\varnothing 26 \times 0,9$  bis  $1,2 \text{ mm}$ . Größte Rohre bis  $\varnothing 40 \times 2$ .

Profilrohre werden etwa in den Dimensionen  $20 \times 20 \times 1 \text{ mm}$  bis  $28 \times 28 \times 1,5 \text{ mm}$  verbaut.

**Abb. O.5** Günstige Lage von Schweißnähten bei Rohrstößen  
*favourable weld seams for tube junctions.* **a** Rohrstoß mit Schweißnaht unter Schub *fishmouth joint*, **b** Schlitznaht *rosette*. Breite  $b$  ca.  $d/4$ , min. Randabstand  $a = d/2$ , **c** Schräg-Stumpfstoß *diagonal butt weld*, **d** V-Naht im Rohrbereich eines Übergangsstücks *V weld joint*



**Verbindungen Joints.** Als Verbindungsmethoden für die stabförmigen Bauelemente eines Gitterrahmens bieten sich an:

- Hartlöten
- Kleben
- Schweißen

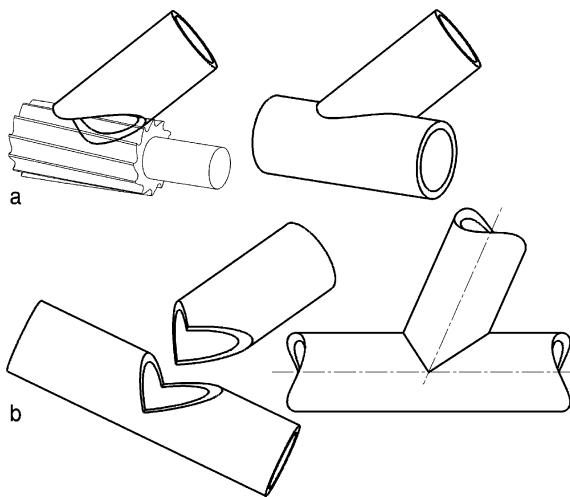
Beim Hartlöten kommt Auftragsslöten (*fillet brazing*) und Muffenlötzung in Frage.

Kleben mit Muffen ermöglicht die Verbindung unterschiedlicher, nicht schweiß- bzw. lötbarer Werkstoffe und erleichtert den Fügeprozess.

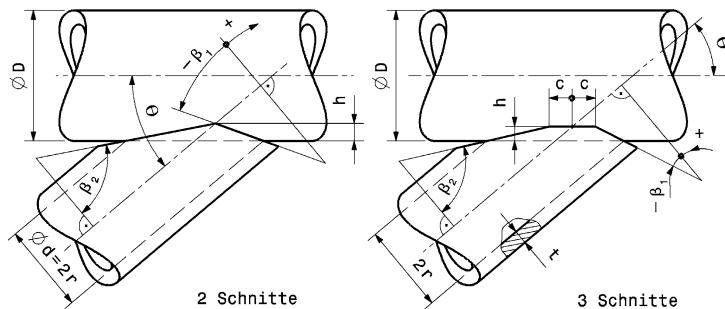
Schweißen benötigt weniger Zeit als Löten und ist einfacher automatisierbar. Es kommen im Prinzip alle gängigen Verfahren (Elektrodenstablichtbogens., Metall-Inert-Gas MIG, Wolfram-Inert-Gas WIG, Gasschmelzs.) in Frage. Elektrodenstabschweißen liefert allerdings bei kleinen Wandstärken (etwa unter 2 mm) kaum befriedigende Ergebnisse. Je nach Werkstoff, Anzahl und Anordnung der Schweißnähte kann eine Wärmebehandlung des Rahmens erforderlich werden um die Eigenspannungen abzubauen. Schweißstellen sind Schwachstellen in einer Konstruktion und sollen daher in weniger hoch beanspruchte Zonen gelegt werden. Nahtanhäufungen sollen vermieden werden. Bei Rippen oder Knotenblechen wird daher an der Stoßstelle zu anderen Nähten eine Aussparung angebracht. Durch entsprechende Gestaltung der Anschlussteile können Schweißnähte auch vorteilhaft verlängert werden oder die Beanspruchungsart (z. B. von Zug auf Schub) verändert werden, Abb. O.5.

In zur Achsrichtung der Rohre schräg liegenden Schweißnähten tritt nicht nur eine reine Zugbeanspruchung auf, sondern die Schweißnaht ist auch länger als der Rohrumfang (a,c). Schlitzschweißungen (b) können auch mit anderen Schweißnähten kombiniert werden. Empfehlungen zu Abmessungen sind im Bild angegeben. Bei Querschnittsübergängen kann die Schweißverbindung durch Anpassen des Anschlusses im Rohrbereich mit gleich bleibendem Durchmesser sowie Wandstärke bleiben (d) und so wird die Lage im hoch beanspruchten Übergangsbereich vermieden.

**Abb. O.6** Vorbereitung von Rohrrohren vor dem Fügen. **a** Fräsen des Anschlussrohres mit Walzfräser, **b** zwei ebene Schnitte an Rohren mit gleichem Durchmesser



Vor dem Schweißen oder Löten müssen die Rohrenden bearbeitet werden. Bei Kreisrohren bietet sich das Abfräsen eines Endes mit einem Walzenfräser passenden Durchmessers an, Abb. O.6a. Bei Rohrstößen von Rohren mit gleichem Durchmesser kann die Vorbereitung exakt mit je zwei ebenen Schnitten erfolgen, Abb. O.6b.



$$h = \frac{D^2}{2} - \sqrt{\frac{D^2}{4} - r^2}$$

$$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{h \cdot \sin \Theta}{r + h \cdot \cos \Theta}\right)$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{h \cdot \sin \Theta}{r - h \cdot \cos \Theta}\right)$$

$$\beta_1 = 90^\circ - \Theta + \alpha_1$$

$$c = \sqrt{r^2 - (r-t)^2}$$

$$h = \frac{D^2}{2} - \sqrt{\frac{D^2}{4} - (r-t)^2}$$

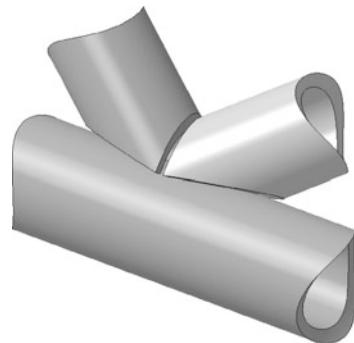
$$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{h \cdot \sin \Theta}{r + h \cdot \cos \Theta - c \cdot \sin \Theta}\right)$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{h \cdot \sin \Theta}{r - h \cdot \cos \Theta - c \cdot \sin \Theta}\right)$$

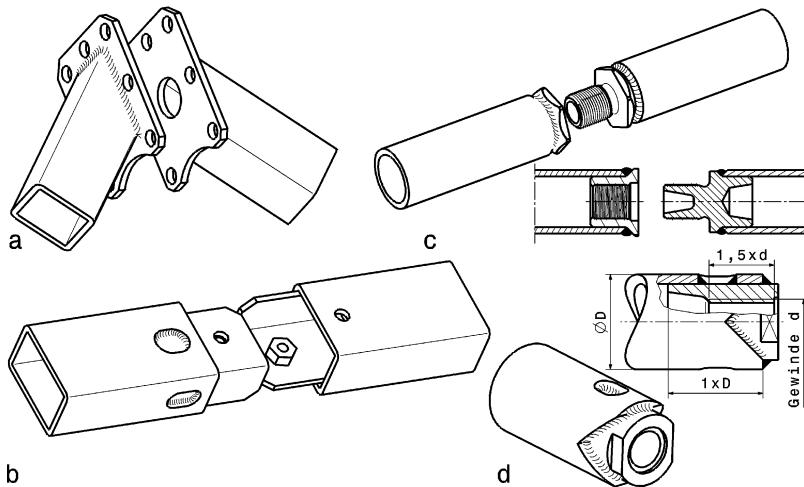
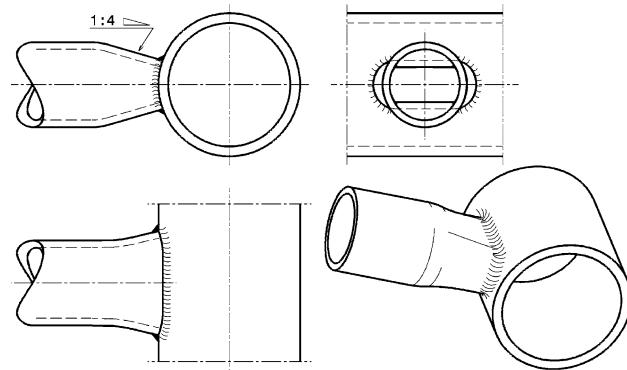
$$\beta_2 = -90^\circ + \Theta + \alpha_2$$

**Abb. O.7** Ebene Schnitte für Füllstäbe, nach [4]. Die Vorbereitung zum Fügen des Füllstabs besteht aus zwei bzw. drei ebenen Schnitten.  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  Hilfswinkel zur Berechnung der Schnittwinkel  $\beta_1$  und  $\beta_2$

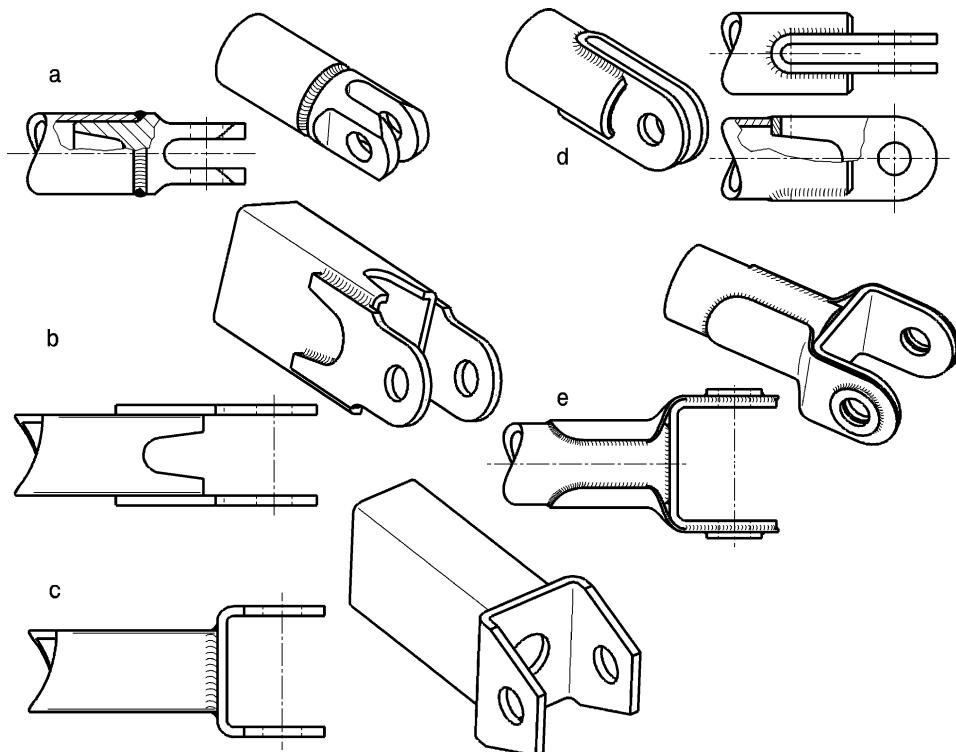
**Abb. O.8** Knoten vor dem Zusammenschweißen, nach [3]. Die Strebenden sind mit zwei ebenen Schnitten gefertigt worden. Zwischen den beiden Streben kann auch ein Verstärkungsblech eingesetzt werden



**Abb. O.9** Rohrende teilweise abgeflacht, nach [3]. Eine Verbindung mit geringer spanender Vorarbeit



**Abb. O.10** Lösbare axiale Verbindungen von Stäben. **a** Kopfplattenverbindung [3], **b** Verbindung mit Blechstreifen [3], **c** Schraubverbindung, **d** Gewindeeinsatz für hohe Beanspruchung



**Abb. O.11** Gabelenden an Streben. **a** Einschweißende boss type tube end, **b** zwei Laschen two tabs, **c** Blechwinkel angle, **d** Blechstreifen u-förmig gebogen u shaped sheet, **e** breite Gabel mit Verstärkungsblechen wide yoke with reinforcement

Aber auch beim Anschließen von schlankeren Rohren an ein dickeres kann die Schweißvorbereitung der Enden durch einfache ebene Schnitte erfolgen, Abb. O.7.

Mit ebenen Schnitten von Rohrenden können auch zwei Stäbe zu einem Knoten zusammengeführt werden, Abb. O.8.

Komplexe Schnittkurven lassen sich auch – CAD-Daten des Rahmens vorausgesetzt – über einen Laserschneider am Rohrende erzeugen.

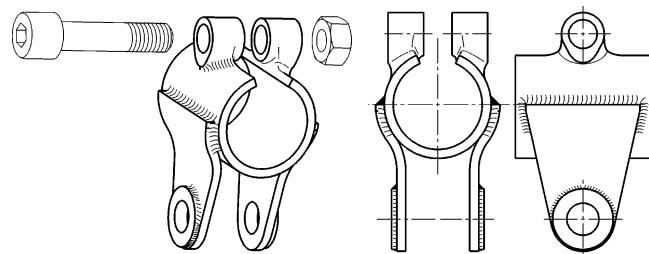
Bei runden Querschnitten kann das Ende vor dem Schweißen zweiseitig abgeflacht werden, Abb. O.9. Das erspart eine mechanische Bearbeitung und verbreitert nebenbei die Fügezone in einer Richtung über den ursprünglichen Durchmesser hinaus.

Müssen Stäbe axial so verbunden werden, dass die Verbindung wieder lösbar ist, können Methoden wie in Abb. O.10 dargestellt eingesetzt werden.

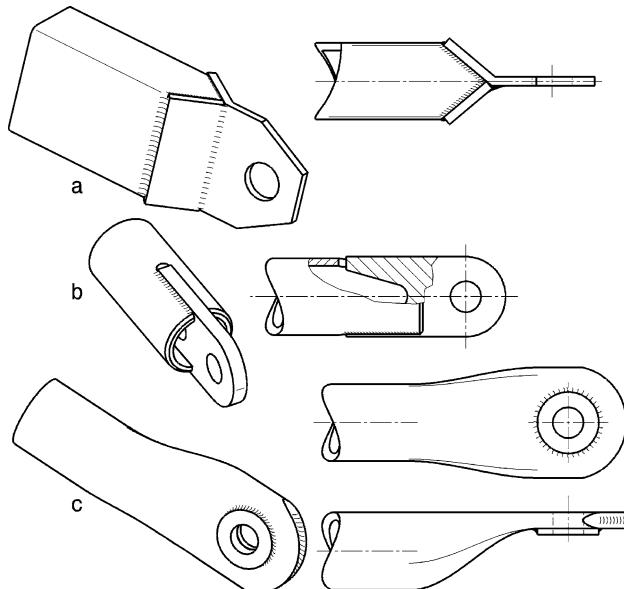
Die Kopfplattenverbindung (a) kann an einem Gehrungsschnitt ebenso wie an einem geraden Stoß eingesetzt werden. Die beiden Kopfplatten werden miteinander verschraubt.

Abstützungen von Überrollbügeln, Motorbefestigungen, Fahrwerksteile und andere Elemente können so angeordnet sein, dass sie entfernbar und mitunter auch im Winkel einstellbar sein müssen. Für solche Streben sind Gabeln am Ende vorteilhaft. Einige Möglichkeiten gabelförmige Enden an Profilrohren anzubringen sind in Abb. O.11 dargestellt.

**Abb. O.12** Rohrklemme *tubular clamp*, nach [1]



**Abb. O.13** Auswahl von Rohrrenden mit einfacher Lasche.  
a Y-Stück, bestehend aus zwei Blechen  
b ebene Blechlasche in Schlitz  
c Rohr zu einer Seite hin umgeformt

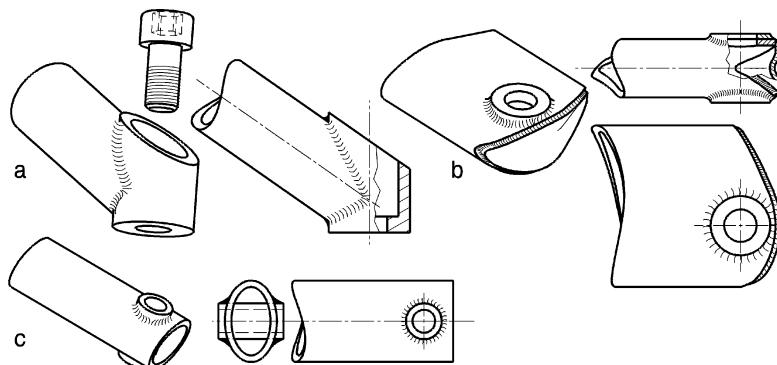


Für kleinere Abmessungen kann ein Einschweißende (a) eingesetzt werden. Dieses Gabelende wird an das Hohlprofilende angeschweißt. Für größere Lasten soll die Schweißnaht wie in Abb. O.11d angeordnet werden. Die Verbindung zwischen Gabel und Rohr kann zusätzlich mit Blechstreifen verstärkt werden, Abb. O.11e.

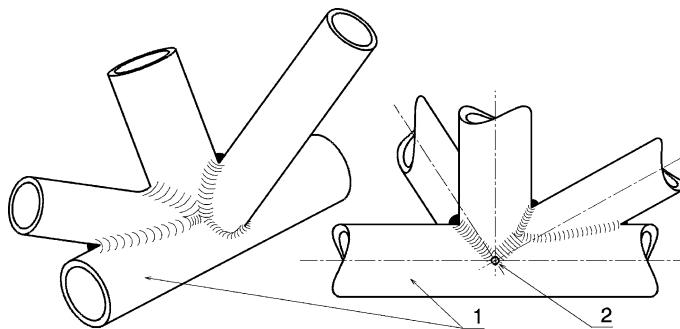
Eine Rohrklemme bietet eine weitere Verstellmöglichkeit indem sie entlang des Rohres verschoben wird, Abb. O.12.

Werden Laschen am Ende eines Rohres benötigt, etwa für einschnittige Verschraubungen oder zur Aufnahme einer Gabel, können diese auf unterschiedliche Art gestaltet werden. Abb. O.13 zeigt eine Auswahl von Verbindungen. Aus zwei Blechen kann ein Y-förmiges Stück gebogen und geschweißt werden, das an das passend zugeschnittene Profilrohr angeschweißt wird (a). Die Schweißnähte werden so günstiger beansprucht als beim stumpfen Anschweißen eines T-Stücks. Ein ebenes Blech kann auch in einen entsprechenden Schlitz eines Rohres eingeschweißt werden (b). Durch Umformen eines Rohres ergibt sich eine weitere Möglichkeit eine einfache Lasche darzustellen. Die Lasche kann dabei zu einer Seite hin gepresst werden (c) oder auch mittig zur Rohrachse geformt werden.

Weitere Schraubverbindungen mit Enden von Stäben, Abb. O.14.



**Abb. O.14** Auswahl von Rohrenden mit Hülse. **a** Rohrende mit Schraubtasse, **b** Ende eines Ellipsenprofils, **c** Ende eines Tragflächenprofils



**Abb. O.15** Rahmenknoten allgemein. **1** Hauptröhre, **2** gemeinsamer Schnittpunkt aller Mittellinien

Eine Schraubtasse (a) am Ende eines Rohres bietet eine einfache Möglichkeit, das Rohr in einem nahezu beliebigen Winkel zur Schraubachse anzustellen. Zur Verschraubung können Innensechskant- oder Sechskantschrauben benutzt werden. Bei Letzteren muss der Innendurchmesser der Tasse natürlich so groß sein, dass die Stecknuss für das Anziehen der Schraube hineinpasst.

Weitere Verbindungsmöglichkeiten von Rohren werden auch von der FIA für den Bau von Überrollbügeln vorgeschrieben, siehe auch Abschn. C.3 Sicherheit.

Gemäß der Grundidee eines steifen Gitterrohrrahmens werden meist mehr als zwei Rohre in einem Knoten zusammen geführt werden. Wichtig dabei ist, dass sich die Mittellinien aller Streben auf der Mittellinie des Hauptröhres treffen, Abb. O.15.

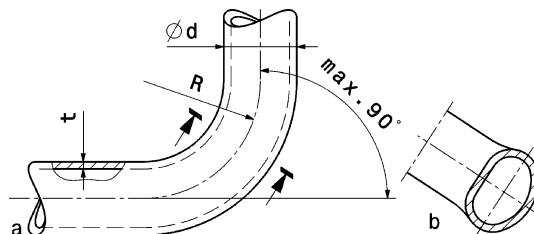
**Rohrbögen Elbow Joints.** Wird ein Rahmen streng nach dem Fachwerk-Prinzip aufgebaut, kommen keine Biegungen in den Rohren vor, sie sind alle gerade. Eine Biegung gibt ja eine bevorzugte Ausknickrichtung einer Strebe vor und das ist unbedingt zu vermeiden. Trotzdem werden Biegungen eingesetzt und zwar dann, wenn das Rohr eine bekannte Belastungsrichtung aufweist und wenn das Rohr eine Richtungsänderung in einem Stück abdecken muss. Bei bekannter Belastungsrichtung wird die Biegung der Last entgegen gerichtet und damit die Tragfähigkeit des Rohres sogar erhöht. Überrollbügel müssen bei den meisten Rennklassen aus einem Stück bestehen. In jedem Fall ist es ratsam den Biegeradius nicht zu klein zu wählen, denn sonst wird der Rohrquerschnitt zu stark ovalisiert

**Tab. O.1** Kleinste zulässige Biegeradien für Rohre, nach DIN 5508. Begriffe siehe Abb. O.16.

Rohre aus unleg. Baustahl, z. B. S235JRG1			Rohre aus Aluminium-Knetlegierungen, z. B. EN AW-5754 [AlMg3 F23], EN AW-6082 [AlMgSi1 F20]		
$d$ , mm	$t \geq$ , mm	$R_{\min}$ , mm	$d$ , mm	$t \geq$ , mm	$R_{\min}$ , mm
> 10,2–13,5	1	32	> 10–12	1	40
> 13,5–16	1,5	40	> 12–14	1	50
> 16–19	1,5	45	> 14–18	1	63
> 19–21,3	2	56	> 18–22	1,5	80
> 21,3–25	2	63	> 22–25	1,5	100
> 25–26,9	2	70	> 25–32	2	110
> 26,9–31,8	2	80	> 32–40	2	140
> 31,8–38	2	100	> 40–50	2,5	200
> 38–42,4	2	110	> 50–60	3	200
> 42,4–51	2,5	125	> 60–70	3,5	250

Die Werte gelten für das Kaltbiegen mit Biegevorrichtung ohne Stützdorn oder von Hand.

**Abb. O.16** Rohrbiegung. **a** Angaben zu Tab. O.1, **b** Rohrquerschnitt im Bogen mit starker Ovalisierung, wie sie zu vermeiden ist, z. B. durch Rohrfüllung oder Stützdorn



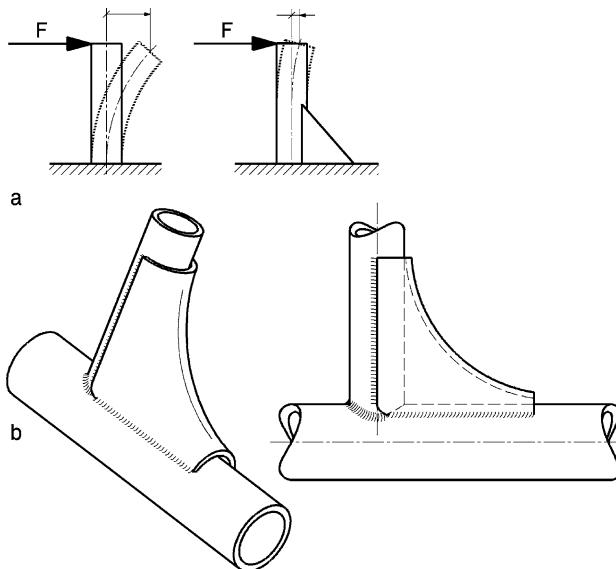
und in der Zugzone die Festigkeitsgrenze des Rohrwerkstoffes überschritten. Ein weiterer Punkt der die Festigkeit betrifft ergibt sich dadurch, dass durch den Umformvorgang die Wanddicke um bis zu 20 % abnehmen kann [21]. Tabelle O.1 können Anhaltswerte für Mindest-Biegeradien entnommen werden.

**Versteifungen Stiffener.** Versteifungen helfen die Biegebeanspruchung von Rahmenrohren, wie sie durch steife Knoten entstehen, zu vermindern bzw. sie erhöhen die Steifigkeit eines Knotens. Die Durchbiegung eines einseitig eingespannten Stabes wächst ja mit der dritten Potenz seiner Länge, Abb. O.17a. Reduziert man seine freie Länge durch eine Versteifung, z. B. auf die Hälfte, so verringert sich dadurch seine Biegung auf ein Achtel, seine Steifigkeit hat somit auf das Achtfache zugenommen. Dadurch können auch kleinere Versteifungen die Steifigkeit eines Rahmens messbar erhöhen. Bei Stäben, die nur auf Zug oder Druck beansprucht werden, erhöht sich zwar die Steifigkeit des Rohres nicht, aber deren Knicklänge wird durch die Versteifung reduziert. Bei sehr hohen Belastungen stellt dies einen Vorteil für den Rahmen dar, weil er dadurch erst später versagt.

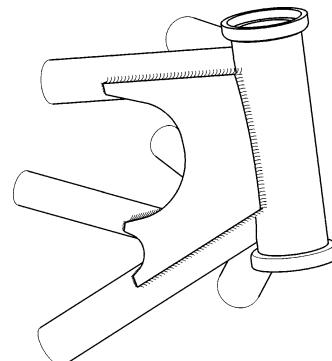
Versteifungen werden aber auch gebraucht um Befestigungsaugen an einem Rahmen darzustellen.

Versteifungen können aus Blechplatten bestehen, die auf die zu verbindenden Rohre im Stoßbereich geschweißt werden. Durch eine entsprechende Gestaltung der Bleche können Steifigkeitsbrüche im Rahmen vermieden werden, Abb. O.18.

**Abb. O.17** Versteifung an einer Rohranbindung. **a** Wirkprinzip einer Versteifung: Links ohne, rechts mit Versteifung, **b** rund gefalztes Versteifungsblech an einer Rohranbindung. Das Blech nimmt in seiner Wirkhöhe kontinuierlich zu und vermeidet so einen Steifigkeitssprung im Rahmenrohr



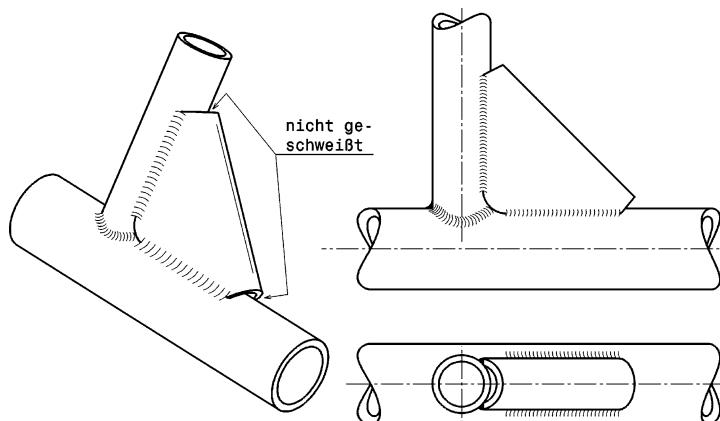
**Abb. O.18** Knotenblech zur Rahmenversteifung an einem Motorradrahmen. Das Knotenblech verstellt die Anbindung der Rahmenrohre an den Lenkkopf, der die beiden Gabellager aufnimmt. Zur Vermeidung von Steifigkeitssprüngen weist das Versteifungsblech einen kontinuierlichen Übergang zu den Rohren hin auf



Bei einer Rohranbindung sind gefalte Knotenbleche (*gusset*), die die Rohre in der Nähe ihrer neutralen Faser berühren, wesentlich besser als ein einfaches Knotenblech, das wie eine Versteifungsrippe zwischen die Rohre geschweißt wird, Abb. O.19.

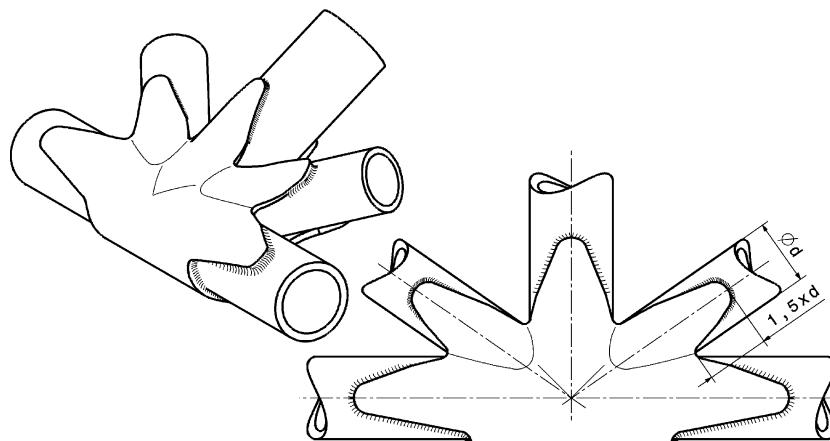
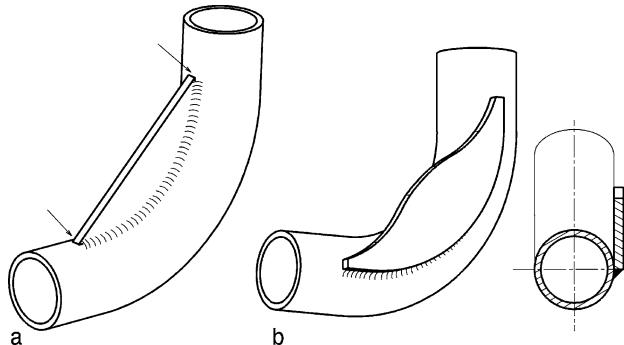
Versteifungsrippen für einen Rohrbogen sollen nicht im Bogen, sondern außen an der neutralen Faser des Rohres angeschweißt werden, Abb. O.20. Im ersten Fall (a) ergibt sich eine Spannungserhöhung am Übergang vom Rohr auf das Versteifungsblech. Dieser Bereich am Innenbogen ist ohnedies stärker beansprucht als die Wand im Bereich der neutralen Faser. Außerdem können Bleche einreißen oder beulen, wenn sie zu hoch und dünn sind. Wird eine Versteifung entlang der neutralen Faser geschweißt (b), ist der Spannungsverlauf im Rohr wesentlich gleichmäßiger. Das Blech soll in seiner Höhe ansteigend zunehmen, damit der Steifigkeitsverlauf der Schweißkonstruktion keinen Sprung aufweist. Damit auch die beiden Enden gut geschweißt werden können, muss allerdings ein spitzes Auslaufen der Blechkontur unbedingt vermieden werden.

Treffen mehrere Rohre in einem Knoten aufeinander, kann über alle Rohre ein gemeinsames Verstärkungsblech gelegt werden, Abb. O.21.



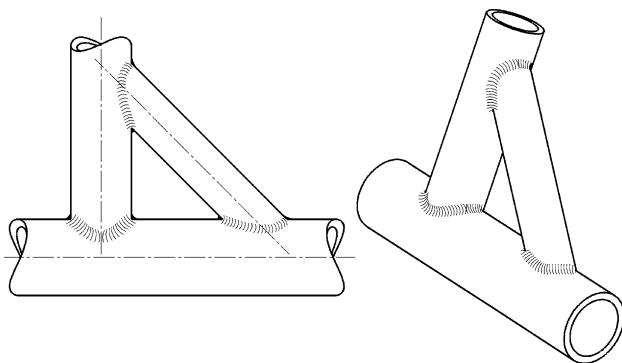
**Abb. O.19** Gefalztes Knotenblech einer Rohrverbindung, nach [14]. Die Schweißnaht soll zur Vermeidung von Spannungskonzentrationen nicht um das Rohr geführt werden

**Abb. O.20** Anordnung von Verstärkungsblechen an einem Rohrbogen. **a** Blech, das direkt in den Bogen geschweißt ist, erzeugt Spannungsspitzen (Pfeile) am Übergang, **b** günstig angebrachtes Versteifungsblech. Das Blech ist an der neutralen Faser der Biegung angeschweißt



**Abb. O.21** Gemeinsames Verstärkungsblech an einem Rohrknoten. Zur Vermeidung von Steifigkeitssprüngen in den einzelnen Rohren verlaufen die Blechenden fingerförmig

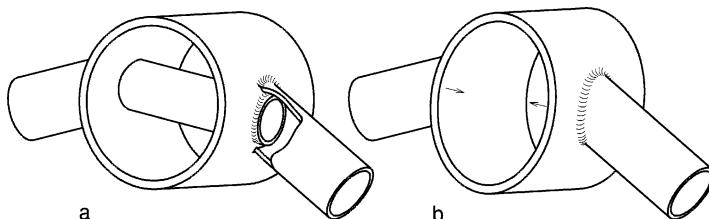
**Abb. O.22** Versteifung mit einem Füllstab



Sollen Rohre in einem größeren Abstand von der Zusammenführung verstieft werden, können Füllstäbe eingezogen werden, Abb. O.22.

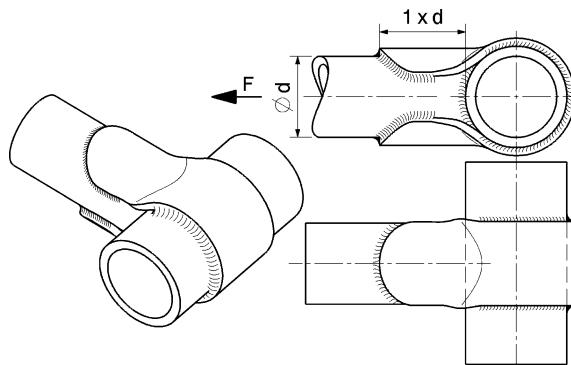
Verstärkungen können auch innerhalb eines dünnwandigen Hauptröhres angebracht werden, an das Rohre mit wesentlich geringerem Durchmesser angeschweißt werden. Ein Querrohr, das in eine entsprechende Bohrung des Hauptröhres geschweißt wird, verhindert eine Ovalverformung des Hauptröhres durch die Längskräfte der beiden Streben, Abb. O.23.

An rechtwinkeligen Rohrstößen mit ausgeprägter Zugbeanspruchung kann zusätzlich ein Blechband als Verstärkung angebracht werden, damit die Schweißnaht entlastet wird, Abb. O.24.

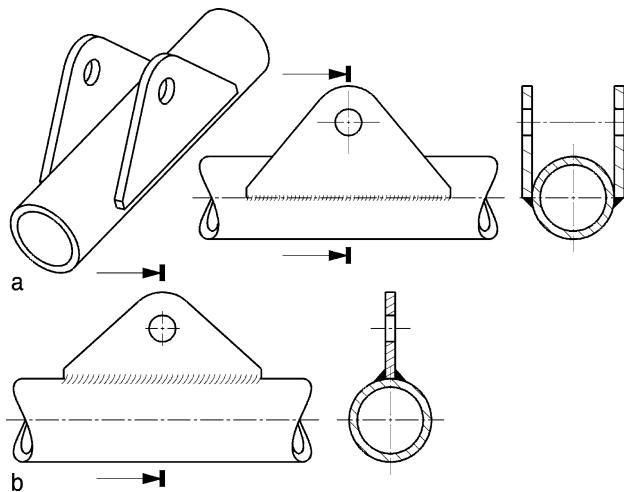


**Abb. O.23** Rohrstoß zweier dünner Rohre auf ein im Durchmesser größeres. **a** Durch Einfügen eines Querrohrs wird die örtliche Beanspruchung des dünnwandigen Hauptröhres reduziert. **b** Ohne Querrohr wird das Hauptrohr oval

**Abb. O.24** Verstärkung mit Blechband an einem Rohrstoß. Die Länge des Blechbands richtet sich grob nach dem Durchmesser des anzubringenden Rohrs



**Abb. O.25** Anbringung einer Befestigungslasche an einem geraden Rohr. Das Blech soll an der neutralen Faser der Biegung angeschweißt werden. **a** Günstige Anordnung mit zwei Laschen an der neutralen Faser des Rohres, **b** ungünstig angebrachte Lasche



Befestigungslaschen, wie sie für Streben, Fahrwerksteile, Wärmetauscher usw. benötigt werden, müssen auf dieselbe Art wie Versteifungsrippen an den Rohren angebracht werden, damit keine Kerben und somit Schwachstellen im Rahmenrohr entstehen, Abb. O.25.

### 2.1.1 Oberflächenbehandlung [14] Surface Finish

Der Rahmen benötigt eine Oberflächenbehandlung als Korrosionsschutz und zur optischen Aufwertung. Dazu gibt es mehrere Verfahren.

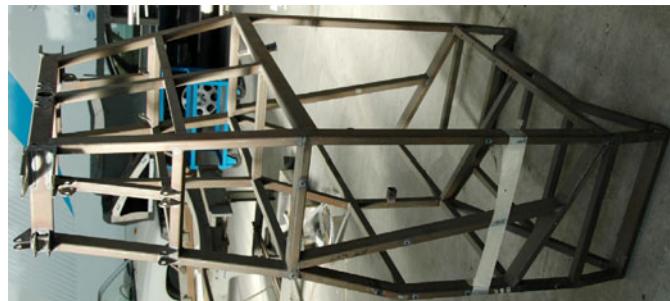
**Galvanisieren Galvanising.** Obwohl diese Technik ein attraktives Finish verspricht, muss man für erstklassige Qualität mit hohem Kostenaufwand rechnen. Zudem hebt dieses Verfahren optische Schönheitsfehler wie klumpige Schweißnähte und Kratzer noch auffälliger hervor.

Manchmal werden Säurereste aus dem galvanischen Bad in den Rohren eingeschlossen – entweder durch nicht völlig verschweißte Stoßstellen oder wenn keine Entlüftungslöcher vorgesehen wurden. Solche Entlüftungsöffnungen können wiederum Spannungskonzentrationen und somit vorzeitige Ermüdungsbrüche verursachen. Eingeschlossene Säurerückstände erzeugen eventuell Korrosion von innen her und können an den Schweißnähten durchsickern; die Folge sind Roststellen und hässliche Flecken.

Versprödung durch Wasserstoffeinwirkung ist eine weitere Gefahr beim Galvanisieren. Bei der Behandlung im Bad wird Wasserstoff ausgeschieden, der in das Oberflächengefüge des Stahls ein dringt und Materialfehler verursachen kann. In dieser Hinsicht ist Vernickeln dem Verchromen vorzuziehen. In vielen Rennformeln dürfen beispielsweise die Teile der Radaufhängung nicht (mehr) verchromt werden.

Trotz der beschriebenen Nachteile muss gesagt werden, dass Motorradfahrwerke jahrelang vernickelt verkauft wurden, allem Anschein nach ohne Probleme.

**Lackieren Painting.** Laufend erscheinen neue Lacksorten auf dem Markt, daher sollte man sich immer an die Verarbeitungsvorschriften der Hersteller halten. Nitrolacke mögen für Tanks und andere Anbauteile gut genug sein; den Ansprüchen an eine Rahmenlackierung können sie jedoch nicht genügen. Dort erzielt das traditionelle Einbrennlackieren das beste Allround-Finish. Die moderneren



**Abb. O.26** Gitterrohrrahmen für einen Produktionssportwagen. Der Rahmen ist von schräg oben zu sehen. Der Motorbereich ist *rechts*

elektrostatischen Spritzverfahren mit Epoxidpulver haben zwar ihre Anhänger gefunden; diese Lackierung ist aber – obschon widerstandsfähiger gegen Beschädigung – auch schwerer auszubessern.

**Kunststoffbeschichteten Plastic Coating.** Dieses für Rahmen relativ neue Verfahren ergibt eine hervorragende Oberflächenqualität, wenn es zur Erslackierung eingesetzt wird. Es überdeckt Schönheitsfehler, ist aber auf lange Sicht unpraktischer, denn Kratzer lassen sich nicht so leicht herauspolieren und ausbessern wie aus Lackoberflächen. Darüber hinaus kann durch Beschädigungen, die bis zum Metall reichen, Feuchtigkeit großflächig vordringen und große Roststellen bzw. Blasenbildung erzeugen. Bei Lackoberflächen bleibt Korrosion auf die Schadstelle begrenzt und ist leicht reparabel.

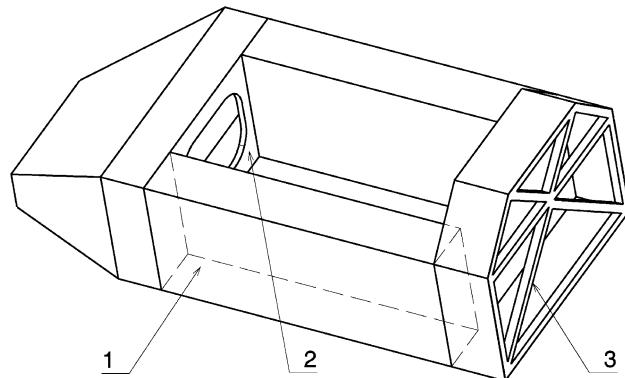
**Eloxieren Anodising.** Obschon manche Aluminiumlegierungen ziemlich korrosionsbeständig sind, führt das Streusalz im Winter zu sichtbarem korrosivem Angriff (weißer Belag). Eloxieren ist ein schützendes Verfahren, mit dem durch Eintauchen in ein Säurebad ein zäher Oxidfilm auf der Werkstückoberfläche erzeugt wird. Diese Oxidschicht kann sogar eingefärbt werden – grau, gold, rot, blau oder schwarz – und trägt damit nicht nur zum Korrosionsschutz, sondern auch zu attraktivem Aussehen bei. Manche Legierungen profitieren von diesem Verfahren mehr als andere; gewalztes Material spricht besser darauf an als Guss. Das Grundmaterial sollte aber wegen unvermeidbarer Versprödung beim Eloxieren eine hohe Grundzähigkeit aufweisen. Die Oberfläche soll glatt und frei von Spalten (Schweißnähte durchgehend!) und Rissen sein.

Abschließend zum Gitterrohrrahmen ein ausgeführtes Beispiel für einen Produktionssportwagen, Abb. O.26.

## 2.2 Kastenrahmen Sheet Metal Monocoque

**Konstruktionsprinzip Design Principle.** Der Rahmen besteht aus kastenförmigen, hohlen Gebilden aus dünnen Blechen und/oder Platten sowie massiven Einzelholmen oder Spanten, Abb. O.27. Die Wände übertragen dabei sämtliche Kräfte über Zug/Druck und Schub. Vorteilhaft sind Platten mit Sandwich-Aufbau. Diese sind bei relativ geringem Gewicht imstande auch Biegemomente zu übertragen. Im Gegensatz zum Gitterrohrrahmen sind somit teilweise (einmal von ästhetischen und aerodynamischen Forderungen abgesehen) keine zusätzlichen Verkleidungen mehr erforderlich. Zur Einleitung konzentrierter Einzelkräfte werden Verstärkungen und Holme herangezogen.

**Abb. O.27** Prinzip eines Kastenrahmens. Der Rahmen besteht aus kastenartigen, dünnwandigen Gebilden. 1 einzelner Kasten, 2 Schottwand, 3 Querspant



### Vorteile Advantages.

- Verkörperung des Leichtbauprinzips, nämlich nur Zug- und Druckkräfte in den Bauteilen und großer Abstand zwischen den Randfasern
- Verkörperung des Leichtbauprinzips, dass jedes Teil mehrere Funktionen erfüllt: Die Außenhaut ist mittragend
- keine oder zumindest teilweise keine Außenhaut erforderlich
- Crashelemente leicht realisierbar und rundum (vorne, hinten, seitlich) leicht integrierbar.

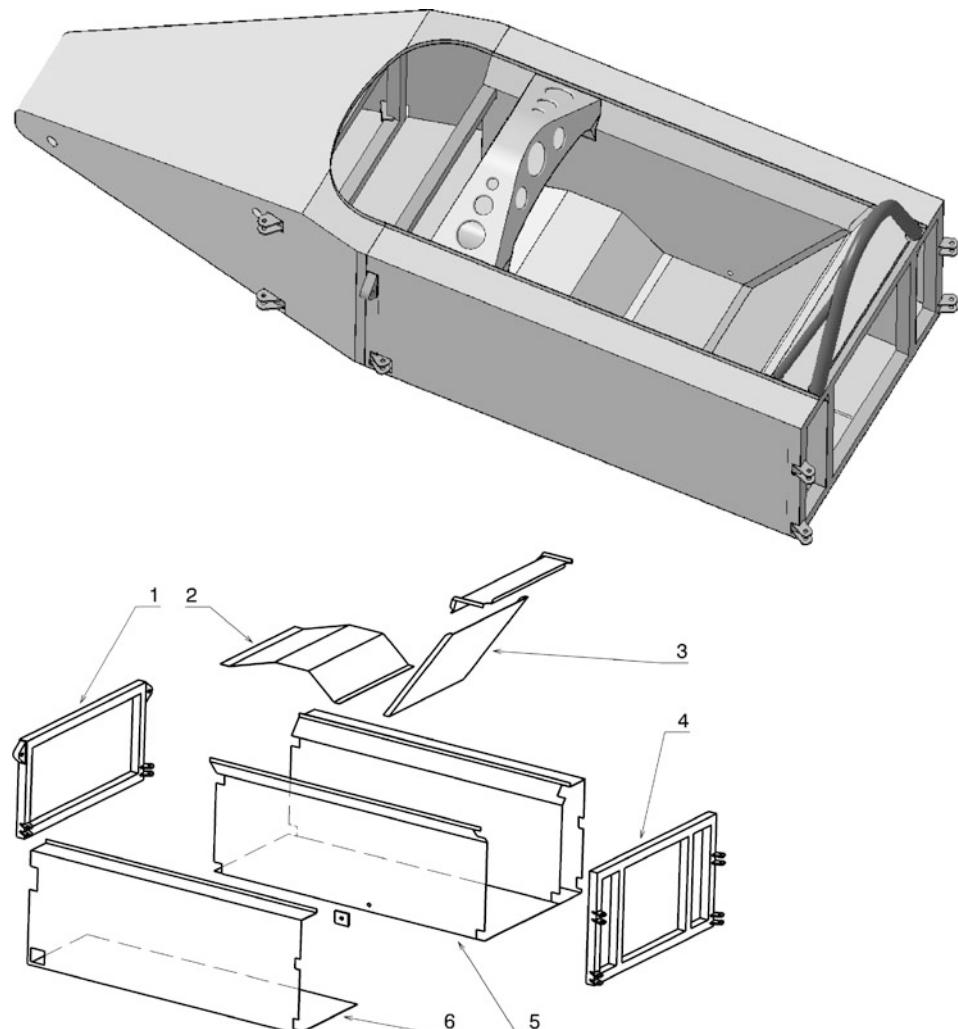
### Nachteile Disadvantages.

- hoher Fertigungsaufwand
- Einleitung von Punktlasten problematisch
- Zugang zu innen liegenden Teilen schwierig.

Ein Beispiel für einen Kastenrahmen aus Blechteilen zeigt Abb. O.28. Das Fahrzeug aus der  $1100 \text{ cm}^3$ -Klasse der britischen Bergmeisterschaft besteht aus einem Rumpf an den vorne ein weiterer Kasten, der Bug, angeschraubt ist. Am hinteren Ende des Rumpfes wird der Motor bzw. ein Hilfsrahmen zur Entlastung des Motors angeschraubt. Der Rumpf besteht aus mehreren 0,7 mm Aluminium-Blechen, die entsprechend abgekantet werden. Die Bleche werden vernietet.  $20 \times 2$  mm Rechteckprofile aus Stahl bilden die Querspanter, die den Rumpf vorne und hinten abschließen [20].

**Sandwichplatten Sandwich Panels.** Durch die günstige Kombination von leichten und festen Werkstoffen entstehen so genannte Sandwich-Strukturen in Verbundbauweise. Sandwichplatten weisen eine hohe Biegesteifigkeit bei geringem Gewicht auf. Die dünnen, festen Deckplatten übertragen Zug- bzw. Druckkräfte, während der leichte Kern Schubkräfte aufnimmt und für einen großen Abstand der beiden Deckplatten sorgt, damit das Flächenträgheitsmoment groß ist. Die Deckhäute und der Kern werden miteinander verklebt. Die Deckschichten können aus Stahl-, Aluminium- oder faserverstärkten Kunststoff-Platten bestehen, während der Kern homogen oder strukturiert sein kann. Dichte Schäume oder Papier liefern homogene Kerne. Leichtmetallfolien oder Aramid-Faserpapier werden in Waben-, Rohr-, Wellen- oder Rechteckform gebracht und als strukturierte Kernschicht zwischen die Deckhäute geklebt, Abb. O.29. Allgemein kann festgehalten werden, dass die strukturierten Kerne was die Plattenfestigkeit betrifft den homogenen überlegen sind.

Aus der Hauptbeanspruchung der Platten folgen ihre maßgeblichen Versagensarten. Wird die Druckkraft oder das Biegemoment zu groß, knickt die Platte als Ganzes oder es kommt zum örtlichen Versagen einer bzw. beider Deckschichten – diese beulen oder knittern.

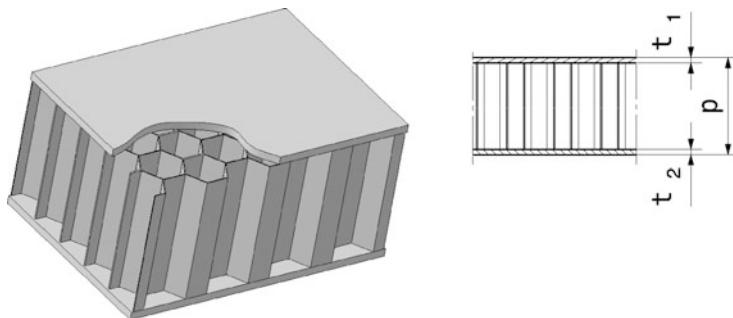


**Abb. O.28** Kastenrahmen eines Einsitzers (Monopin,  $1100 \text{ cm}^3$ -Klasse der britischen Bergrennmeisterschaft), oben: Rahmen vollständig, unten: Einzelteile des Rumpfes. 1 Querspan vorne, 2 Blechausformung unter Fahrerknie, 3 Schottwand zu Motor = Rückenlehne, 4 Querspan hinten, 5 Cockpitwanne mit Seitenteil rechts, 6 Seitenteil links. Der Rahmen besteht aus gefalzten Blechteilen, die zusammengenietet sind. Querspannen aus Profilrohren nehmen Fahrwerksteile und den Motor auf

Damit es nicht zum Versagen von Sandwichplatten kommt, ist bei der Konstruktion eines Rahmens mit solchen Paneelen darauf achten, dass

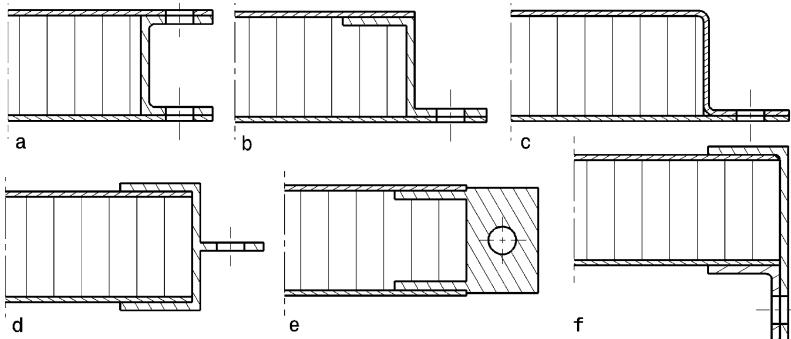
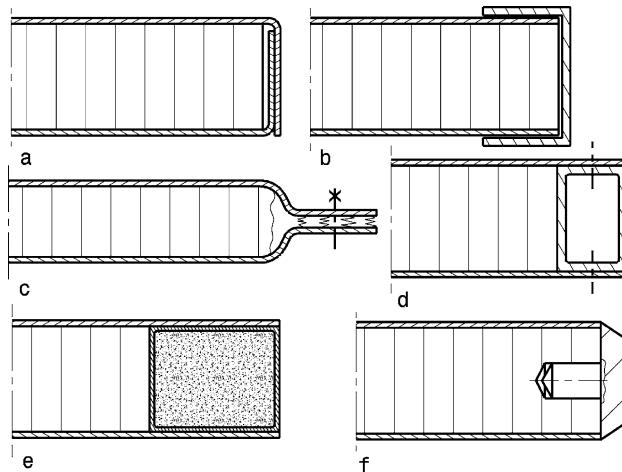
- Kräfte möglichst großflächig und in beide Deckplatten eingeleitet werden
- der Wabenkern geschützt wird, d. h. nicht konzentriert beansprucht wird.

Weiteres Augenmerk wegen des besonderen Aufbaus der Sandwichplatten verdienen die Kanten, Eckanbindungen und Mittenstöße, ebenso wie die Verbindung mit Streben am Rand und in der Mitte von Platten.

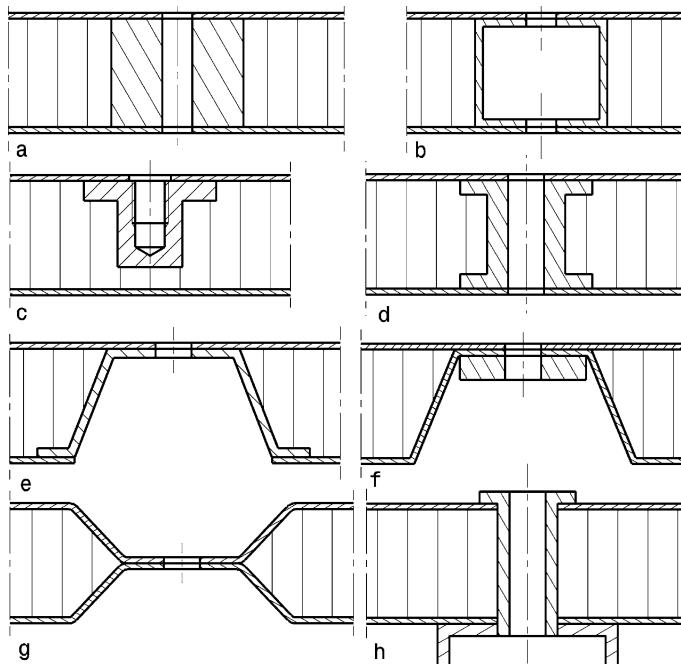


**Abb. O.29** Paneel mit Aluminium-Wabenkern (*honeycomb-cored panel*). Die Deckplatten haben eine typische Stärke  $t_1$  bzw.  $t_2$  von 0,6 bis 1,5 mm. Die Paneeleidicke  $p$  liegt zwischen 6 und 25 mm

**Abb. O.30** Kantenschutz bei Paneelen. **a** Deckplatte auf Maß umgekantet, **b** Kantenverschluss mit geklebtem U-Profil. Der Paneelerand kann zusätzlich vor dem Aufbringen des Profils mit Klebstoff gefüllt werden, **c** Randbereich verpresst. Nur für Paneele bis 10 mm Dicke und Al-Wabekern. Der Rand kann auch für Schraub- oder Nietverbindung herangezogen werden, **d** Profilrohr eingeklebt. Dieses Rohr kann auch für Schraub- oder Nietverbindung herangezogen werden, **e** Dünnwandiges Profilrohr schaumgefüllt, **f** Abschlussleiste angeklebt



**Abb. O.31** Eckanschlüsse von Sandwichplatten zur Lagerung und Verblendung, nach [12]



**Abb. O.32** Mittenanschlüsse von Sandwichplatten zum Anbringen von Streben oder Stützen und zum Verbinden mit Schottwänden, nach [12]. Gezeigt sind einige Anregungen für Krafteinleitung innerhalb von Plattenflächen. Die Decklagen werden miteinander verbunden und äußere Kräfte werden vom Kern weitgehend ferngehalten

Bei der Gestaltung der Paneelkanten ist ebenfalls der Leitgedanke hilfreich, beide Decklagen miteinander zu verbinden, Abb. O.30.

Ausgehend von kraftflussgerechten Kantenabschlüssen lassen sich geeignete Formen von Kanten für die Verbindung mit Profilrohren o. ä. finden, Abb. O.31.

Müssen innerhalb von Platten Streben oder Stützen angebracht werden oder müssen Platten mit Querspannen verbunden werden, können Vorschläge wie in Abb. O.32 herangezogen werden.

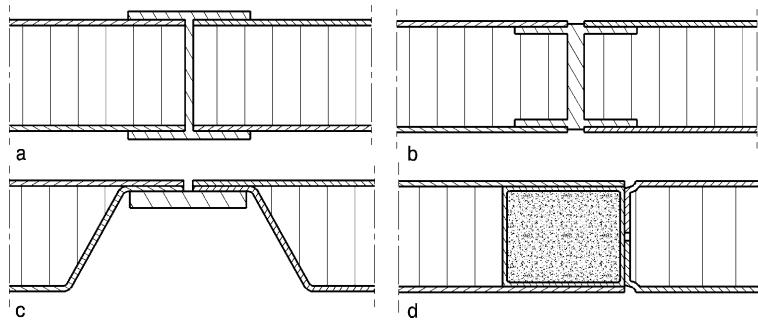
Werden Sandwichplatten verlängert oder Teilstücke repariert, müssen Mittenstöße realisiert werden. Abb. O.33 zeigt einige Beispiele.

Damit aus ebenen Sandwichplatten ein räumlicher Kastenrahmen entsteht, müssen Platten in einem Winkel zusammengeführt werden. Es gibt hierfür einige Möglichkeiten mit Berücksichtigung des Gedankens beide Decklagen zu verbinden. Die Abb. O.34 bis O.36 geben einige Anregungen.

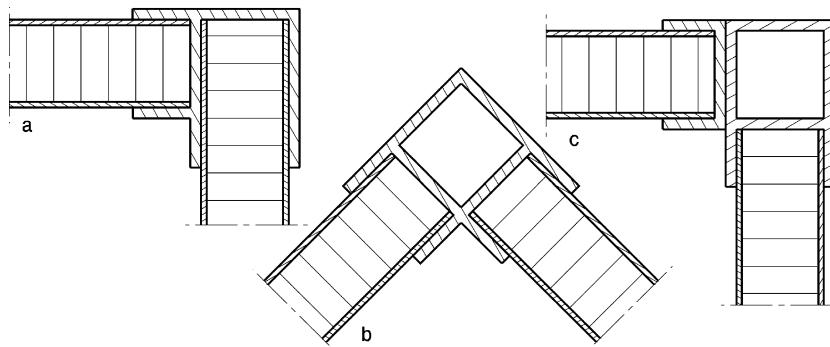
Für Strukturverbindungen kommen nicht alle Blindnietformen in Frage, sondern es sollen bevorzugt jene eingesetzt werden, die den Dorn beim Setzen behalten, Abb. O.35.

Paneele, deren Decklagen aus Metall bestehen, können auch elegant auf beliebige Winkel abgekantet werden, Abb. O.36. Vor dem Abkanten muss von der inneren Deckschicht ein Streifen entfernt werden. Die Breite dieses Streifens entspricht genau der Bogenlänge der gegenüberliegenden Deckschicht, wenn der Innenradius 0 ist und sie ist somit:

$$b_{\text{Streifen}} = \frac{2\pi \cdot \beta \cdot p}{360^\circ}$$



**Abb. O.33** Mittenstöße von Sandwichplatten, nach [12]. Diese Stöße können auch für Reparaturzwecke herangezogen werden



**Abb. O.34** Eckstöße von Sandwichplatten mit Strangpressprofilen, nach [12]

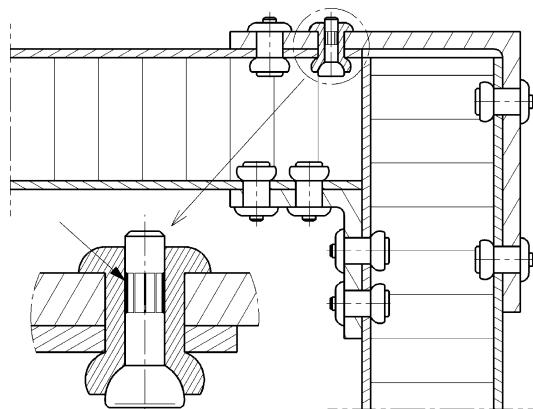
$b_{\text{Streifen}}$  Breite des Streifens, der entfernt wird, mm

$\beta$  Abkantwinkel, °

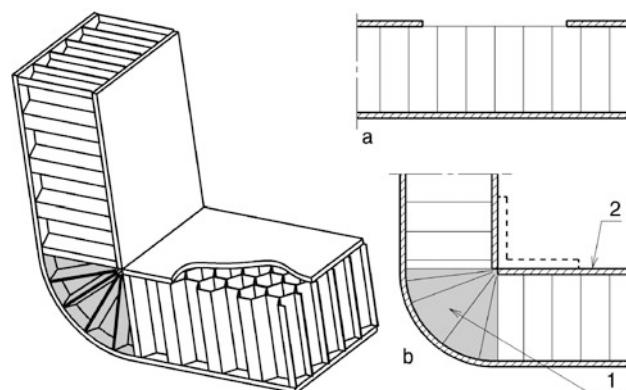
$p$  Plattendicke, mm

**Schraubverbindungen Screwing.** Manche Verbindungen eines Rahmens müssen einfach lösbar sein, beispielsweise damit man bei Reparatur und Wartung zu innenliegenden Teilen gelangt. In solchen Fällen kommen Verschraubungen zum Einsatz. Das Problem bei der Gestaltung von Schraubverbindungen ist wie immer bei Sandwichstrukturen, dass die örtlichen Kräfte möglichst verteilt wirken sollen und dass sie in beide Decksichten eingeleitet werden müssen. Auch der Entlastung des Kerns muss Augenmerk geschenkt werden. In Abb. O.37 sind einige Möglichkeiten dargestellt. Es sind nicht alle gleichwertig. Im Gegenteil: Die Varianten a und b sind nur für mittlere Beanspruchungen geeignet. Müssen große Kräfte übertragen werden, muss die arbeitsaufwändigere Variante c herangezogen werden. Bei dieser wird zunächst der Kern bzw. die Kernstruktur mit einem einfachen Werkzeug (Bildteil d) entfernt und anschließend aushärtende Kernmasse in diesen Hohlraum eingebracht. Nach dem Aushärten kann das eigentliche Schraubdurchgangsloch gebohrt werden.

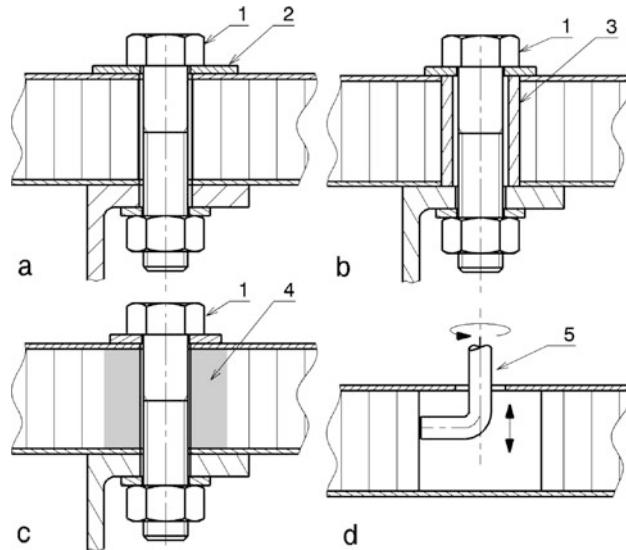
**Abb. O.35** Eckstoß zweier Paneele mittels zweier Winkel-Profile, die durch Kleben und Nieten mit den Deckplatten verbunden werden. Blindniete für den Einsatz von tragenden Strukturen müssen den Spreitzdorn nach dem Setzen des Niets behalten. Im Detailausschnitt ist ein Niet mit Rändelung (*Pfeil*) am Dorn gezeigt, der durch das Setzen axial im Niet fixiert wird. Eine weitere geeignete Bauform ist ein Blindniet mit Langbruchdorn (Avdel-Blindniet)



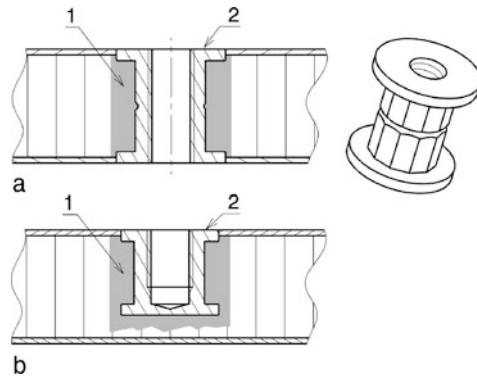
**Abb. O.36** Abkanten eines Paneels. **a** Zustand vor dem Abkanten: Ein Streifen der oberen Decklage wurde entfernt, **b** Platte abgekantet, **1** Füllmasse, **2** innere Deckplatte, aus der vorher ein Streifen herausgeschnitten wurde. An der Innenseite kann bei hoher Beanspruchung ein Winkelprofil (*strichliert*) aufgeklebt werden



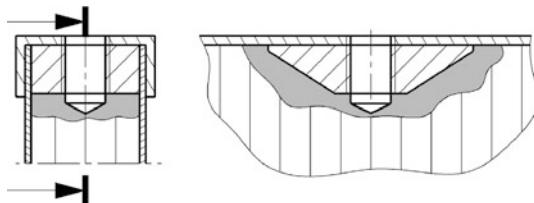
**Abb. O.37** Schraubverbindungen bei Paneelen. **a** Schraube (1) mit großer Scheibe (2) (Karosseriescheibe). Anzugsmoment durch Paneldruckfestigkeit begrenzt. **b** Schraube mit Hülse (3). Länge der Hülse = Paneldicke  $\sim$  0,2 mm, **c** Schraube mit Kernfüllmasse (4), **d** Werkzeug (5) zum Entfernen des Kerns. **a,b** für mittlere Beanspruchung, **c** für hohe Beanspruchung



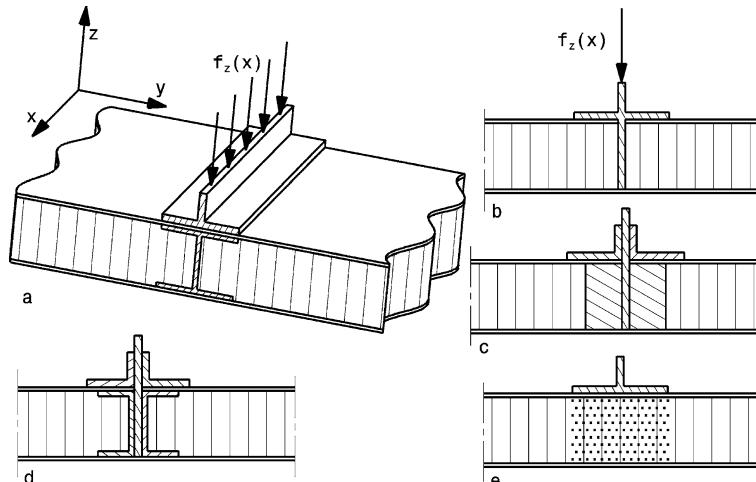
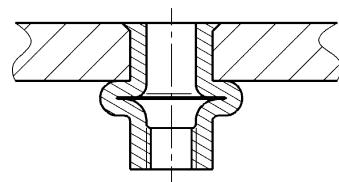
**Abb. O.38** Schraubverbindungen bei Paneelen mit Inserts. **a** Durchgehender Einsatz, **b** geschlossener Einsatz, **1** Insertklebstoff, **2** Insert



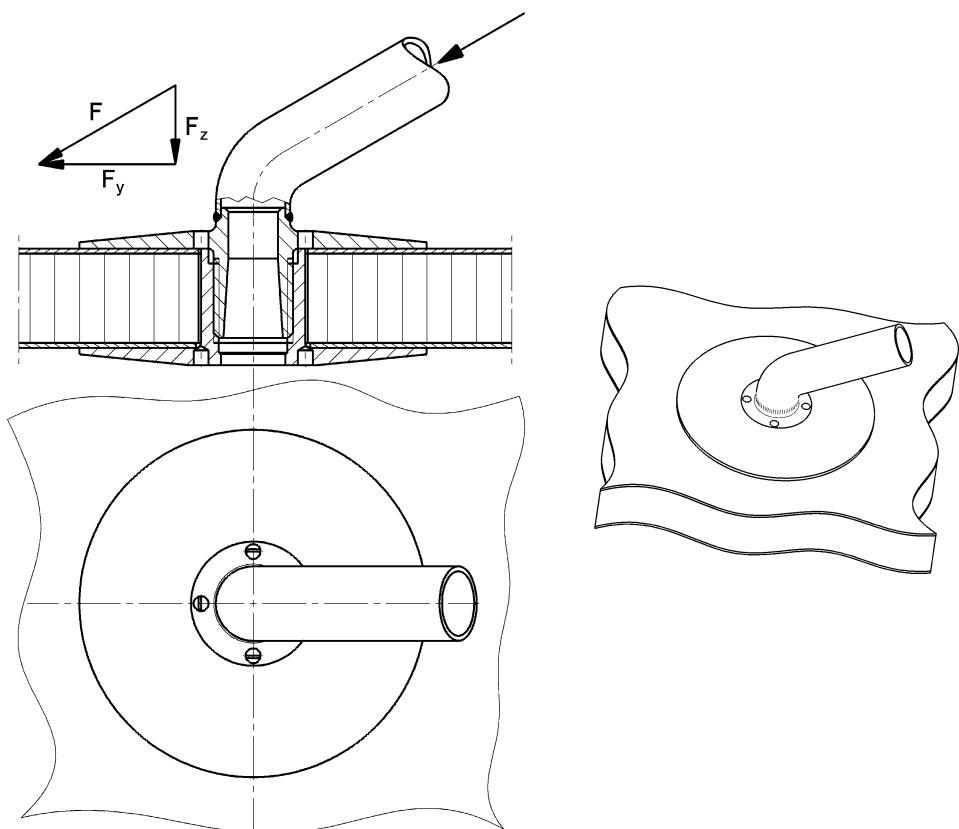
**Abb. O.39** Verstärkungsplatte unter Randleiste einer Platte. Die Verstärkungsplatte wurde vor dem Anbringen eines Kantenprofils eingeklebt und danach das Gewinde gebohrt



**Abb. O.40** Einnietmutter. Dieses für dünnwandige Strukturen geeignete Verbindungselement gibt es in Gewindegroße von M3 bis M12



**Abb. O.41** Krafteinleitung in Sandwichplatten, nach [12].  $f_z(x)$  bezogene Querkraft (Streckenlast). Die Einleitung der Last erfolgt großflächig und so, dass der Kern nicht geschädigt wird. **a-d** Kern durch Leisten und Profile örtlich verstärkt, **e** strukturierter Kern, lokal ausgeschäumt



**Abb. O.42** Anbindung einer Stütze an eine Sandwichplatte, nach [12]. Durch die schräge Rohrstütze werden in idealer Weise Schub- ( $F_y$ ) und Druckkräfte ( $F_z$ ) abgeleitet. Das Einschraubelement verteilt die Stützenkraft als Flächenlast in beide Deckhäute und der Kern wird von Druckkräften frei gehalten. Diese Verbindung ist lösbar gestaltet

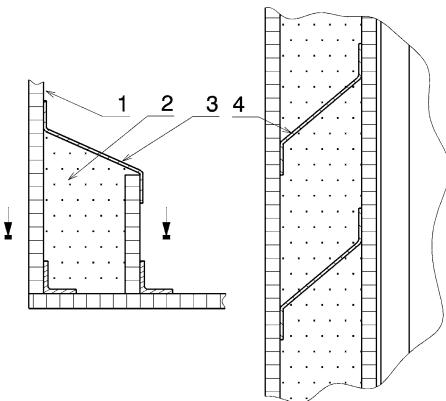
Für die direkte Verschraubung von Elementen innerhalb einer Plattenfläche bieten sich Einsätze (Inserts) an, Abb. O.38 und O.39. Solche Einsätze werden mit und ohne Gewinde ausgeführt. Auch Sacklochgewinde können somit dargestellt werden. Diese Art der Verschraubung ist für mittlere bis hohe Beanspruchung geeignet.

Lösbare Abdeckungen und Verkleidungsteile können über Laschen und Winkelprofile mit vorhandenen Strukturen verschraubt werden. Dabei bieten sich Einnietmuttern an, die in der Art eines Blindniets gesetzt werden, d. h. der Zugang von einer Seite reicht vollkommen aus, Abb. O.40.

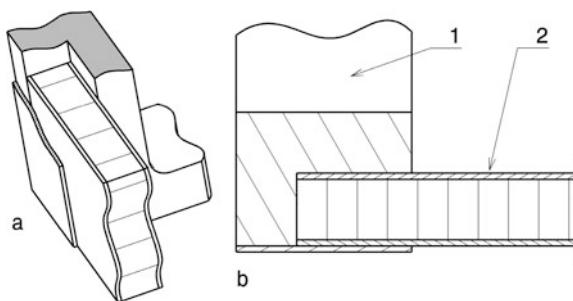
**Krafteinleitung Force Application.** Die punktuelle Krafteinleitung in Leichtbaustrukturen stellt ein heikles Problem dar. Am besten ist es, die Kraft auf eine Strecke (Abb. O.41) oder besser eine Fläche (Abb. O.42) zu verteilen.

Abbildung O.42 liefert ein Beispiel zur Lösung des Problems der örtlichen Einleitung einer Einzelkraft. Dies erfolgt durch eine schräge Stütze in eine Sandwichplatte. Durch die Gestaltung der Verbindung über zwei Platten mit Schraubgewinde ist die Anordnung lösbar. Muss die Ver-

**Abb. O.43** Verklebung zweier Paneele mit PU Schaum. 1 Außenwand des Rahmens, 2 Zwei-Komponenten Schaum (z. B. Fa. Ewidur), 3 Abdeckblech, 4 Distanzblech. Die Außenwand des Rahmens und die Cockpitseitenwand bilden den Seitenaufprallschutz indem sie mit einem aushärtendem Schaum verbunden werden. Zwischen den Paneele werden zusätzlich Z-förmige Blechstreifen (4) eingeklebt. Den Abschluss nach oben bildet ein Blech (3), das erst nach dem Ausschäumen aufgebracht wird



**Abb. O.44** Verbindung eines Paneeles als Seitenwand mit einem Querspant eines Kastenrahmens. **a** Schrägriss, **b** Schnittdarstellung, 1 Querspant, 2 Panel. Durch die Ausfrässung im Spant weist die Außenkontur des Rahmens keinen Niveau-Unterschied auf. Eine zusätzlich aufgeklebte Decklage verbindet die äußere Haut des Paneeles mit dem Spant



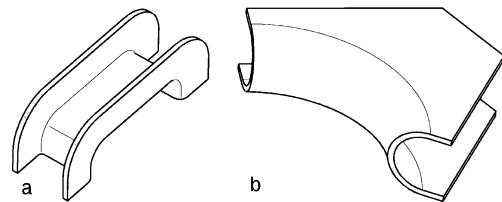
bindung nicht lösbar sein, können die beiden Platten beliebige Formen aufweisen und mit den Decklagen der Platte verklebt und vernietet werden. Auf diese Weise können beispielsweise Lagerzapfen für Umlenkhebel oder Widerlager für Feder/Dämpfer-Einheiten an Platten angenietet werden.

Strukturen für größere Biegekräfte (z. B. Seitenauflaufschutz des Cockpits) können durch schubsteife Kombination zweier Paneele dargestellt werden, also im Grunde wie die Sandwichplatten selbst, wo ja zwei zugsteife Decklagen durch einen Kern auf großen Abstand gehalten werden (Abb. O.43).

**Schottwände Bulkheads.** Die kastenartige Struktur wird an passenden Abschnitten von Querschottwänden stabilisiert. Weiters können damit lokale Kräfte in den Rahmen eingeleitet werden. Solche Abschnitte sind hinter dem Fahrer, vor dem Lenkrad, Anbindungsebenen von Lenkgetriebe und Querlenkern. Außerdem kann auch der Motor, wenn er dafür geeignet ist, direkt an eine Schottwand geschraubt werden.

Schottwände werden aus dem Vollen gefräst, gegossen oder aus Einzelteilen (Profilrohre, Bleche etc.) aufgebaut und in die übrige tragende Struktur durch Nieten, Kleben oder Schweißen eingebunden, Abb. O.44.

**Abb. O.45** Bombierungen von Blechen. **a** Einfach gekrümmte Fläche, **b** doppelt gekrümmte Fläche



**Bindemittel Adhesives.** Als Strukturklebstoff beim Verarbeiten von Sandwichplatten können folgende Klebstoffe eingesetzt werden: SikaFast®-5211, ein Zweikomponenten Klebstoff auf Acrylat-Basis oder 3M Scotch-Weld® Klebstoff 9323.

Eine für Wabenkernpaneele geeignete Füllmasse ist: 3M™Scotch-Weld™ Füllmasse EC 3439, ein Epoxid-Harz.

**Reparatur Repair.** Eine Reparatur lässt sich örtlich begrenzt relativ einfach durchführen. Es können ganze Platten ersetzt oder auch nur Teilbereiche „geflickt“ werden. Eine beschädigte Platte wird durch Aufbohren der Niete entfernt. Ist eine zusätzliche Klebung vorhanden, wird diese Verbindung mittels Heißluftgebläse gelöst. Nach dem Reinigen der Anschlussstellen kann eine neue Platte wie bei der ursprünglichen Herstellung eingesetzt werden.

**Versteifung von Blechen Stiffening of Sheets.** Bei Kastenrahmen werden nicht nur Sandwichplatten, sondern auch Dünnbleche verarbeitet. Diese übertragen zwar Zug und Schub auf gewichtsparende Weise, haben aber eine geringe Formsteifigkeit und sind sehr versagensanfällig bei anderen Belastungsarten. Deshalb sind besonders bei großflächigen Teilen Versteifungen erforderlich, die die Tragfähigkeit und die Sicherheit gegen Versagen durch Instabilität (Beulen, Knittern, Knicken, ...) erhöhen. Im Sinne des Leichtbaus ist es ideal, wenn dies ohne zusätzlichen Materialaufwand und/oder mit dem Gewinn an Zusatzfunktionen geschieht. Die gängigsten Methoden sind:

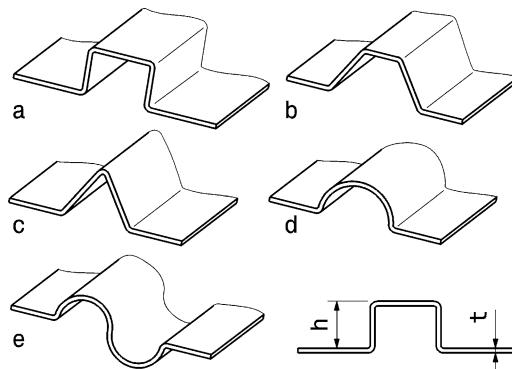
- Bombierung (Schalenbildung)
- Sicken
- Rippen
- Randversteifungen
- Durchzüge.

**Bombierung Shell Forming.** Bombierungen erzeugen aus einem ebenen Blech eine räumliche Schalenstruktur, die bei gleicher Wandstärke ein wesentlich höheres Flächenträgheitsmoment aufweist und damit einer Biegung einen größeren Widerstand entgegensetzt als die ebene Platte, Abb. O.45.

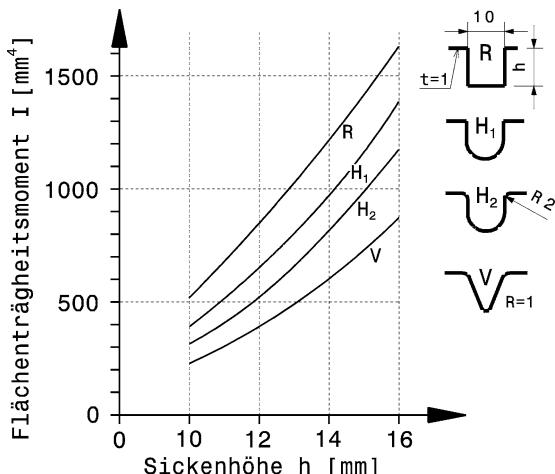
**Sicken Beads.** Große Blechflächen können durch Sicken verstieft werden. Dabei wird das Blech linienartig aus seiner Ebene heraus geprägt und somit das Flächenträgheitsmoment überproportional quer zur Sickenrichtung erhöht (quadratischer „Steineranteil“ des Trägheitsmoments). Die Kontur des Präge- oder Walzwerkzeugs gibt die Form der Sicke vor, Abb. O.46.

Bei der Erhöhung des Flächenträgheitsmoments ist es besonders entscheidend einen großen Abstand der Materialquerschnitte von der Biegeachse zu erreichen. Deshalb sind Rechtecksicken steifer als Halbrund- oder Dreiecksicken, Abb. O.47. Das heißt auch, dass scharfkantige Sicken steifer sind, als solche mit großen Rundungsradien. Der kleinste herstellbare Biegeradius wird jedoch von der Festigkeit des Blechs vorgegeben und liegt je nach Blechwerkstoff in der Größenordnung der Blechdicke.

**Abb. O.46** Sickenformen.  
**a** Rechtecksicke, **b** Trapezsicke,  
**c** Dreiecksicke, **d** Halbrundsicke,  
**e** Beispiel einer Formsicke. Sicken-  
tiefen  $h_{\max} \leq 5$  bis  $6t$



**Abb. O.47** Einfluss der Sickenform auf das Flächenträgheitsmoment, nach [12]. Ein Blech mit 1 mm Dicke und einer Sickenbreite von 10 mm kann auf unterschiedliche Weise auf die Höhe  $h$  gesickt werden. Das Flächenträgheitsmoment ist bei der scharfkantigen Rechteckform am größten, weil der vorgegebene Bereich Breite  $\times$  Höhe bestmöglich ausgenutzt wird.  $R$  Rechtecksicke,  $H_1$  Halbrundsicke, scharfkantig,  $H_2$  Halbrundsicke, ausgerundet,  $V$  Dreiecksicke



Sicken dürfen allerdings nicht zu hoch gestaltet werden, weil sonst die Seitenwände der Sicke selbst wieder zu weich werden. Ein Anhaltswert für die größte Sickentiefe liegt beim 5- bis 6-fachen der Blechdicke.

Ein Vergleich zwischen Platten mit gleichen Grundabmessungen (Länge  $\times$  Breite) und demselben Widerstandsmoment, führt den Gewichts- und Steifigkeitsvorteil eines gesickten Blechs anschaulich vor Augen, Abb. O.48.

Die massive Stahlblechplatte (links) biegt sich fast doppelt so weit durch wie die Dünnblechplatte (rechts). Die massive Platte benötigt für dasselbe Widerstandsmoment etwa die dreifache Masse.

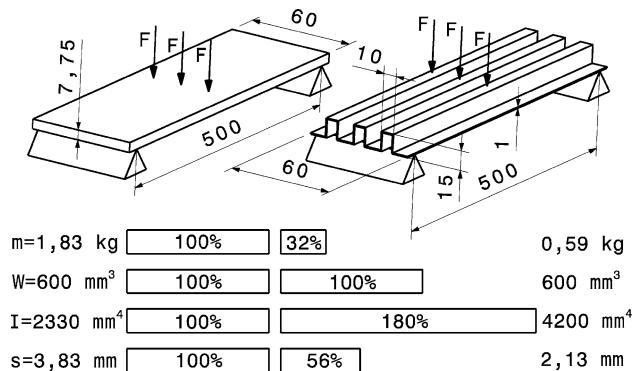
Durch Sicken wird auch die Geräuscbildung und Beulempfindlichkeit von Blechfeldern erheblich gesenkt.

Einige Richtlinien für das festigkeitsgerechte Anordnen und Gestalten von Sicken sind in Abb. O.49 zusammengefasst.

Abbildung O.49a: Sicken sollen nicht scharfkantig enden, sondern verlaufend zum Blechrand hin in der Höhe abnehmen.

Abbildung O.49b: Bei Blechfeldern werden meist einzelne Sickenabschnitte geprägt. Dabei ist darauf zu achten, dass diese Einzelsicken nicht ein geradliniges Muster bilden. Dadurch entstehen nämlich linienartige Bereiche (strichlierte Linien im Bild b, links), in denen das Flächenträgheitsmo-

**Abb. O.48** Vergleich zweier Platten mit gleichem Biegewiderstand, nach [12]. Vergleichsbasis ist das Widerstandsmoment  $W$ . Links: massive Stahlplatte mit 7,75 mm Dicke, rechts: gesicktes 1-mm-Blech,  $m$  Masse der Platte,  $I$  Flächenträgheitsmoment um die Biegeachse,  $s$  Durchbiegung unter der Last  $F$



ment des Blechs nur durch seine Dicke bestimmt wird. Das Blech wird sich also bevorzugt entlang dieser Linien biegen.

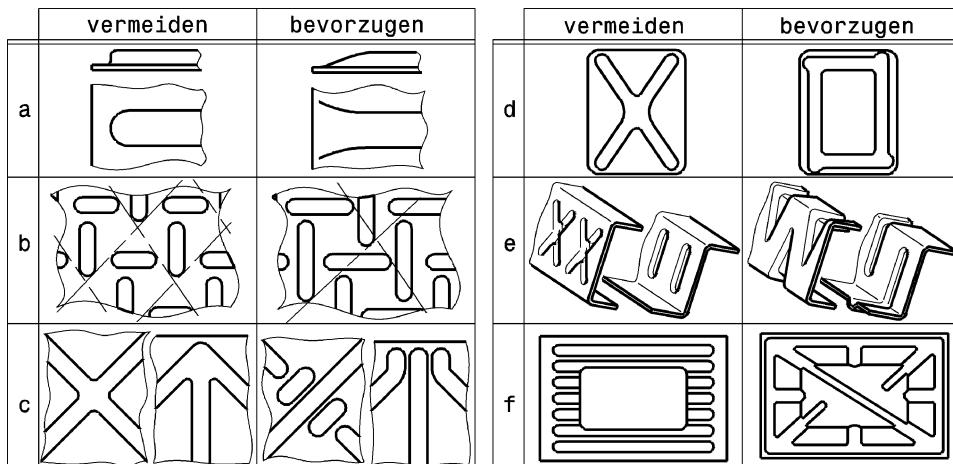
Abbildung O.49c: Laufen mehrere Sicken zusammen, entstehen Knoten mit Spannungsspitzen. Solche Knoten sollen aufgelöst werden.

Abbildung O.49d: Lange Diagonalsicken an flachen Blechen haben eine geringere steifigkeitssteigernde Wirkung als umlaufende Sicken mit dornartigen Eckbereichen.

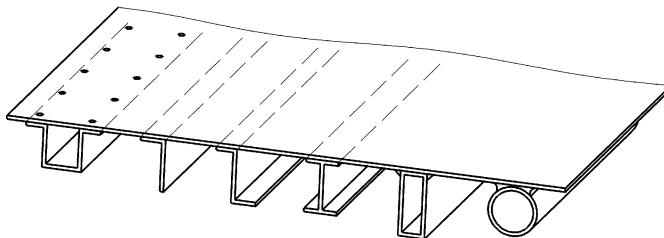
Abbildung O.49e: Bei langen U- und Z-förmigen Blechholmern besteht trotz Sicken Knickgefahr, wenn die Sicken nur linienartig wirken, also das Flächenträgheitsmoment nur um eine Achse steigern. Günstiger sind Sicken, die auch die Profilkanten verstauen.

Abbildung O.49f: An dynamisch beanspruchten Blechen führen regelmäßige Sickenmuster zu Dauerbrüchen an den Sickenrändern. In dem Fall sind aufgelöste Sickenanordnungen zu bevorzugen.

**Rippen Ribs.** Rippen erhöhen auf dieselbe Art wie Sicken die Steifigkeit, indem Materialquerschnitte aus der Blechebene herausgehoben werden und somit das Flächenträgheitsmoment überproportio-



**Abb. O.49** Gestaltungsrichtlinien für Sicken. Erläuterungen siehe Text



**Abb. O.50** Beispiele von Rippen. Diese Rippen werden aus geraden Leisten gefertigt

nal gesteigert wird. Der Unterschied zu den Sicken liegt einfach darin, dass Rippen zusätzlich auf der Blechoberfläche angebracht werden, während Sicken direkt in das Blech gedrückt werden. Rippen werden also in Differenzialbauweise aufgebaut und dementsprechend steigt der Material- und Fertigungsaufwand im Vergleich zum Sicken. Für die Verbindungstechnik kommt Kleben, Nieten, Schweißen oder Löten in Frage. Bei Gussteilen werden Rippen allerdings in der Regel angegossen.

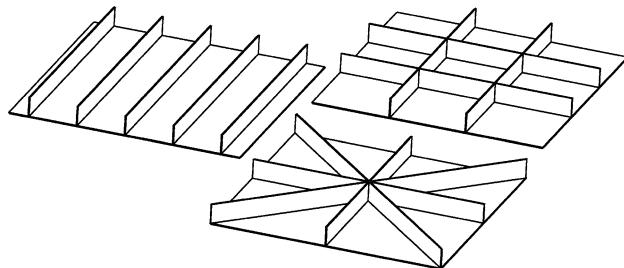
Rippen müssen allerdings nicht parallel angeordnet sein wie in Abb. O.50, sondern können auch diagonal oder kreuzend verlaufen, wodurch sich Steifigkeit nicht nur in einer Richtung erhöht, Abb. O.51.

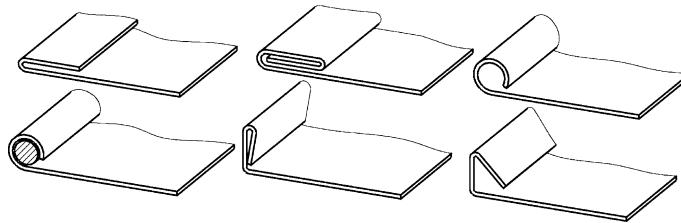
Reichen Rippen nicht von einer Krafteinleitungsstelle zur nächsten, sondern sind sie nur örtlich angebracht, müssen sie in der Höhe verlaufend gestaltet werden, damit kein Steifigkeitssprung am Rippenende entsteht.

**Randversteifungen Edge Reinforcement.** Freie Blechränder sollten aus zwei Gründen verstärkt werden. Einmal führt die geringe Steifigkeit des ebenen Blechs zu Instabilität (Knicken, Beulen) und zum anderen stellen freie Ränder mit ihrer messerartigen Gestalt eine Verletzungsgefahr für Mensch und Leitungen dar. Einige Möglichkeiten Blechränder wirkungsvoll durch Falzen oder Rollen zu verstetigen sind in Abb. O.52 zusammengefasst.

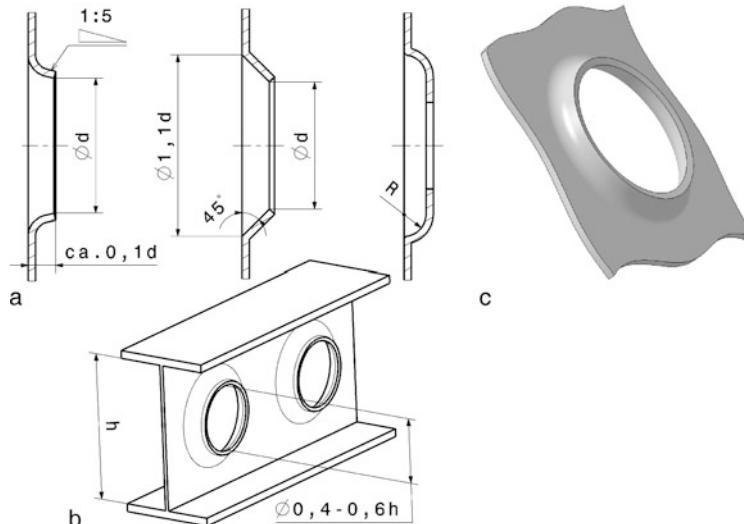
**Durchzüge Swaged Holes.** Durchzüge sind zwar keine allgemeine Versteifungsart, sondern sie werden dort angewandt, wo großflächige Bereiche durch Entfernen von Material erleichtert werden sollen. Dies ist der Fall bei Stegen von hohen Trägern und großen, ebenen Blechfeldern. Brächte man an diesen Stellen nur einfache Löcher an, würde die Steifigkeit ja sinken. Das Ziel bei der Gestaltung eines Durchzugs muss also sein, dass die Wand mit Durchzug ein höheres Flächenträgheitsmoment hat als die ungelochte Wand.

**Abb. O.51** Beispiele für Anordnungen von Rippen. Durch die kreuzende Anordnung der Rippen wird die Steifigkeit der Platte richtungsunabhängig





**Abb. O.52** Randversteifungen von Blechen. Die Randversteifungen heben nicht nur das Flächenträgheitsmoment sondern bilden auch brauchbare Kanten



**Abb. O.53** Durchzüge. **a** Einige Arten von Durchzügen mit Angaben von bewährten Abmessungen, **b** Träger mit gelochtem Steg, **c** Axonometrische Darstellung

Auch die Stege von Trägern können mit Durchzügen verstieft werden (Abb. O.53b). Obwohl für den Steg die Schubspannung ausschlaggebend für das Versagen ist und ein einfaches Loch die Spannung zwangsläufig erhöht, fällt die Schubspannung bei höheren Stegen und Durchzügen ab [12]. Damit lassen sich Träger also tatsächlich ohne Festigkeitsverlust erleichtern.

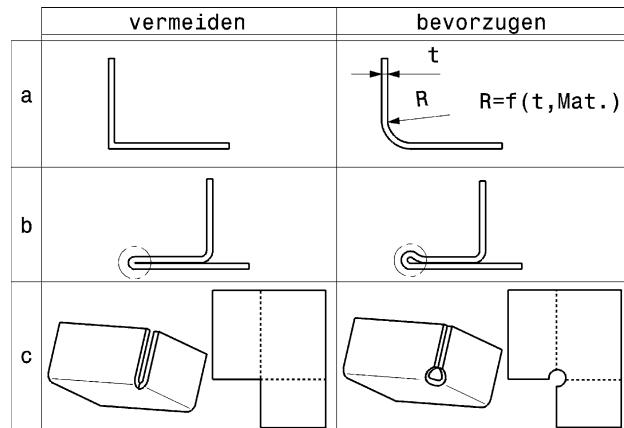
**Gestaltungshinweise für Blechteile.** Bei Biegungen von Blechteilen können Spannungsspitzen durch entsprechende Gestaltung der Falzränder vermieden werden, Abb. O.54.

Abbildung O.54a: Werden Bleche zu scharfkantig abgekantet besteht Bruchgefahr an der Kante durch Überdehnung in der Zugzone, deshalb sind Rundungen wesentlich günstiger und nebenbei auch einfacher herzustellen. Der minimale Rundungsradius hängt dabei von der Blechdicke und vom Werkstoff ab, siehe Tab. O.2.

Abbildung O.54b: Auch beim Umfalzen von Blechen führt ein Zusammendrücken der Rundung zur Abnahme der Festigkeit in dem Bereich. Abhilfe schafft eine ösenförmige Rundung.

Abbildung O.54c: Treffen beim Abkanten mehrere Blechteile an einer Kante zusammen, so führt die Wulstbildung in der Stauchzone zu einem Klaffen der Kanten und zu ungünstigen Span-

**Abb. O.54** Gestaltungshinweise für Blechteile. Maßnahmen zur Reduzierung der Eigenspannung durch Ausrundung der Falzränder vor dem Abkanten. Weitere Erläuterungen siehe Text



nungszuständen in der Ecke. Kreisförmige Aussparungen (Radius  $\geq 2t$ ) an den Ecken der ebenen Blechzuschneide schaffen günstige Bedingungen für Fertigung und Festigkeit.

**Beispiele.** Beispiele von Aluminium-Wabenkernpaneelen in Rennfahrzeugen:

Der Produktionssportwagen DJ Firecat weist ein Fahrzeuggewicht von 420 kg bei einer Gesamtlänge von 3870 mm auf. Sein Rahmen besteht aus Paneelen mit einer Dicke von 25 mm mit 0,6 mm Deckplatten für das Monocoque und 1,2 mm für den Motorraum [7].

Der Kastenrahmen aus Aluminium- und Kohlefaserplatten mit Stahlquersparten des Renault RE20 Formel-1-Wagens (1979) wog 46 kg [18].

Die Abb. O.55 bis O.58 zeigen Details ausgeführter Kastenrahmen.

## 2.3 Monocoques aus Faserverbundwerkstoffen *Composite Monocoque Chassis*

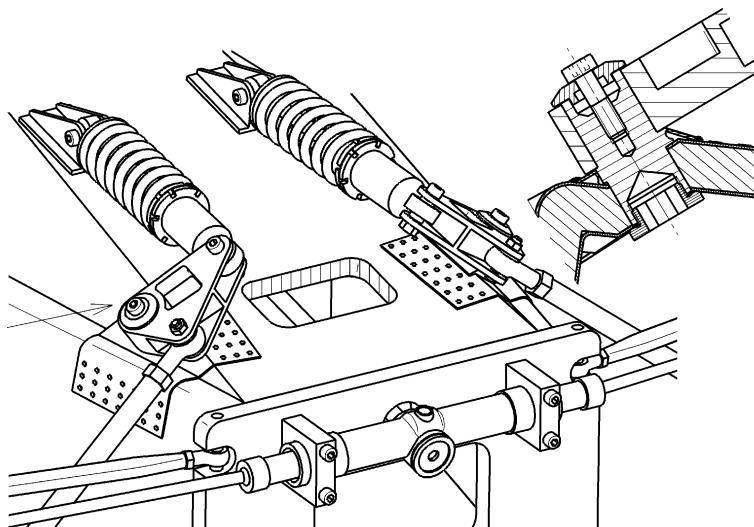
Die Monocoque-Bauweise stellt derzeit die Form der höchsten Integration beim Rahmen dar. Die in Schalenbauweise aufgebaute relativ dünnwandige Struktur überträgt sämtliche Kräfte und Momente. Ein Monocoque umfasst in einem Stück das Cockpit und Anschlussstellen zu Nachbarbaugruppen. Es stellt somit auch die gesamte tragende Struktur des Fahrzeugs dar und hat dabei für einen Einsitzer eine Masse von nur etwa 45 kg.

Bei großer Gestaltungsfreiheit können Wandstärken und Faserrichtungen variiert werden und offene oder geschlossene Rahmenstrukturen realisiert werden. Die Gewichtseinsparung gegenüber vergleichbarer Aluminium-Ausführungen kann bis 40 % betragen, bei Stahl kann dieser Wert 60 % erreichen [8].

**Tab. O.2** Anhaltswerte für Mindestradien  $R_{i,\min} = ct$  beim  $90^\circ$ -Biegen von Blechen und Bändern, nach [21]

Werkstoff	Stahl*) mit $R_m$ , N/mm <sup>2</sup>			Aluminium			Magnesium-legierungen
	*390	390 bis 490	490 bis 640	weich	halbhart	hart	
c	1–1,7	1,2–2,3	1,6–2,3	0,6–1	0,9–2	2–3	3–5

\*) Gültig bis Blechstärke  $t = 7$  mm



**Abb. O.55** Vorderes Ende eines Monocoques aus Wabenkernplatten mit Anbringung der Umlenkhebel der Vorderradaufhängung. Die Schottwand vorne, die das Lenkgetriebe trägt und die vorderen Arme der Querlenker aufnimmt, ist aus einer massiven Aluminium-Platte gefräst. Die Befestigung der Umlenkhebel erfolgt nach dem Prinzip von Abb. O.42. Siehe dazu auch die Schnittdarstellung des Achszapfens für den rechten Umlenkhebel (Pfeil)

**Abb. O.56** Großflächige Anbindung eines Lenkers am Rahmen (Lotus 49 R6, 1970). Zu sehen ist die Aufhängung des rechten Vorderrads. Der obere Querlenker überträgt bei diesem Fahrzeug auch Biegemomente zur innen liegenden Aufbaufeder. Seine Lagerung ist daher entsprechend kräftig dimensioniert und über ein keilförmiges Blech großflächig am Rahmen angenietet



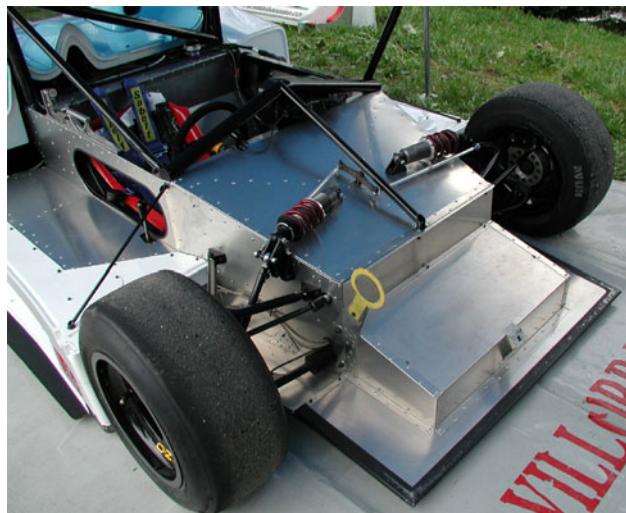
**Prinzip Principle.** Ein Monocoque besteht von der Idee her aus „einer“ Schale, die sämtliche Lasten aufnimmt. Dazu ist auch die Außenhaut tragend in die Gesamtstruktur eingebunden und meist als Sandwichstruktur aufgebaut. Querspanten geben die Querschnittsform vor und verstetigen die Struktur vornehmlich an Stellen, wo punktuell Kräfte eingeleitet werden müssen, bei Fahrwerksanbindungen oder zur Motorbefestigung.

Wie immer sprechen nicht nur Vorteile für diese Bauweise, sondern es gibt auch Gegenargumente, die auch andere Rahmenarten bestehen lassen. In den höchsten Ligen des europäischen Motorsports dominiert allerdings diese Bauweise, sofern es das Reglement nicht ausdrücklich untersagt.

**Abb. O.57** Kastenrahmen eines Monoposto (Opel Lotus)



**Abb. O.58** Kastenrahmen eines Produktionssportwagens (Osella). Der Vorderteil der Außenhaut ist abgenommen, deshalb ist der Rahmen gut zu erkennen. Die Kastenstruktur besteht aus Dünblech. Der Motor ist an der Rückwand des Cockpits verschraubt und zusätzlich getriebeseitig mit Streben zur Überrollstruktur verbunden (Abb. M.175). Vorne am Bug ist die Crashstruktur angebracht. Der Schalthebel befindet sich rechts außerhalb des Cockpits. Der Fahrer greift zum Schalten durch die ovale Öffnung in der Seitenwand. Rechts vorne ist ein Hebeauge zu sehen



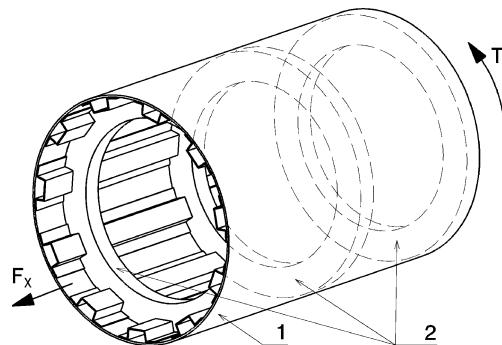
#### Vorteile Advantages.

- höchste Integration von Funktionen in den Rahmen möglich
- zumindest teilweise keine Außenhaut erforderlich
- große Gestaltungsfreiheit
- hohe Reproduziergenauigkeit
- geringes Gewicht.

#### Nachteile Disadvantages.

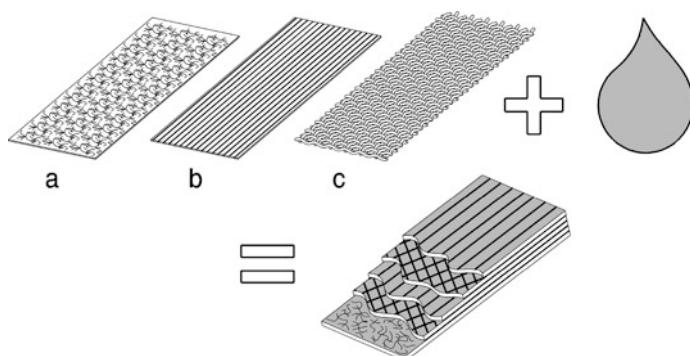
- Aufwändige Fertigung, die nur von wenigen Spezialfirmen durchgeführt werden kann
- Reparaturen schwierig
- relativ geringe Temperaturbeständigkeit
- keine nachträglichen Konzeptänderungen wegen Integralbauweise möglich
- Anschraubpunkte müssen im Konzept festgelegt werden und können nachträglich nicht geändert werden
- teuer.

**Abb. O.59** Schalenbauweise schematisch. Der Rahmen besteht aus einer Schale, die Normal- und Schubkräfte übertragen kann. Die Außenhaut (Verkleidung) ist mittragend. 1 Außenhaut (*outer skin*, 2 Spanen bzw. Schottwände *bulk heads resp. partition walls*

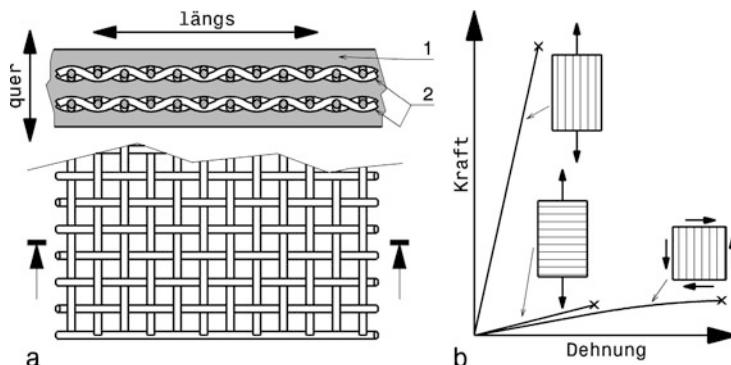


**Faserverbundwerkstoff-Laminat Fibre Composite Laminated Material.** Monocoques und viele weitere Bauteile (Außenhaut, Flügel, Luftleitelemente, Halter, ...) werden aus Faserverbundwerkstoffen (FVW) in Schichten (Laminaten) aufgebaut. Ein Verbundstoff besteht aus mehreren unterschiedlichen Werkstoffen, die stoffschlüssig miteinander kombiniert werden. Im Grunde ist der Aufbau eines Schichtenverbundes folgender, Abb. O.60.

Mehrere Lagen von dünnen, biegeweichen Fasermatten werden mit einem Füllstoff (Matrix) in einem Schichtenverbund eingebettet und erhalten so die gewünschte Formstabilität. Die Matten können durch unterschiedlich Verarbeitung der Fasern hergestellt werden. Kurzfasrige verpresste Fasern bilden Matten (a). Sind die Fasern der Matte parallel in einer Richtung ausgerichtet (unidirektional) so spricht man von einem Roving. Schließlich können die Einzelfasern zu einem Gewebe verwoben werden (z. B. durch Köper-Bindung wie ein Textilgewebe). Die Fasern können unter anderem aus Glas, Kevlar®, Aramid und eben aus Kohlenstoff gewonnen werden. Die Kunststoff-Matrix wird in der Regel von Epoxidharzen, Polyester und auch von Kohlenstoff (→ CFC, kohlenstoffverstärkter Kohlenstoff) gebildet. Üblicherweise vertragen die bei CFK eingesetzten Epoxidharze Temperatureinwirkungen von ca. 130 °C. Darüber erweichen sie und der Verbund verliert seine Formsteifigkeit. Müssen höhere Temperaturen ertragen werden (z. B. in der Nähe von Motor, Abgasanlage, Bremsen), sind auch Harze für Dauertemperaturen über 180 °C verfügbar [16].



**Abb. O.60** Aufbauschema dünnwandiger FVW-Lamine. Aus (unterschiedlichen) Fasermatten (a, b, c) plus Harz mit Härter entsteht ein Schichtenverbund. a Matte *mat*, b Gelege *Roving*, c Gewebe *woven fabric*



**Abb. O.61** Anisotropie eines Schichtenverbunds. **a** Aufbau der Schichten, 1 Matrix, 2 Gewebelagen, **b** Dehnungsverhalten parallelfaserverstärkten Verbunde: Hoch-steif in Faserrichtung, nachgiebig quer zur Faserrichtung und nachgiebig, nichtlinear bei Schubbeanspruchung

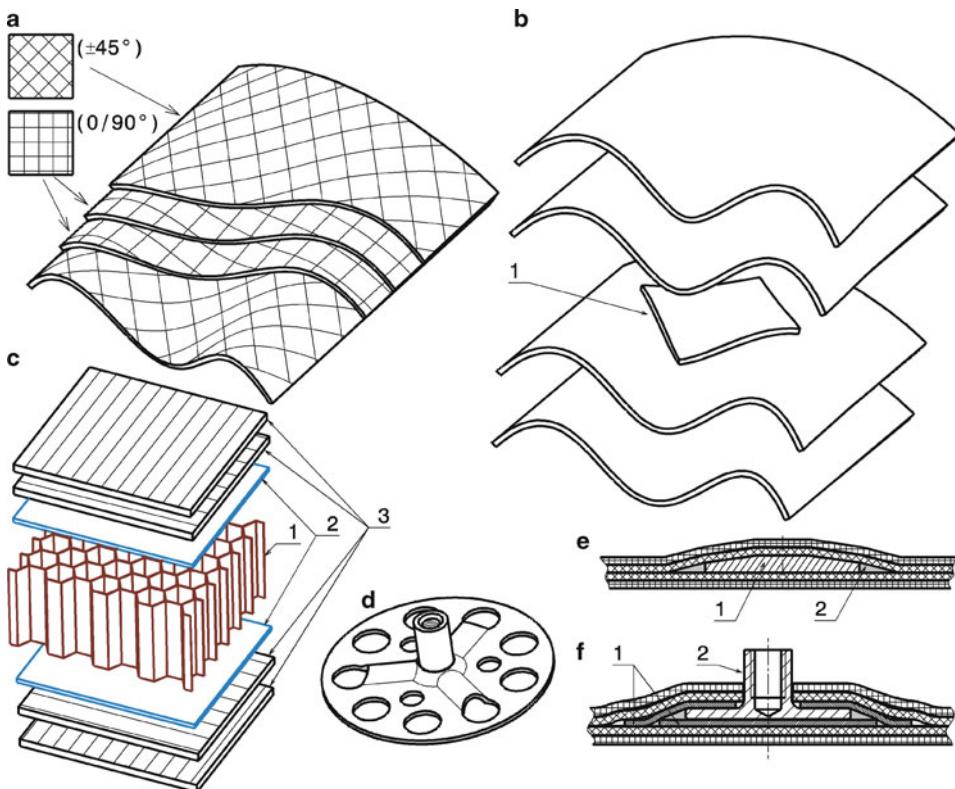
Der Schichtenverbund hat andere Eigenschaften als die Einzelwerkstoffe und ist anisotrop, d. h. die Eigenschaften sind richtungsabhängig, Abb. O.61.

Die in Hochleistungsstrukturen am häufigsten eingesetzten unidirektional parallelen Faserrichtungen zeigen ausgeprägte, unterschiedliche Steifigkeiten und Dehnungen in Faserrichtung und quer dazu. In Faserrichtung bestimmen die Fasern die Zugfestigkeit und quer dazu nur die Matrix. In Faserrichtung sind die Verbunde hoch-steif bei einer geringen Bruchdehnung. Quer zur Faserorientierung zeigen diese Werkstoffe eine wesentlich geringere Steifigkeit, dafür allerdings eine größere Bruchdehnung. Wenn der Bruch eintritt, werden die Schichten durch Versagen der Matrix örtlich wieder getrennt (delaminiert). In beiden genannten Richtungen sind die Kraft-Dehnungsbeziehungen nahezu linear. Anders verhält es sich bei Schubbeanspruchung. In beiden Hauptrichtungen verhält sich der Verbund stark nicht-linear.

Wegen dieser Richtungsabhängigkeit der Werkstoffeigenschaften ist es entscheidend die Fasern im Bauteil so zu legen, dass sie hauptsächlich auf Zug beansprucht werden. Das ist nicht immer möglich, deshalb werden meist mehrere Lagen mit unterschiedlicher Faserkonfiguration kombiniert, Abb. O.62.

Symmetrischer Lagenaufbau hält den Verzug beim Aushärten unter Temperaturzufuhr klein (a). Der Lagenaufbau im Bild ist 45°-Gewebe, 90°-Gewebe, 90°-Gewebe und 45°-Gewebe. Werden an bestimmten Stellen örtlich kleinere Kräfte eingeleitet, etwa durch eine Befestigung für die Außenhaut, werden lokal Verstärkungslagen zwischen gelegt (b). Für größere Kräfte, etwa für Verschraubung von Konsolen, werden Metallinserts benutzt, so genannte Krafteinleitungselemente (d). Diese können aus einer einfachen Platte bestehen, die nach dem Aushärten aufgebohrt wird (e) oder aus Elementen, die bereits einen Zapfen mit Innen- bzw. Außengewinde tragen (d). Auch wenn Aluminium einen Gewichtsvorteil bietet, diese Elemente sollen aus rostfreiem Stahl oder Titanlegierungen gefertigt werden. Bei anderen Metallen besteht in Kombination mit Kohlefaserplatten die Gefahr der elektrochemischen Korrosion [23]. An den Übergangsstellen vom Insert zu den Lagen wird eine Rampe aus angedicktem Harz oder Strukturkleber anmodelliert, damit wird dieser Steifigkeitssprung entschärft, Abb. O.62e (2). Verstärkungen für Verschraubungen können auch durch Einlaminieren von vorgefertigten dicken CFK-Platten (ca. 10–15 mm) dargestellt werden.

Dünnwandige Schichtenverbunde allein genügen für die Schalenstruktur von Rennfahrzeugrahmen nicht. Für diesen Einsatz werden aus den Fasermatten Sandwichstrukturen aufgebaut, Abb. O.62c. Ein Wabenkern aus Aluminium oder Aramid (Nomex®) wird beidseits mittels Wa-



**Abb. O.62** Beispiele für den Lagenaufbau einer Faserverbundstruktur. **a** Die Lagen werden symmetrisch gelegt, damit Bauteilverzug beim Aushärten reduziert wird:  $45^\circ - 90^\circ - 90^\circ - 45^\circ$ , **b** lokale Verstärkung (1), **c** Sandwichstruktur: 1 Wabenkerne, 2 Wabenkleber, 3 Faserlagen, **d** Krafteinleitungselement, **e** einlaminierte Platte (1, Hardpoint) mit ammodellierter Rampe (2), **f** mit Verstärkungspflaster (1) einlaminiertes Krafteinleitungselement (2)

benkleber mit der ersten Fasermattenlage verbunden. Darauf können weitere Faserlagen kommen. Wabenkerne sind in unterschiedlicher Höhe als Halbzeug erhältlich. Hohe Kerne führen zu höherem Widerstandsmoment, versagen aber auch eher durch Kippen. Niedrige Kerne zeigen das umgekehrte Verhalten. An Übergangsstellen von hohen zu niederen Querschnitten werden die Wabenkerne abgefräst (geschäftet) und am Rand eine Übergangsrampe amodelliert. Das Monocoque eines Formel-Renault-Wagens besteht aus einem Aluminium-Wabenkern mit 20 mm Dicke. Die beiden Decklagen aus CFK sind insgesamt je 1,5 mm stark [9]. Beim Handauflegeverfahren von Laminaten beträgt der Gewichtsanteil der (eigentlich tragenden) Fasern etwa 30 bis 35 % des Gesamtgewichts [22]. Der Rest ist also das die Matrix bildende Harz, dessen Festigkeit wesentlich geringer ist. Für Rennfahrzeuge werden die Lagen daher mit so genannten Prepregs aufgebaut. Prepregs sind bereits im gewünschten Verhältnis mit Harz vorgetränkte Matten (engl.: *preimpregnated material*), die ohne weitere Zusätze unter Druck und Temperatur in einer Druckkammer (Autoklav) aushärten können. Die Prepregs werden tiefgefroren um  $-15$  bis  $-18^\circ\text{C}$  gelagert, damit das Harz im Gewebe verbleibt. Dadurch dass bei dieser Technik kein Harz manuell hinzugefügt wird, steigt der Gewichtsanteil der Fasern im fertigen Verbund auf 65 % und mehr. Dies steigert die Festigkeit und verringert das Gewicht im Vergleich zu Strukturen, die im Handauflegeverfahren hergestellt werden.



**Abb. O.63** Ausgangsmaterial für CFK-Sandwichbauteile. Prepregs (*links*, mit teilweise abgezogener Schutzfolie) neben Aluminium- und Aramidwaben

Im Rennsport werden für Rahmen vornehmlich Kohlefaser-Prepregs herangezogen. Der damit erzeugte Verbundstoff ist somit ein kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff (CFK, engl. *CFRP – carbon fibre reinforced plastic*). Die Ausgangshalzeuge für ein Monocoque zeigt Abb. O.63.

CFK-Strukturen erweisen sich auch bei der Aufnahme von Crash-Energien als vorteilhaft. Fahrer konnten so schon Unfälle über 200 km/h ohne größere Verletzungen überstehen. Pro Jahr werden in der Formel 1 ca. 12 Monocoques pro Wagen verbraucht.

Die Formen zur Herstellung der Lamine werden vor allem für kleinere Bauteile aus Aluminium gefräst. Ein Nachteil besteht im stark unterschiedlichen Wärmeausdehnungsverhalten von Aluminium und CFK, was vor allem bei großen Bauteilen die Maßhaltigkeit verschlechtert. Eine Alternative stellen Formen aus Grafit dar. Dieser Werkstoff weist bei geringerer Festigkeit ähnliches thermisches Ausdehnungsverhalten wie CFK auf. Bei großen, maßgenauen Teilen wird die Form selbst aus CFK von Hand hergestellt. Das liefert eine stabile Form mit derselben Wärmeausdehnung wie das Werkstück. Diese Methode findet bei Monocoques Verwendung und wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

**Herstellung.** Der Herstellprozess eines Monocoques beginnt ähnlich wie bei einem Sandgussstein mit der Erstellung eines Positivmodells (*buck*). Dieses gibt die Außenform des späteren Teils mit allen Nuancen wieder, deshalb werden hohe Anforderungen an die Oberflächenqualität dieses Modells gestellt, Abb. O.64b. Das Modell wird meist basierend auf den CAD-Daten des Bauteils aus einem Klotz zusammengeklebter Kunststoff- oder Holzfaserplatten gefräst, Abb. O.64a. Von diesem Modell werden in manuellen Verfahren (Handauflegeverfahren, Harzinfusion etc.) die Negativformen (*female mould*) erzeugt. Das kann eine einzige Form sein oder es können auch zwei Formhälften abgenommen werden, mit denen zunächst zwei Halbschalen erzeugt werden, die im Anschluss miteinander zum endgültigen Monocoque verklebt werden müssen. Je nach Komplexität des Modells sind für jede Formhälfte mehrere Teile erforderlich, die über Flansche miteinander verschraubt werden, Abb. O.64c. Die Negativform muss ja ohne Zerstörung des Modells entformbar sein, darf also keine Hinterschnitte aufweisen. Bei einem modernen Monocoque sind dafür sechs Teile für zwei Formhälften (d) erforderlich.

Mit diesen Formen beginnt der eigentliche Fertigungsprozess eines Chassis, Abb. O.65. In die mit Trennmittel bestrichene Form bzw. die Formhälften (a) werden die einzelnen Lagen eingelegt (b). Der

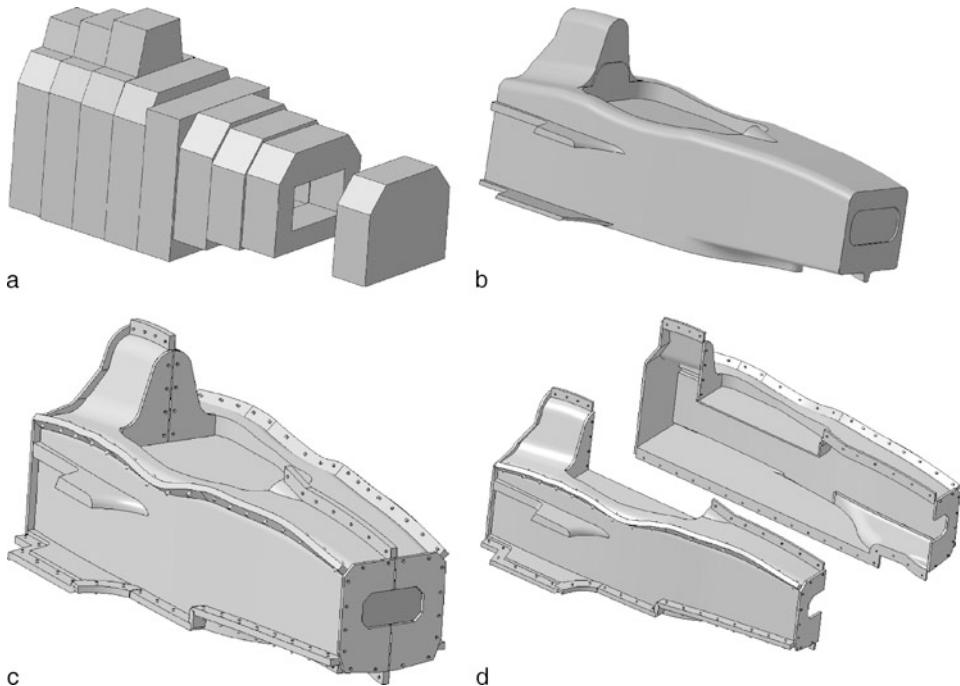


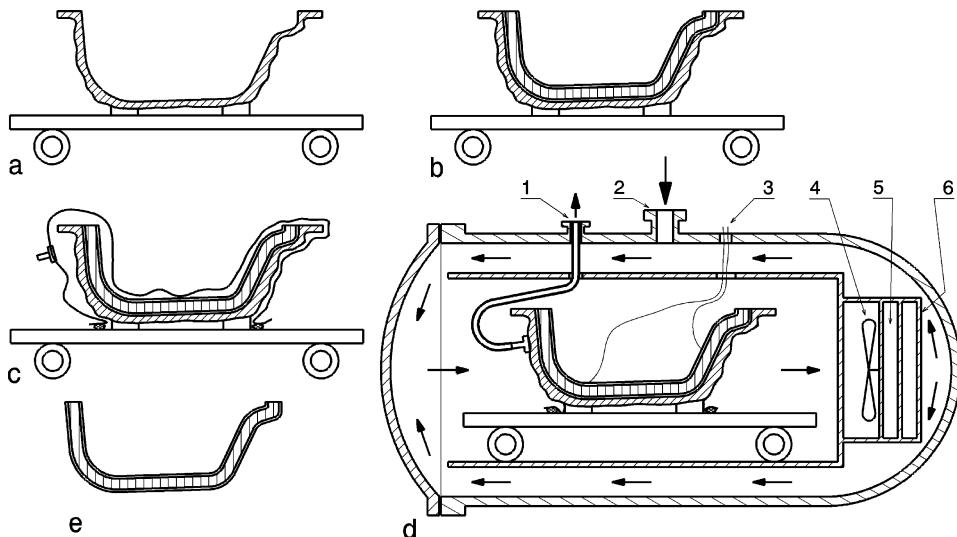
Abb. O.64 Entstehung von Negativformen

Zuschnitt der erforderlichen Prepregs erfolgt meist CNC-gesteuert über Laserschneider oder auch von Hand. In jedem Fall müssen die einzelnen Lagen genau die von der Konstruktion vorgesehene Faserrichtung und Reihenfolge aufweisen, wie sie im Lagenbuch (*Ply Book*) festgelegt sind. Die erste Lage, die in die Form gelegt wird, verdient besondere Sorgfalt, weil sie die sichtbare Oberfläche des fertigen Bauteils bildet. Die Außenlage besteht aus etwa 150 bis 200 Zuschnitten. Im Autoklaven wird dieser Lagenaufbau zu einem Verbund verpresst.

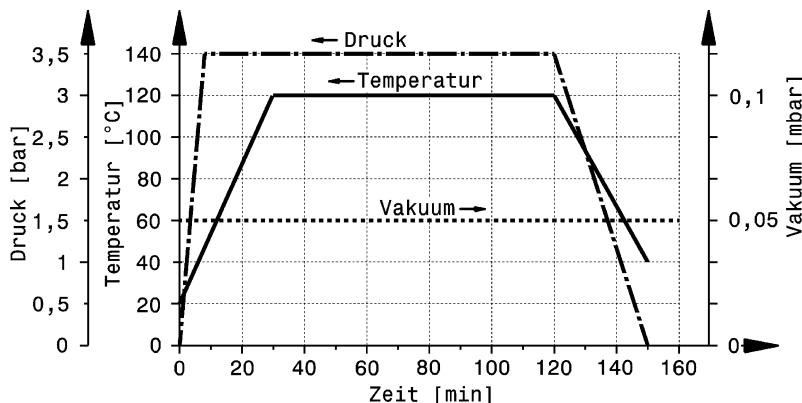
Der grundsätzliche Aufbau eines Monocoques ist eine Sandwichstruktur, d. h. auf die Außenlagen werden die Wabenkerne gelegt und an den vorgesehenen Verschraubungsstellen Inserts eingefügt. Anschließend wird die Struktur mit den Innenlagen abgedeckt.

Die Behandlung im Autoklaven erfolgt in mehreren Stadien des Produktionsprozesses und ist im Grunde immer wie folgt. Der Lagenaufbau in der Form wird mit einer porösen Trennfolie belegt und mit einem Sauggewebe abgedeckt. Über all das wird eine Vakuumfolie gestülpt, die zur Grundplatte hin abgedichtet wird (Abb. O.65c). Der so gebildete Vakumsack wird evakuiert. Das fördert die Entgasung von eingeschlossener Luft in der Schichtenstruktur und der Atmosphärendruck verdichtet die Lagen. Überschüssiges Harz wird vom Sauggewebe aufgenommen. Dieser Aufbau wird in den Autoklaven eingebracht (d). Ein Autoklav ist ein Kessel, in dem Druck, Vakuum und Temperatur getrennt eingestellt und verändert werden können. Messfühler im Lagenaufbau überwachen und dokumentieren den Verlauf dieser Größen. Ein typischer Autoklavenzyklus zur Herstellung von CFK-Bauteilen ist in Abb. O.66 dargestellt.

Im Autoklaven wirkt zusätzlich zum Atmosphärendruck Überdruck auf Bauteil und Form ein und die Verpressung der Faserschichten wird weiter gesteigert. Die Maximaldrücke sind unterschiedlich: Die Außenlage allein wird mit 7 bar verpresst, die gesamte Sandwichstruktur nur etwa mit 3 bar, damit



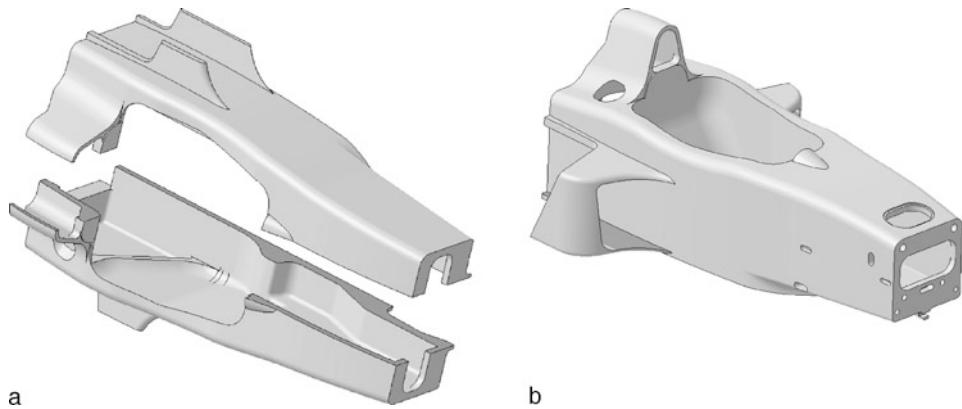
**Abb. O.65** Arbeitsfolge im Autoklaven. Erläuterungen siehe Text. 1 Vakuum, 2 Druck, 3 Temperaturfühler, 4 Gebläse, 5 Kühlung, 6 Heizung



**Abb. O.66** Typischer Autoklavenzyklus für CFK-Teile, nach [24]. Die vorgegebenen Rampen von Druck, Temperatur und Vakuum werden im Autoklaven rechnergesteuert abgefahrt und von Messfühlern dokumentiert

der Wabenkern nicht kollabiert. Bauteil und Form werden dabei gleichermaßen vom Druck beaufschlagt. Deshalb muss die Form bloß eigensteif aber nicht druckstabil sein.

Nach dem letzten Härtezyklus im Autoklaven kann das fertige Bauteil der Form entnommen werden (Abb. O.65e). Besteht das Chassis aus zwei Teilen werden diese anschließend miteinander verklebt, Abb. O.67a. Es gibt auch Hersteller, die beide Formhälften im Autoklaven gleichzeitig verkleben und aushärten, was die Festigkeit des gesamten Rahmens nochmals steigert. Die Klebung stellt für einige Hersteller allerdings ein so großes, grundsätzliches Risiko dar, dass sie eine einteilige Konstruktion des Chassis bevorzugen. Den dadurch bedingten erhöhten Fertigungsaufwand nehmen sie bewusst in Kauf. Nun kann das Monocoque mechanisch bearbeitet werden. Aufnahme- und

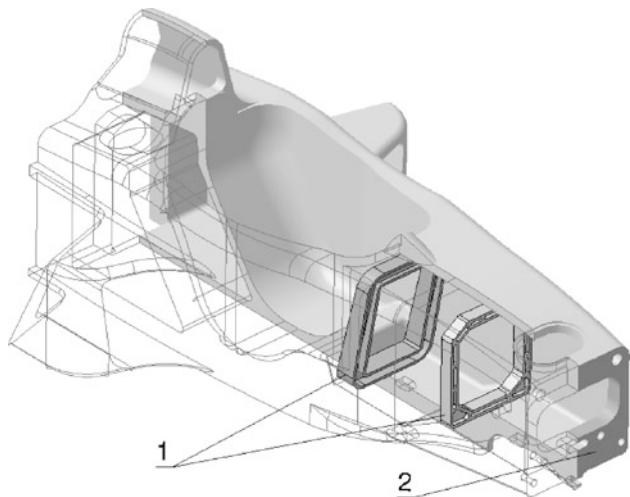


**Abb. O.67** Fertigstellung eines Monocoques. **a** Verkleben der Chassishälften, **b** Fertigbearbeitetes Monocoque

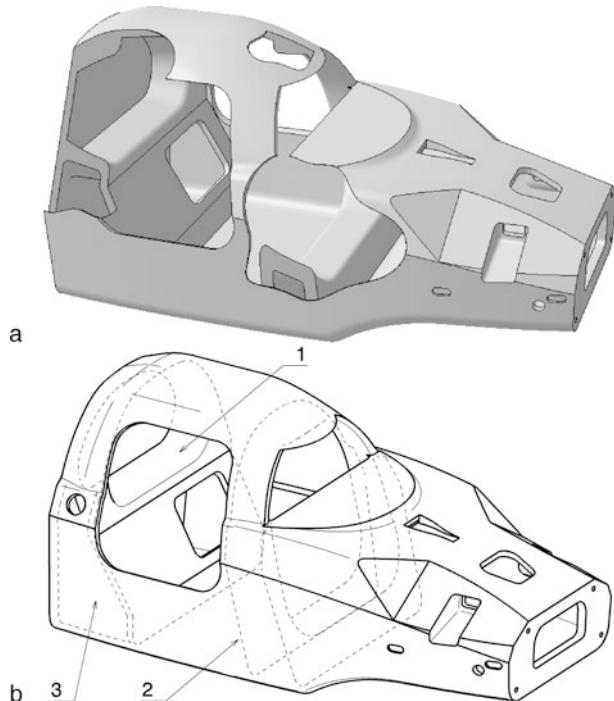
**Abb. O.68** Herstellprozess von laminierten Bauteilen. In einer Holz/Kunststoff-Positivform (*links*) wird die Negativform aus CFK laminiert. Nach dem Aushärten kann diese der Mutterform entnommen werden (*Mitte*) und dient ihrerseits wieder als Negativform zum Laminieren des endgültigen Werkstücks (*rechts*). Im Bild sind jeweils die „schönen“ (glatten) Oberflächen der Teile zu sehen



**Abb. O.69** Anordnung von Span-ten in einem Monocoque. Zwei Span-ten (1) und eine Schott-wand (2) verstehen den vorderen Bereich des Cockpits. Die Span-ten sind aus Aluminium oder aus CFK-Laminat. In die Span-ten werden die Radkräfte über die Querlenkerbefestigungen eingelei-tet



**Abb. O.70** CFK-Monocoque eines Sportprototypen mit geschlossenem Cockpit. **a** Schattierte Darstellung, teilweise geschnitten, **b** Axonometrische Darstellung. Zwei ringförmige Schottwände bilden die Überrollstruktur. **1** Schottwand hinten, **2** Schottwand vorne, **3** Bereich für den Kraftstofftank



Verschraubungsstellen für Fahrwerk und Motor werden an den mit Inserts und Verstärkungslagen vorbereiteten Stellen gebohrt bzw. gefräst (Abb. O.67b).

Die wichtigsten Stadien zur Herstellung von dünnwandigen Bauteilen illustriert Abb. O.68 am Beispiel einer Sitzschale.

Monocoques können auch separate Spanten zur Versteifung der Schalenstruktur erhalten, wie in Abb. O.69 beschrieben wird.

Spanten können auch direkt in die Gestaltung der gesamten Struktur einbezogen sein und so einen Teil der Überrollstruktur bilden. Abb. O.70 zeigt eine solche Lösung mit ringförmigen Schottwänden für einen Produktionssportwagen. Der mittlere Spant (2) bildet so einen Überrollbügel und die A-Säule gleichzeitig.

Abschließend einige Gestaltungsregeln für Bauteile aus faserverstärkten Kunststoffen, Abb. O.71.

Abbildung O.71a: Die Festigkeit geben die Fasern in Fadenrichtung vor. Das Harz ist bloß Bindematerial und bei Biegung im Verhältnis zu den Fasern spröde. Harzansammlungen durch Querschnittssprünge (1) oder enge Radien und Einbuchtungen (2), denen die Fasermatten wegen ihrer Eigensteifigkeit nicht folgen (so genanntes Bridging), müssen deshalb vermieden werden.

Abbildung O.71b: An Kanten und Ecken kann die Fasermatte beim Laminieren brechen, wenn der Radius zu klein und der Biegewinkel zu groß sind. Große Radian und fließende Übergänge verhindern das.

Abbildung O.71c: Sollen die Bauteile hohe Biegesteifigkeit aufweisen, müssen über die zugsteifen Schichten mit abstandshaltenden, leichten Kernen Sandwichstrukturen aufgebaut werden. An den Stellen, wo im fertigen Bauteil Verschraubungen vorgenommen werden, müssen Inserts aus Metall, Holz oder CFK-Platten in die Struktur einlaminiert werden.

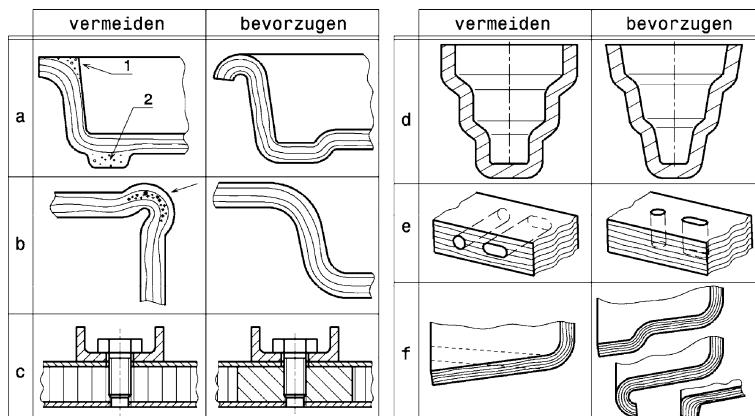


Abb. O.71 Gestaltungsregeln für faserverstärkte Kunststoffe. Erläuterungen siehe Text



Abb. O.72 CFK-Monocoque (Dallara). Solche Monocoques werden in der IRL eingesetzt

Abbildung O.71d: Entformungsschrägen ermöglichen das zerstörungsfreie Lösen des Bauteils aus bzw. von der Form. Die Neigungen sollen je nach Bauteiltiefe und Herstellverfahren mindestens zwischen 1 : 25 und 1 : 100 liegen.

Abbildung O.71e: Bohrungen und Ausfräslungen sollen quer zu den Schichten angebracht werden, sonst besteht die Gefahr des Delaminierens.

Abbildung O.71f: Großflächige Bauteilränder sollen verstieft werden. Dies geschieht mit entsprechender Formgebung oder lokalen Verstärkungen.

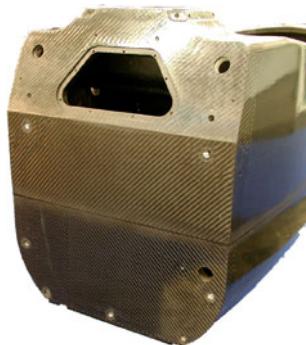
**Beispiele Examples.** Nachfolgend sind in den Abb. O.72 bis O.74 einige Beispiele von ausgeführten CFK-Monocoques zu sehen.

### 3 Festigkeit Strength

Der Rahmen muss eine hohe Festigkeit aufweisen. Er hält das Fahrzeug im wahrsten Sinn des Wortes zusammen und bildet die Überlebenszelle für den Fahrer. Nicht zuletzt deshalb wird der Fahrzeigrumpf unterschiedlichen, von den einzelnen Reglements vorgeschriebenen Prüfungen unterzogen. Näheres dazu siehe Abschn. C.4 Prüfungen.



**Abb. O.73** CFK-Monocoque (Formel Renault). Dieses Monocoque weist einen Aufbau mit Spanten wie in Abb. O.69 auf. Die Motoranbindung an der Rückseite zeigt Abb. O.74



**Abb. O.74** Motoranbindung eines CFK-Monocoques (Formel Renault). Das Bild zeigt die Rückansicht des Monocoques von Abb. O.73. Der Motor wird mittels Querträger im Zylinderkopfbereich und direkt im Ölwannebereich über die einlaminierten Inserts an die Rückwand des Monocoques verschraubt (vgl. Abb. L.146). Einzelne Öffnungen für Schaltgestänge, Kraftstoffleitungen, elektrische Leitungen und Gasseilzug sind ebenfalls zu sehen. Außerdem ist die Klebefuge zwischen Ober- und Unterteil des Chassis zu erkennen

Neben der Festigkeit ist auch eine geringe Verformung bei Belastungen wichtig. Interessant ist bei einem Rahmen vor allem die Torsionssteifigkeit zwischen den Achsen, genauer zwischen den Einleitungsstellen der einzelnen Vertikalkräfte der Räder. Der Rahmen soll gegenüber einem Torsionsmoment um die Längsachse möglichst steif sein, damit die Reifen ihre vom Fahrwerkskonstrukteur geplante Stellung zur Fahrbahn einnehmen und damit Torsionsstabilisatoren in der gewünschten Weise Radlasten verschieben können und eben nicht den Rahmen verwinden. Von erfolgreichen Rennfahrzeugen wird berichtet, dass bei ihnen die Steifigkeit des Rahmens nur das Vierfache der gesamten Wanksteifigkeit der Radaufhängung betragen hat [27]. Dieses Verhältnis bildet offenbar einen guten Kompromiss zwischen Masse (zu hohe Steifigkeit bedeutet unnötiges Gewicht) und Ansprechverhalten (ein zu weicher Rahmen führt zu trügtem Verhalten) des Wagens. Als Biegesteifigkeit wird bei Rahmen jene um die horizontale Achse (Y-Achse) betrachtet, als jene, die für die

**Tab. O.3** Steifigkeiten von Bauteilen bzw. Rahmen verschiedener Fahrzeuge

Biegesteifigkeit [19]	N/mm
Motorradfelge	1000
Telegabel Motorrad	100
Schwinge Motorrad	400
Motorradrahmen Motor ausgebaut, um Z-Achse	70–350
Motorradrahmen Motor eingebaut, um Z-Achse	200–450
Torsionssteifigkeit, tw. [19]	kNm/ $^{\circ}$
Motorradrahmen Motor ausgebaut	0,5–0,7
Motorradrahmen Motor eingebaut	1–2
PKW Karosserie Limousine [2]	12–24
PKW Karosserie Schrägheck	10–14
PKW Karosserie Kombi	10–14
Roadster [17]	5,6–14,5
Karosserie Minivan	10–12
Rennsportwagen Toyota [10]	38
Tourenwagen [13]	40
Formel Renault Monocoque	10–12
Formel 1 Monocoque	bis 40
Formel 1, Achse zu Achse [25]	6,5
Gitterrohrrahmen Formula Student	1–3

Biegung durch das Eigengewicht und Radlasten maßgebend ist. Tabelle O.3 liefert einen Vergleich von Steifigkeiten.

Den Torsionssteifigkeitsverlauf eines Formel-1-Wagens über der Fahrzeuglängsrichtung zeigt Abb. O.75. Der verschraubte Verbund Monocoque-Motor-Getriebe wird an der Nase mit einem Torsionsmoment belastet und die Verdrehwinkel an bestimmten Stellen erfasst. Als torsionssteifster Bereich erweist sich erwartungsgemäß der ausladende Bereich um das Cockpit. Zur schlanker auslaufenden Nase hin wird die Struktur ähnlich „weich“ wie zum hinteren Ende hin. Die Verschraubungsbereiche Motor an Monocoque und Getriebe an Motor stellen keine ausgeprägten Schwachstellen dar.

Ein bloßer Vergleich von Steifigkeitswerten unterschiedlicher Fahrzeuge ist allerdings wenig aussagekräftig. Wenn noch die aufgewendete Masse und die Größe in die Betrachtung einfließen, erhält man einen objektiveren Wert. Dies geschieht beispielsweise mit der Leichtbaugüte  $L$ :

$$L = \frac{c_{ts} A}{m}$$

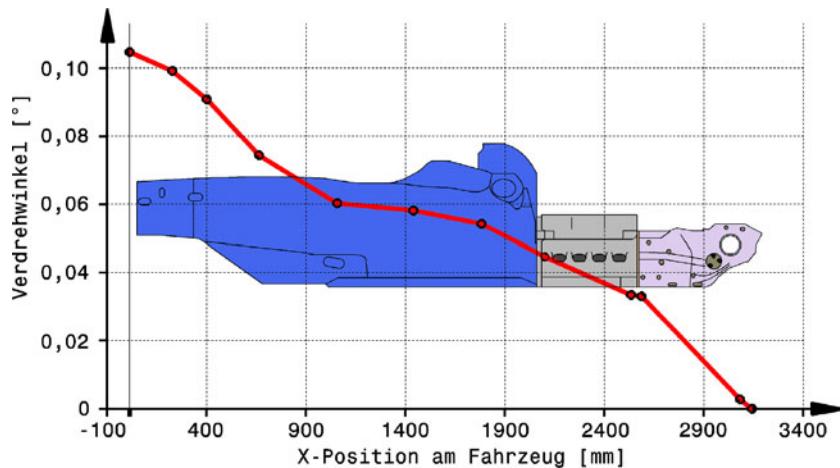
$L$  Leichtbaugüte,  $(\text{Nm}/{}^{\circ} \text{m}^2)/(\text{kg} \cdot 10^3)$

$c_{ts}$  Torsionssteifigkeit des Rahmens,  $\text{Nm}/{}^{\circ}$

$A$  Aufstandsfläche des Rahmens,  $\text{m}^2$

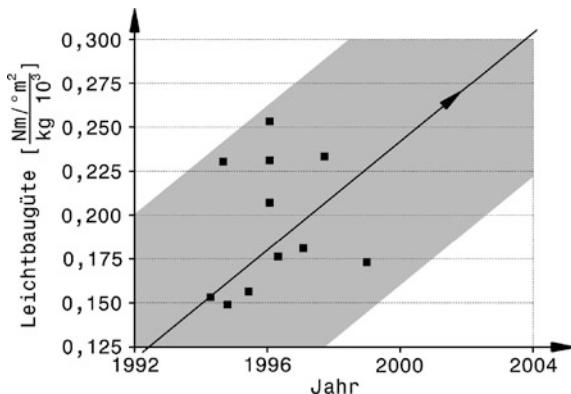
$m$  Masse des Rahmens, kg

Abbildung O.76 zeigt die Tendenz der Leichtbaugüte über die letzten Jahre für Pkw-Rohkarosserien.



**Abb. O.75** Torsionswinkel über der Fahrzeugposition in Längsrichtung eines Formel-1-Wagens (BMW-Saufer) [26]. Der Motor (2,4 l V8) ist voll tragendes Element zwischen Monocoque und Getriebe

**Abb. O.76** Leichtbaugüte von PKW Rohkarosserien, nach [2]. Das Diagramm zeigt die Tendenz mit Streuband



## 4 Anbauteile Add-on Parts

**Konsolen und Halter Brackets and Mounts.** Der Rahmen verbindet nicht nur die beiden Achsen miteinander, sondern trägt auch alle Anbauteile. Dazu gehören Kraftstoff- und Öltanks, Flügel, Batterie, Steuergeräte, Teile des Abgassystems, Feuerlöscher usw. Zur Befestigung dieser Komponenten werden meist Konsolen an den Rahmen geschweißt, genietet oder geschraubt. Konsolen und Halter mögen einfache Teile sein, aber wenn sie versagen, kann das dennoch zu einem Ausfall des Fahrzeugs im Rennen führen. Konsolen sollen also wie alle anderen Bereiche des Fahrzeugs mit möglichst geringer Masse ihre Funktion sicher erfüllen. Bei der Gestaltung der Konsolen ist zu beachten, dass diese durch Beschleunigung (z. B. 1,5 g in Querrichtung) und Stöße das mehrfache Gewicht des Anbauteils ertragen müssen und das die Belastung meist schwingend sein wird.

Bei der Gestaltung von Haltern kann das Prinzip der direkten Lastleitung vorteilhaft angewandt werden, siehe Abschn. [B.5 Allgemeine Konstruktionsprinzipien beim Entwerfen](#).

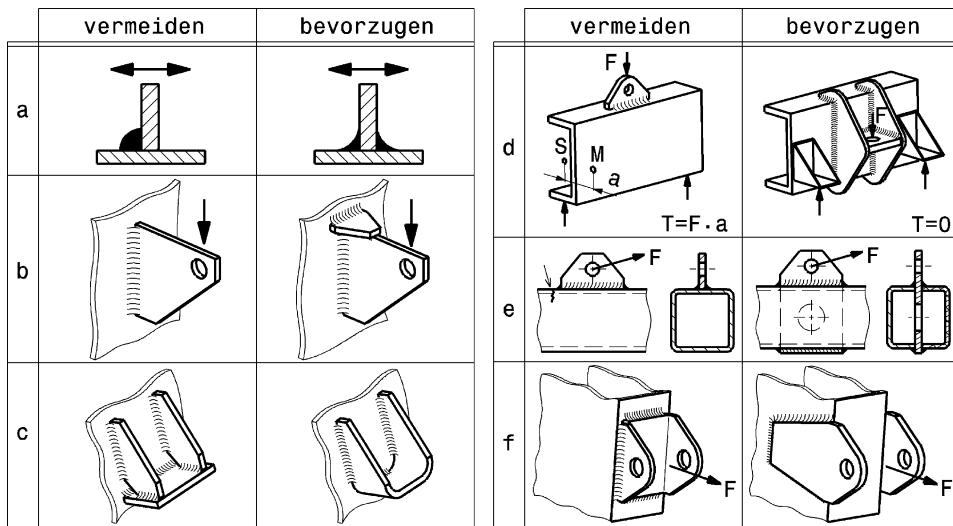


Abb. O.77 Konsolen und Halter. Gestaltungshinweise für geschweißte Konsolen. Erläuterungen siehe Text. Zu d: S Schwerpunkt des Profilquerschnitts, M Schubmittelpunkt des Profils

In Abb. O.77 sind für geschweißte Laschen einige Hinweise zusammengestellt.

Abbildung O.77a: Die Nahtwurzel von Schweißnähten soll nicht in der Zugzone liegen. Die sicherste Schweißverbindung vor allem bei dynamischer Belastung stellt die Stumpfnahrt dar. Bei dynamisch beanspruchten einseitigen Kehlnähten wirkt sich die Kraftflussumlenkung besonders festigkeitsmindernd aus. Wesentlich besser sind doppelseitige Nähte, die als Hohlkehlnähte ausgeführt sind.

Abbildung O.77b: Durch eine Nahtverlängerung in der Zugzone kann die Tragfähigkeit erhöht werden. Durch einen T-Querschnitt wird die Beanspruchung in der Zugzone der einseitig belasteten Konsole gesenkt.

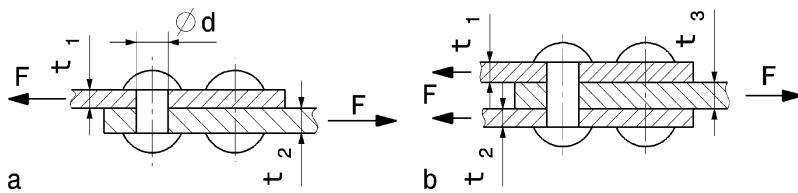
Abbildung O.77c: Allgemein soll mit Schweißnähten sparsam umgegangen werden. Verzug und Eigenspannungen bleiben so gering. Konsolen können so aus einem Band abkantet werden und dann erst angeschweißt werden. Das ist leichter und stellt mit weniger Schweißnähten dasselbe Ergebnis zur Verfügung wie der Aufbau aus einzelnen Blechen.

Abbildung O.77d: Offene Profile wird man zwar im Rahmenbau schon wegen ihrer ungünstigen Torsionssteifigkeit vermeiden, soll dennoch eine Lasche angebracht werden, muss der Schubmittelpunkt M des Profils beachtet werden. Greift die Kraft im Schwerpunkt S des Querschnitts an, entsteht ein Torsionsmoment T. Diese zusätzliche Beanspruchung wird vermieden, wenn die Kraft im Schubmittelpunkt M angreift.

Abbildung O.77e: Wird eine Lasche an einem Hohlprofil angeschweißt, muss für eine geschickte Krafteinleitung gesorgt werden. Ein Durchstecken der Lasche durch das Profilrohr verhindert Rissbildung (Pfeil) in der Zugzone und belastet auch nicht nur die biegeweiche Wand des Rohres.

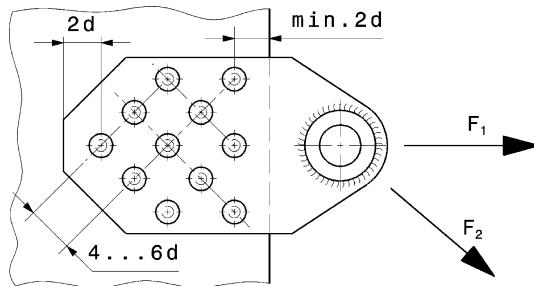
Abbildung O.77f: Werden Konsolen an eine Wand angeschweißt, so sollen die Kehlnähte nicht nur auf Zug belastet werden. Dies wird erreicht durch Gestalten von Einzellaschen, die längere Nähte aufweisen, die vor allem über Schub die Zugkräfte der Konsole auf die Wand übertragen.

Wird die Festigkeit von Leichtmetalllegierungen durch den Wärmeintrag beim Schweißen beeinträchtigt oder treffen unterschiedliche Werkstoffe aufeinander, kommt nur Nieten (*riveting*) und/oder



**Abb. O.78** Niete Begriffe. **a** Einschnittige Verbindung *Single shear*  $t_{\min} = t_1$ , **b** zweischnittige Verbindung *Double shear*  $t_{\min} = t_1 + t_2$  oder  $t_{\min} = t_3$  je nach Größe der tatsächlichen Blechdicken

**Abb. O.79** Nietanordnung bei Laschen. Die Empfehlungen für Rand- und Nietabstände gelten für Leichtmetallbau



Kleben zur Verbindung in Frage. Der Nietdurchmesser  $d$  (Abb. O.78) richtet sich nach der kleinsten Summe  $t_{\min}$  der Blechdicken, die in gleicher Richtung durch den Lochleibungsdruck belastet werden, und ist:

$$d = 2 \cdot t_{\min} + 2 \quad \text{für einschnittige Verbindungen}$$

$$d = t_{\min} + 2 \quad \text{für zweischnittige Verbindungen}$$

$d$  Nietdurchmesser, mm

$t_{\min}$  Summe maßgebender Blechdicken, mm

Bei Laschen, die an Wände angenietet werden, kommt es durch ungleiche Bauteildehnung zu ungleicher Kraftverteilung auf die Niete. Der erste Niet in Kraftrichtung erfährt eine höhere Beanspruchung als dahinter liegende. Äußere Niete an den Enden übertragen größere Kräfte als in der Blechmitte sitzende. Darum sollen nicht mehr als 5 bis 6 Niete in Kraftrichtung hintereinander angeordnet werden und wenn mehr Niete aus Gründen der Tragfähigkeit gebraucht werden, müssen diese versetzt aufgeteilt werden, Abb. O.79.

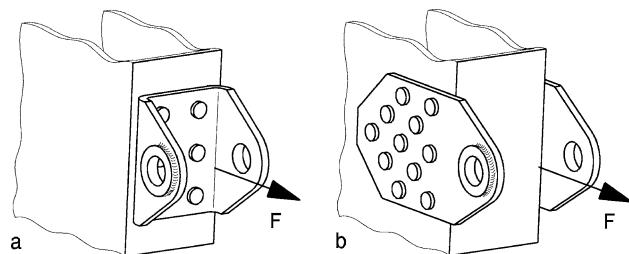
Niete sollen nicht direkt einer Zugbelastung ausgesetzt werden, sondern auf Schub beansprucht werden. Die Lösung von Abb. O.80a ist also zu meiden und die Variante Abb. O.80b vor allem bei großen dynamischen Kräften zu bevorzugen.

Generell sollen Halter so gestaltet werden, dass die Kräfte möglichst großflächig eingeleitet werden und dass keine Steifigkeitssprünge auftreten, Abb. O.81.

Steife Behälterbefestigungen führen bei dynamischer Belastung und direkter Anbindung an den Rahmen zu Rissbildung (a, Pfeil). Dies kann durch eine Entlastungssicke (b, Pfeil) in der Befestigungslasche verhindert werden. Auch wenn Kräfte örtlich eingeleitet werden, können Konsole so ausgebildet werden, dass diese auf einen großen Bereich verteilt vom Rahmen aufgenommen werden (c).

Kleben (*bonding*) weist gegenüber Schweißen und Nieten einige Vorteile auf. Es kommt zu keiner Gefügeänderung der beteiligten Metalle durch den geringen Wärmeeintrag. Dadurch treten auch

**Abb. O.80** Konsolen an Wand genietet. **a** Niete auf Zug beansprucht: Vermeiden, **b** zu bevorzugende Anordnung der Niete



weder Verzug noch Eigenspannungen auf. Die Kerbwirkung der Klebestelle ist so gering und die Kräfte werden auf so große Bereiche verteilt, dass wesentlich günstiger dimensioniert werden kann. Außerdem können auch unterschiedliche Werkstoffe, also auch Kunststoffe mit Metallen verbunden werden. Allerdings kommen der Vorbereitung der Fügestellen und der Auswahl des geeigneten Klebstoffs eine große Bedeutung zu. Prinzipiell sollen die Klebestellen so gestaltet werden, dass der Kleber durch die äußeren Lasten Schub- und Druckbeanspruchung erfährt. Zug- und Schälbeanspruchungen müssen im Sinne einer Dauerhaltbarkeit vermieden werden.

Einige grundlegende Gestaltungshinweise für Klebeverbindungen sind im Abb. O.82 zusammengestellt.

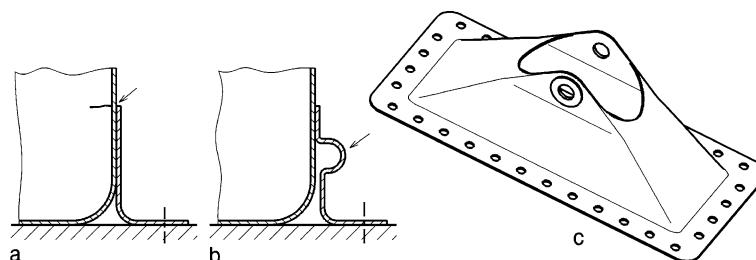
Abbildung O.82a: Die Verbindungsflächen müssen ausreichend dimensioniert werden. Die Stoßstellen können geschäftet werden oder man verwendet zusätzliche Leisten.

Abbildung O.82b: Bei einseitig überlappenden Verbindungen treten auch bei reinen Zugkräften zusätzliche Biegemomente auf. Diese können durch symmetrische Gestaltung der Verbindung vermieden werden. Dachförmige Profilleisten reduzieren den Steifigkeitssprung durch schroffe Querschnittserhöhung.

Abbildung O.82c: Bei Winkelverbindungen treten Schälbeanspruchungen auf, wenn die Verbindung nicht beanspruchungsgerecht gestaltet wird.

Abbildung O.82d: Abschälen kann durch zusätzliche Winkelleisten verhindert werden. Dasselbe erreicht man durch Kombinationen von Verbindungstechniken, z. B. Klammern oder Nieten und Kleben.

Abbildung O.82e: Die Ausführung des Überlappungsendes bei Klebeverbindungen hat einen markanten Einfluss auf die Festigkeit. Untersuchungen haben gezeigt, dass Verbindungen mit Kehlrand bestimmte Schwingbeanspruchungen etwa um den Faktor zehn länger ertragen, als Ausführungen mit bündigem Kleberabschluss [12].



**Abb. O.81** Festigkeitsgerechte Gestaltung von Konsolen. **a** Behälterbefestigung mit Steifigkeitssprung, **b** Behälterbefestigung mit Entlastungssicke, **c** Konsole mit großflächiger Krafteinleitung

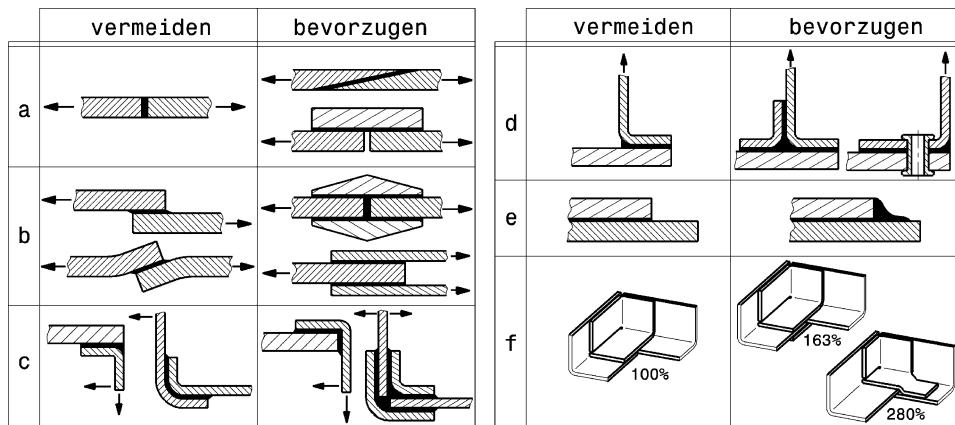


Abb. O.82 Gestaltungshinweise für Klebeverbindungen. Erläuterungen siehe Text

**Abb. O.83 Schnellwagenheber (quick jack) für das Fahrzeugheck.** Mit dieser Vorrichtung kann eine Person allein einen Wagen anheben und durch Umlegen des Hebers auf den Boden gleichzeitig stabil aufbocken. Dazu schließt die Hebegabel (1) einen spitzen Winkel mit dem Bügel (2) ein. Der Bügelquergriff (3) wiederum ist aus der Bügelebene abgeknickt, damit man ihn auch bei am Boden liegenden Schnellheber gut fassen kann

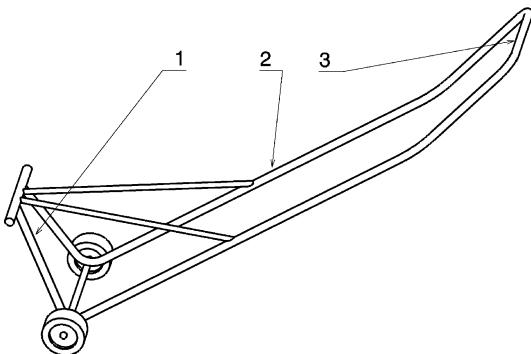


Abbildung O.82f: Eckverbindungen müssen mit besonderer Sorgfalt gestaltet werden, weil meist Zugbeanspruchungen und Biegemomente auftreten. Durch geschickte Anordnung von mehreren Klebelagen kann die Tragfähigkeit gesteigert werden. Die Belastbarkeit der Eckverbindungen ist in Prozent angegeben. Allerdings darf der Aufwand nicht zu hoch getrieben werden, denn sonst kann Schweißen gewichtsgünstiger sein.

**Bergehilfen Towing Systems.** Zum raschen Bergen und Entfernen von der Strecke verunfallter oder „liegen“ gebliebener Fahrzeuge dienen Ösen und Aufnahmen, die von den Streckenposten leicht erkannt werden müssen. Sie sind in Signalfarben (gelb, orange oder rot) gehalten und mit Aufklebern gekennzeichnet. Die Aufnahmen müssen imstande sein das anteilmäßige Fahrzeuggewicht zu tragen.

Mit einer Hebevorrichtung nach Abb. O.83 werden Fahrzeuge z. B. von Streckenposten angehoben und rasch von der Strecke gezogen oder das Fahrzeug wird damit zum Räderwechsel angehoben.

Wie die Aufnahme für einen solchen Schnellheber aussieht zeigt Abb. O.84.

**Abschleppösen Towing Eye.** Abschleppösen (Abb. O.85) werden an Touren- und Produktions-sportwagen am vorderen und hinteren Fahrzeugende angebracht. Sie müssen Innen einen Mindest-durchmesser zwischen 80 und 100 mm aufweisen. Die Blechstärke muss bei Stahl mindestens 5 mm

**Abb. O.84** Aufnahme für den Schnellheber an einem Formel-3000-Wagenheck. An die schmale tragende Struktur sind zwei gabelförmige Laschen befestigt, in die der Schnellheber eingreift. Außerdem ist der Diffusor nach dem Getriebe zu sehen



**Abb. O.85** Abschleppöse *towing eye*. Die Öse wird am vorderen und hinteren Ende an den Rahmen von Tourenwagen und Produktionssportwagen geschraubt



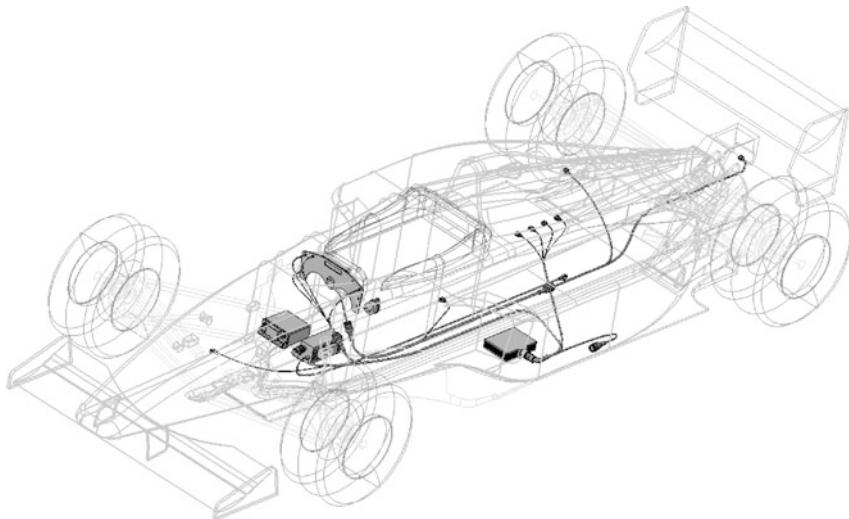
betrugen. Die Ösen müssen direkt über ein steifes Metallelement mit der Hauptstruktur verbunden sein. Seile oder ähnliches sind also nicht gestattet.

Teilweise werden auch Elemente der Überrollstruktur zum Bergen von verunfallten Fahrzeugen herangezogen. Dazu muss das Überrollelement allerdings einmal für eine einfache Befestigung mit Hebezeug geeignet sein. Das ist z. B. bei bügelförmigen Elementen der Fall. Weiters muss der Hersteller des Fahrzeugs der Rennleitung seine Einwilligung zu einer solchen Verwendung der Überrollstruktur in schriftlicher Form überlassen.

## Literatur References

1. Smith, C.: Prepare to Win, 1. Aufl. Aero Publishers, Inc., Fallbrook (1975)
2. Braess, Seiffert: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 1. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2000)
3. Wardenier, J., et al.: Anwendung von Hohlprofilen im Maschinenbau Konstruieren mit Stahlprofilen, Bd. 6. TÜV Rheinland, Köln (1996)
4. Dutta, D., et al.: Herstellung, Zusammenbau und Aufstellung von Hohlprofilkonstruktionen Konstruieren mit Stahlprofilen, Bd. 7. TÜV Rheinland, Köln (1998)
5. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
6. Ludvigsen, K.: Mercedes Benz Renn- und Sportwagen, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1999)
7. McBeath: Bericht über DJ Firecat. Racecar engineering **6**, 54 (2000)
8. Strambi, G.: Assembly Technology for Carbon Fibre Body Structures. AutoTechnology **4**, 56 (2006)
9. N., N.: Formula Renault 2000 Manual, Renault Sport Promotion Sportive (2001)
10. Bericht über Reynard 2KQ. Racetech **27**, (1999/2000)
11. Kunz, J., Lukic, D.: Biegesteifigkeit und Biegefesteitigkeit in der beanspruchungsgerechten Auslegung. Konstruktion **7/8**, 65–67 (2006)

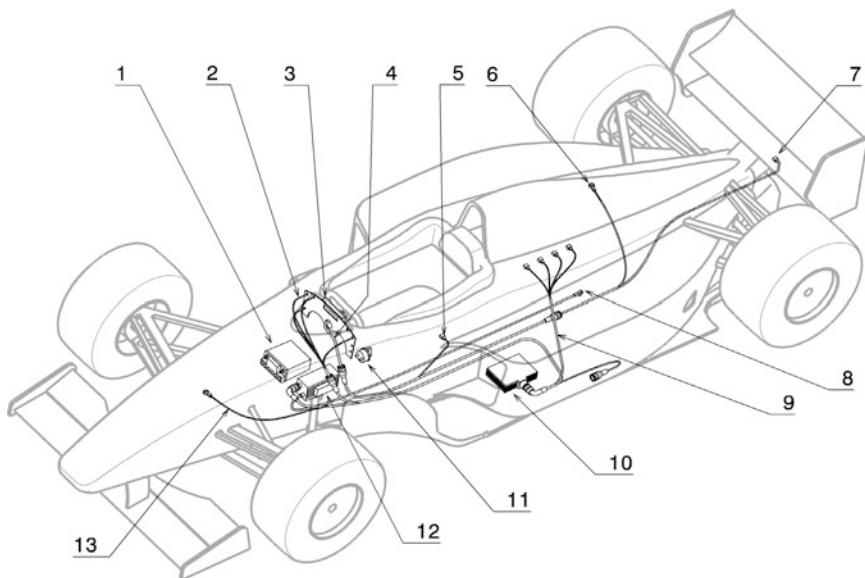
12. Klein, B.: Leichtbau-Konstruktion, 5. Aufl. Vieweg, Wiesbaden (2001)
13. Indra, F.: Grande complication, der Opel Calibra der ITC-Saison 1996. Automobil Revue **50** (1996)
14. Foale, T., Willoughby, V.: Motorradfahrwerk, Theoretische Grundlagen, Entwurf, Ausführung, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (1988)
15. Cunat, P.-J.: A new Structural Material for Passenger Cars: Stainless Steel. AutoTechnology **3**, 40 (2002)
16. Hölscher, M.: Carrera GT. Der neue Hochleistungssportwagen von Porsche. Vortrag der ÖVK-Vortragsreihe, Wien, Oktober 2003
17. Kleemann, W., Kolk, M.: Der neue BMW Z4 Roadster. ATZ **6**, 550 (2003)
18. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
19. Breuer, B.: Motorräder. Vorlesungsskriptum. TH Darmstadt, 1985
20. Staniforth, A.: Race and Rally car Source Book, 4. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2001)
21. Hintzen, H., et al.: Konstruieren und Gestalten, 3. Aufl. Vieweg, Braunschweig (1989)
22. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2001)
23. Schwarz, M., et al.: Zur Gestaltung von punktuellen Krafteinleitungen in Faserverbund-Strukturen. Konstruktion **6**, 90–96 (2007)
24. Fuchs, C.: Herstellung von CFK-Leichtbaukomponenten in Autoklav- und Injektionstechnik. Vortrag auf der RaceTech, München, 2004
25. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
26. Theissen, M., et al.: 10 Jahre BMW Formel-1-Motoren. Beitrag zum Wiener Motorensymposium VDI Reihe 12 Nr. 716, Bd. 2. VDI, Düsseldorf (2010)
27. Roberts, N.: Think Fast, The Racer's Why-To Guide to Winning, 1. Aufl. Eigenverlag, Charleston (2010)



Das elektrische System eines Rennwagens war einmal auf einen Generator, gegebenenfalls einen Starter und das Zündsystem samt einigen Kabeln beschränkt. Mit der Zunahme elektronischer Hilfen und Messwerterfassung hat auch die Elektrik so stark an Bedeutung gewonnen, dass ihre Konstruktion und Funktionsabsicherung genauso einen Raum in der Entwicklung einnimmt wie die anderer Baugruppen.

## 1 Verkabelung Übersicht *Wiring Overview*

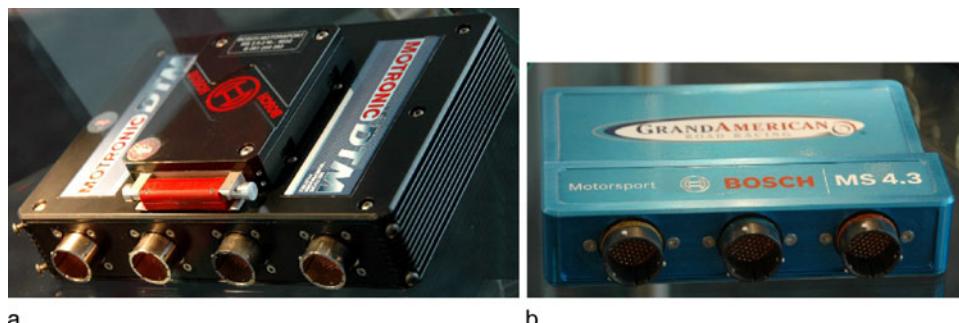
Der Kabelbaum ist meist Teil des Fahrzeugkonzepts, weil er relativ schwer und oftmals Grund für Zuverlässigkeitsprobleme ist. Sogar bei Serienfahrzeugen macht die Elektrik oft Probleme, allerdings ist hier der Fehler vor allem an den Schnittstellen (= Stecker, Anschlüsse und Schalter) zu suchen. Die Verkabelung wird prinzipiell relativ einfach gehalten. Abbildung P.1 stellt ein einfaches elektrisches System dar. Je komplexer der Kabelbaum, desto aufwändiger die Fehlersuche und desto wahrscheinlicher ein Fehler. Bei einigen Fahrzeugen werden nicht einmal Sicherungen vorgesehen, weil die Ströme der motorseitigen Generatoren relativ klein sind [2]. Ist das Fahrzeug jedoch mit elektronischen Fahrhilfen und Datenerfassungssystemen ausgestattet, nimmt die Komplexität so stark zu, dass eine durchdachte Integration sämtlicher Systeme angebracht ist. Neben dem Motorsteuergerät, befinden sich nämlich auch Getriebesteuergerät, weitere Steuergeräte, Sensoren und Aktuatoren an Bord. Allesamt müssen zumindest zum Teil miteinander kommunizieren. Das führt dazu, dass auch in Rennfahrzeugen ein CAN-Bus (s. auch Anhang) wie in Serienfahrzeugen eingesetzt wird. Dabei dient ein zentrales zweiadriges, verdrilltes Kabel zur Übertragung sämtlicher Informationen. Steuergeräte, Sensoren und Aktuatoren senden und empfangen serielle Botschaften, die ein bestimmtes Format haben müssen, über dieses Kabel. In diesem Format ist der Inhalt der Botschaft (z. B. Motordrehzahl) ebenso enthalten wie deren Priorität. Empfänger nehmen nur jene Nachrichten an, die in ihrer Liste der zu empfangenen Botschaften enthalten sind. Ein Zentralrechner überwacht die Vor-



**Abb. P.1** Elektrisches System eines Rennfahrzeugs. 1 Batterie *battery*, 2 Armaturentafelverkabelung *dashboard wiring*, 3 Cockpitanzeige *dashboard*, 4 Lenkradverkabelung *steering wheel wiring*, 5 el. Anschluss für Feuerlöscher *extinguisher wiring*, 6 el. Anschluss Rahmen *frame wiring*, 7 Brems-/Rücklicht *brake / tail light*, 8 Starteranschluss *starter wiring*, 9 Motoranschluss *engine wiring* 10 Steuergerät *control unit*, 11 Batteriehauptschalter *battery main switch*, 12 Schaltgerät *switchgear*, 13 Batteriemasseanschluss *battery earth wiring*

gänge. Durch ein CAN-System wird Leitungslänge gespart, weil die Alternative aus vielen einzelnen Leitungen zwischen sämtlichen angesprochenen Geräten besteht. Mit der Komplexität steigt auch der Vorteil von Sicherungen. Allein bei der Fehlersuche kann sich die daraus ergebende Einschränkung auf einen bestimmten Kreis bereits lohnen.

Bei Schalter und Steckverbindungen wird wegen ihrer Zuverlässigkeit gerne auf Produkte der Luftfahrtindustrie zurückgegriffen.



**Abb. P.2** Motorsteuergeräte. *electronic control units for engines*, **a** Steuergerät der DTM, **b** Steuergerät für Rennserie in den USA (Grand Am)

Für Motorsteuergeräte und ähnliche Recheneinheiten, die gekühlt werden müssen, bieten sich die Luftschächte zu den Wärmetauscher an. In diesen können sie tief angeordnet im Lufteintrittsbereich sitzen. Ihre gute Zugänglichkeit ist dadurch auch gegeben, vgl. Abb. E.74. Steuergeräte sind in einem staub- und wasserdichtem Aluminium- oder Magnesiumgehäuse untergebracht und weisen Anschlüsse für Stecker nach Luftfahrtstandards oder militärischen Normen auf, Abb. P.2.

## 2 Batterie *Battery*

Batterien versorgen elektrische Kraftstoffpumpe (Start, Langsamfahrt), elektronische Zündung und Kraftstofffeinspritzsystem samt Bordrechner mit Energie. Für den Motorstart gibt es unterschiedliche Überlegungen bzw. Reglements, so dass die Batterie nicht in jedem Fall die Energie für den Startermotor bereitstellen muss. In manchen Fahrzeugen sind Startermotoren entweder gar nicht fahrzeugseitig vorgesehen oder werden über Druckluftbehälter gespeist. Andere Fahrzeuge müssen zwar ohne fremde Hilfe starten können, nutzen jedoch für den Erststart bzw. zum Anlassen in der Box externe Spannungsquellen, die die Bordbatterie schonen bzw. sogar aufladen.

Elektrische Schutzsysteme (Feuerlöscher, Luftflasche) müssen aus Sicherheitsgründen über eine eigene Energiequelle verfügen.

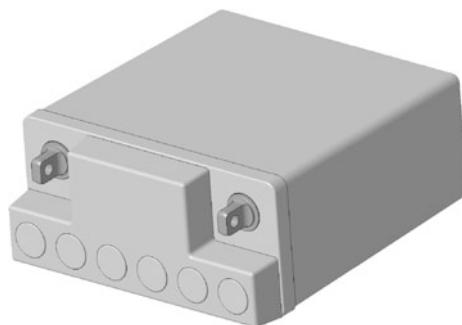
Bei Rennfahrzeugen werden geschlossene und wartungsfreie Batterien verwendet, die in jeder Lage eingebaut werden können, Abb. P.3. Trotzdem sind vollständig dicht umschließende, nicht leitende Behälter, z. B. aus GFK, vorgeschrieben, wenn die Batterie im Fahrzeuginnenraum untergebracht ist.

Die Batteriebefestigung muss die Beschleunigungen der Fahrmanöver ertragen können und die elektrischen Anschlüsse dürfen sich nicht lösen. Trotzdem sollte die Batterie einfach und rasch auszubauen sein, damit sie regelmäßig gewartet (geladen) werden kann.

Die Kapazität der Batterien wird relativ klein gewählt um die Masse nieder zu halten. In Tab. P.1 finden sich Beispiele gängiger Batterien. Meist reichen Motorradbatterien aus. Selbst in der Formel 1 wurden noch in den 1980er-Jahren zwei 6V-Motorradbatterien eingesetzt, wenn Luftanlasser für die Motoren verwendet wurden [2].

Bei Formelfahrzeugen, die ohne bordeigenen Startermotor auskommen, wird von manchen Herstellern anstelle einer Batterie ein Supercap eingesetzt. Der Doppelschichtkondensator (siehe Abschn. M.8) spart gegenüber der Batterie Gewicht. Diese Gewichte liegen bei einem 3,5-l-Formel-Renault-Fahrzeug der Saison 2012 bei 1,3 kg für den 15-V-Kondensator und 13 kg für die ersetzte 12-V-Batterie [5]. Die im Kondensator gespeicherte elektrische Energie wird u. a. zum Wechseln der Gänge benutzt.

**Abb. P.3** Batterie für Formelwagen, wie Formel ADAC, Formel König etc.



**Tab. P.1** Batterien für Rennfahrzeuge

Einsatz	Spannung V	Kapazität Ah	Abmessungen mm	Masse kg	Type	Bemerkung
Motorrad	12	8	152 × 88 × 106	ca. 3–4	YTX9-BS	wartungsfrei (Geltechnik): Beliebige Einbaulage
Formel König, AD-AC, Ford	12	15	181 × 76 × 167	6,0	HP15-12W	auslaufsicher. Abb. P.3

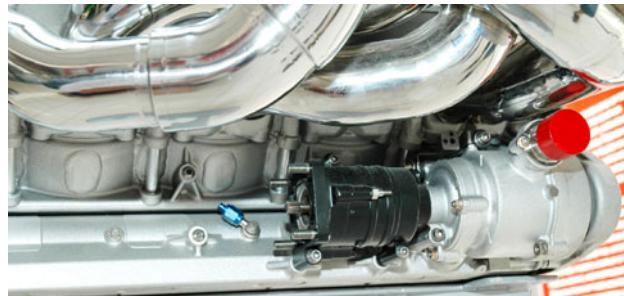
### 3 Generator Alternator

Eine kleine Lichtmaschine wird direkt vom Motor angetrieben und versorgt diverse elektrische Pumpen und das Zündsystem. Bei Sprintbewerben ist zu prüfen, ob überhaupt ein Generator benötigt wird oder ob die Kapazität einer Batterie alleine ausreicht um alle Verbraucher für die Dauer des Rennens zu versorgen. Bei längeren Bewerben zahlt sich ein Bordgenerator auf alle Fälle aus, auch wenn er bedingt durch die Wirkungsgrade seines Antriebs und seines Wirkprinzips zu den Leistungsverlusten des Motors beiträgt. Batterien zeigen einen Spannungsabfall bei Stromentnahme, der dazu führen kann, dass empfindliche Verbraucher (Motorsteuergerät, Kraftstoffpumpe, ...) ihre Funktion nicht mehr einwandfrei erfüllen. Dauert das Rennen länger als gedacht (gelbe Flagge, Unfall, ...) oder benötigt man mehr Energie als geplant (Motorstarts nach Dreher), kann das bei Spannungsversorgung durch die Batterie allein zu einem Ausfall führen.

In der Formel 3 beispielsweise ist kein Generator am Motor vorhanden und die Fahrer verlassen sich allein auf die Bordbatterie, die den Energiebedarf über eine Renndistanz deckt [3].

Für die extrem hochdrehenden Motoren der Formel 1 kommen äußerst kleine (z. B. Durchmesser 62 mm mal 98,5 mm Länge) zum Einsatz [4]. Sie liefern einen Strom von 41 A bei  $9000 \text{ min}^{-1}$  und sind bis über  $12.500 \text{ min}^{-1}$  drehzahlfest, Abb. P.4.

**Abb. P.4** Generator an einem V10-Motor (Ferrari Formel 1). Der Generator sitzt außen am unteren, rechten Kurbelgehäuseabschluss und wird direkt von der Ölzentrifuge angetrieben. Am sichtbaren offenen Generatorflansch wird die Hydraulikpumpe angebracht



## 4 Leitungen und Verbindungen *Leads and Connectors*

Grundsätzlich sollten möglichst viele Elemente der Verkabelung wegen ihrer hohen Masse möglichst tief im Fahrzeug angeordnet werden. Jeder Verbraucher soll auch mit einer geeigneten Leitung direkt an die Fahrzeugmasse angeschlossen sein.

**Leiterquerschnitt Wire Size.** Leiterquerschnitte werden in erster Linie von der zu führenden Stromstärke und der Umgebungstemperatur bestimmt. Man wird die Querschnitte nicht zu groß wählen um Gewicht zu sparen. Ein zu kleiner Querschnitt ist allerdings auch schlecht, erhöht er doch die Gefahr eines Ausfalls oder gar Brands. Zunächst wird die Stromstärke  $I$  des Verbrauchers, der versorgt werden soll, errechnet:

$$I = \frac{P}{U_n} = \frac{U_n}{R} \quad (\text{P.1})$$

$I$  Stromstärke eines Verbrauchers, A

$P$  Leistungsbedarf eines Verbrauchers, W

$U_n$  Nennspannung, V

$R$  elektrischer Widerstand eines Verbrauchers,  $\Omega$

Mit dem bekannten Strom folgt der Leiterquerschnitt  $q$  zu:

$$q = \frac{I\rho l}{\Delta U_+} \quad (\text{P.2})$$

$q$  Leiterquerschnitt,  $\text{mm}^2$

$\rho$  spezifischer elektrischer Widerstand,  $\Omega \text{mm}^2/\text{m}$ . Für Kupfer  $\rho = 0,0185$ , für Aluminium  $\rho = 0,0303$ .

$l$  Leitungslänge, m

$\Delta U_+$  zulässiger Spannungsabfall der Plusleitung, V

Der zulässige Spannungsabfall der Plusleitung beträgt bei 12 V Nennspannung für Steuerleitungen 0,5 V, für Ladeleitung (vom Generator bis Batterie) 0,4 V, für Lichtleitungen 0,1 V und für die Starterhauptleitung 0,5 V. Der Leiterquerschnitt wird im anglikanischen Sprachraum in AWG-Kennzahlen (American Wire Gauge) angegeben. Die kleinste Kennzahl steht für den größten Querschnitt.

Die Verlustleistung des Leiters, die zu einer Erwärmung führt, berechnet sich wie folgt:

$$P_{ls} = \frac{I^2 l \rho}{q} \quad (\text{P.3})$$

$P_{ls}$  Verlustleistung, W

Diese Verlustleistung entspricht dem abzuführenden Wärmestrom. Die Temperaturdifferenz  $\Delta T$  zur Umgebungstemperatur folgt somit aus der Definition des Wärmewiderstands:

$$\Delta T = T - T_0 = P_{ls} R_{th} \quad (\text{P.4})$$

$T$  Temperatur des Leiters, K

$T_0$  Umgebungstemperatur, K

$R_{th}$  Wärmewiderstand, K/W

**Leitungen Wires.** Leitungen müssen sauber verlegt und befestigt sein. Scheuern oder Kontakt mit beweglichen Teilen ist unbedingt zu vermeiden. Ebenso heikel und daher unbedingt zu meiden ist Nähe zu heißen Teilen (Abgasrohr, Bremse, ...). Kabel, die zu beweglichen Teilen führen, können in Wellrohren geschützt gehalten werden. Sie müssen auch ausreichend lang sein, damit sie sämtliche Bewegungen ohne Dehnung mitmachen können. Im Extremfall helfen schraubenförmige Kabelabschnitte, die sich bei der Zurückbewegung wieder zusammenziehen.

Treten Leitungen durch Schottwände hindurch, können die Kabel mit Gummi- oder Kunststoffkrägen (*grommets*) wirkungsvoll geschützt werden.

Für manche Leitungen sind bestimmte Farbcodes vorgeschrieben. So muss das Batteriemassekabel gelb sein. Aber auch für andere Leitungen sind Codierungen vorteilhaft. Sie erleichtern die Fehler suche, die gerade bei Rennfahrzeugen oft rasch und in ungünstiger Umgebung (im Freien, ...) erfolgen muss.

Elektrische Leitungen tragen – wenn auch nicht in dem Maße wie bei einem Pkw – zur Masse des Fahrzeugs bei. Daher liegt der Gedanke nahe, Leichtmetall anstelle des üblichen Kupfers für Kabel einzusetzen. Aluminium bietet sich zwar auf den ersten Blick als einfache Lösung an, kann aber nicht ohne Zusatzmaßnahmen das Kupfer ersetzen. Aluminium weist eine schlechtere elektrische Leitfähigkeit als Kupfer auf, die Aluminium-Kabelquerschnitte müssen also beim Ersatz von Kupfer ca. 60 % größer dimensioniert werden. Aluminium zeigt auch das so genannte Kriechen, also eine Zunahme der bleibenden Verformung über der Zeit. Dadurch werden eigene Stecker erforderlich, die die Verbindung zwischen Kabel und der Kontaktfeder längerfristig aufrechterhalten. Die Kontaktkraft wird also nicht vom Kontaktelement selbst sondern einer Feder sichergestellt. Werkstoffpaarungen im direkten Kontakt mit unterschiedlichem Potential in der Spannungsreihe sind zu vermeiden, damit keine korrosionsfördernden Lokalelemente auftreten. Eine Abhilfe bieten Beschichtungen mit edleren Metallen [6].

Zur endgültigen Entscheidung bei der Werkstoffwahl kann das Verhältnis aus elektrischer Leitfähigkeit und Dichte (sogenannter Performance Index P.I.) herangezogen werden um den besten Kompromiss aus diesen beiden Eigenschaften zu bilden. Demnach ist Aluminium am besten (P.I. = 14) geeignet, gefolgt von Magnesium (P.I. = 13) und Kupfer (P.I. = 6,6) [7].

Zur Verbindung elektrischer Kontaktpartner ist das Crimpeln (Verpressen) besser geeignet als Löten. Die Lötstellen haben sich als empfindlich gegenüber Schwingbeanspruchung erwiesen. 90 % der Zuverlässigkeitssprobleme von Motorsteuergeräten sind auf schlechte Kontaktierung zurückzuführen [1].

Generell sollen in Fahrzeugen Leitungen aus feindrähtigen Adern eingesetzt werden. Kabel mit starren Adern neigen zu Brüchen, die durch die unweigerlichen Fahrbewegungen hervorgerufen werden.

Im Motorsport haben sich Kabel der Spezifikation Raychem Spec 44 bewährt; Diese haben eine hohe Stromtragfähigkeit, sind mechanisch robuster trotz dünnerer Isolierung, dafür allerdings teurer als vergleichbare Fahrzeugeleitungen. Es empfiehlt sich auch diese Kabel mit MIL-Steckern zu verbinden, weil die Dichtheit mit Seriensteckern nur mit Aufwand erreicht werden kann. Eine weitere Option stellen Kabel dar, deren Isolationsmaterial Tefzel (MIL Spec 22759) ist, das bis 150 °C einsetzbar ist.

Der CAN-Bus besteht aus einer 2-adrig verseilten Leitung mit Schirm- und Fülleitungen sowie definiertem Wellenwiderstand von 120Ω. Geschirmte Leitungen werden eingesetzt, wenn Störquellen (Zündspulen, Funkverbindung,...) wichtige Signale (OT-Signal Zylinder 1, Öldruck, Wassertemperatur,...) beeinträchtigen könnten.

**Steckverbindungen Plug and Socket Connector.** Die mechanischen Verbindungen bei elektrischen Systemen stellen auch bei Serienfahrzeugen eine der Hauptausfallsachen dar. Die im Kfz-Bau üblichen Flach- und Rundstecker bestechen durch Einfachheit und geringem Preis, sind für Rennfahrzeuge aber wenig geeignet. Die geplante Zuverlässigkeit ist auf etwa 10 mal lösen beschränkt. Im

**Abb. P.5** Vielpoliger Stecker an einem Motor (Ferrari, Formel 1). Der Stecker ist mechanisch codiert (nur eine Steckposition möglich) und mit einem Bajonetverschluss versehen, so dass er auch formschliessig gehalten wird. Außerdem dichtet der Stecker im gefügten Zustand das Gehäuse nach außen ab



Rennsport haben sich Steckverbindungen aus der Luftfahrtindustrie bewährt, Abb. P.5. Diese dichten die elektrischen Kontakte gegen Feuchtigkeit ab und gewährleisten über Überwurfmuttern o. ä. auch eine zuverlässige mechanische Verbindung. Besteht zwischen den elektrischen Kontaktpartnern nämlich Spiel, führt dies besonders bei „fliegenden“ Steckverbindungen durch Reibkorrosion zur Bildung von Passungsrost und damit unweigerlich zu elektrischen Problemen durch veränderten Übergangswiderstand.

Elektronische Geräte reagieren empfindlich auf Wärme und Schwingungen. Sie sollten daher schwingungsisoliert gelagert werden und an einer Stelle, wo die Wärme durch Luft abgeführt werden kann. Einfache Schwingungsentkoppler bestehen meist aus Elastomer und sind aus diesem Grund nicht leitend. Diese Geräte müssen daher mit einer eigenen Leitung an die Fahrzeugmasse angeschlossen werden. Ebenso empfiehlt es sich die Armaturentafel schwingungsisoliert am Fahrzeug anzubringen.

**Kabelbaum Wiring Harness.** Einzelne Kabel und Leitungsstränge werden zu einem Kabelbaum zusammengefasst. Zur Auslegung eines Kabelbaums bietet sich eine gemischte Vorgehensweise aus baulicher und konstruktiver Tätigkeit an. Das Grobkonzept des Kabelbaums wird direkt vor Ort im Fahrzeug (oder je nach Bauzustand mit einer Motorattrappe im Rahmen/Chassis) erstellt. Die Lage der Steuergeräte, Sensoren, Schalter usw. muss bereits bekannt sein. Man beginnt mit einer mindestens 100 mm langen geraden Strecke in der Nähe des Hauptsteckers, damit Platz für etwaige Terminals besteht. Von da werden alle Geräte und Sensoren mit je einem Abgang versorgt. Damit lassen sich die erforderlichen Leitungslängen durch Verlegen eines „Mess“-Kabels leicht ermitteln. Dieses Konzept samt Besonderheiten – wie Stellen, an denen ein Scheuerschutz erforderlich ist, oder Winkelstecker – wird in einer Zeichnung festgehalten. Kabelquerschnitte und Kabeltyp wird errechnet bzw. festgelegt und ebenso wie Querschnitte bei Abgängen an dicken Stellen in der Zeichnung vermerkt. Abbildung P.6 zeigt beispielhaft eine Zeichnung eines Kabelbaums als Herstellungsunterlage. Zur Bündelung von Kabelsträngen gibt es unterschiedliche Ummantelungen (*looming, jacketing*). Die Palette reicht von einfachen Kabelbindern über Spiralschlauch, Geflechtschlauch zu Schrumpfschlauch und als zusätzlicher Scheuer- und Temperaturschutz (bis 800 °C) bis Kevlar-Temperaturschutzschlauch. Kabelbinder werden für Versuchsaufbauten eingesetzt. Spiralschläuche wirken über eine größere Länge und sind ähnlich reparaturfreundlich wie das Umwickeln. Eine robustere Art des Umwickelns stellt der Geflechtschlauch dar, der bei den mechanischen Eigenschaften nur noch von einer

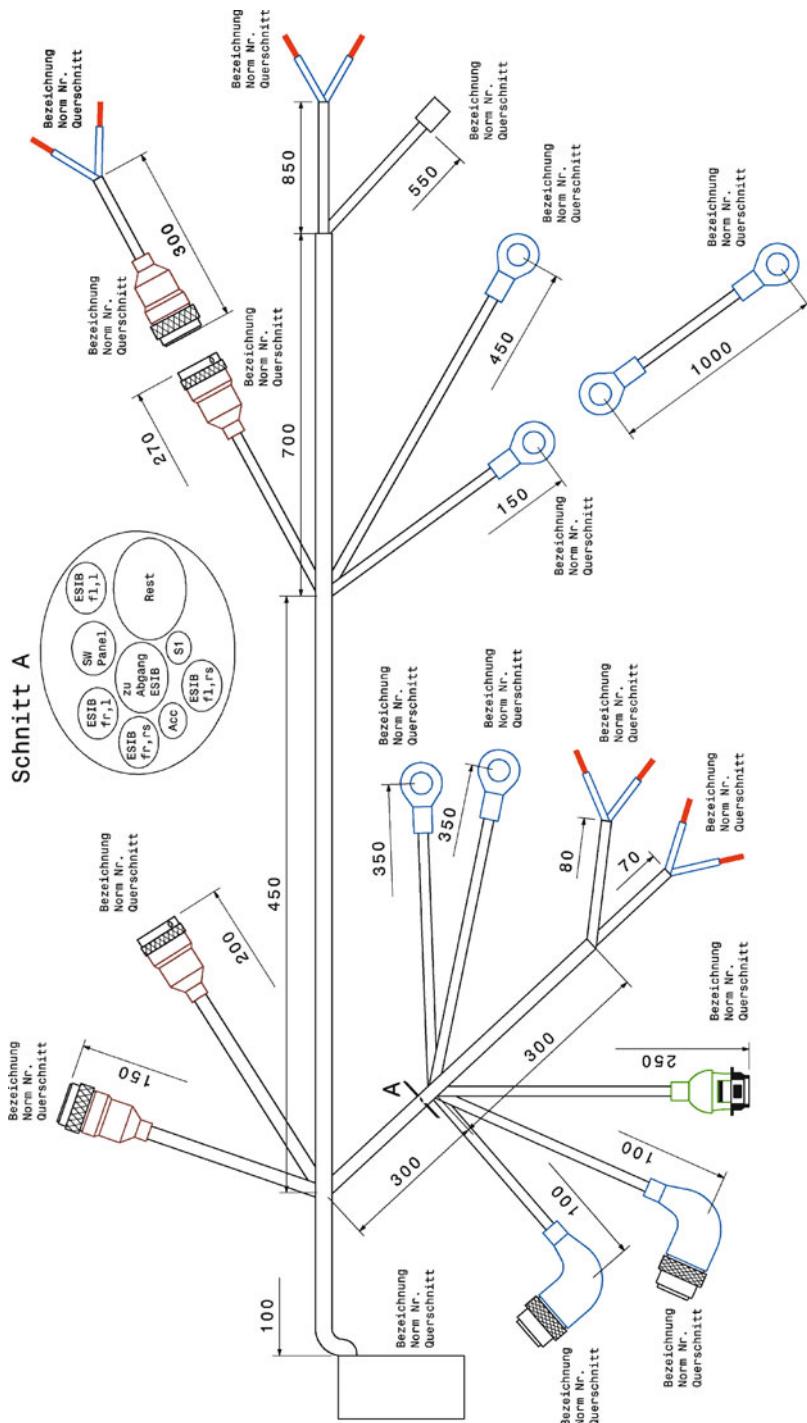


Abb. P.6 Zeichnung eines Kabelbaums

geschlitzten Rohr ummantelung überragt wird. Ein Schrumpfschlauch erträgt hohe Temperaturen und dichtet den Kabelbaum ab, wenn die Abgänge verklebt werden. Die Herstellung gestaltet sich allerdings aufwändiger im Vergleich zu den vorgenannten Methoden und nachträgliche Änderungen sind nicht mehr möglich. Professionelle Teams bevorzugen diese Art der Kabelbaumfertigung.

## 5 Schalter Switches

Ein Hauptschalter muss sämtliche elektrische Verbraucher, außer eventuell einen vorhandenen elektrischen Feuerlöscher, unterbrechen können. Die Art seiner Betätigung muss einfach zu erfassen sein, damit sie von jedermann im Ernstfall rasch erkannt wird, Abb. P.7.

Aus Sicherheitsgründen muss die Zündung vom Fahrerplatz aus abgeschaltet werden können, ebenso die Kraftstoffpumpe. Ein Beispiel für eine zentrale Anordnung der Schalter und Steckverbindungen im Cockpit eines Rennfahrzeugs präsentiert Abb. P.8.

**Abb. P.7** Hauptschalter. Das Schaltergehäuse wird auf einer Wand verschraubt. Die Betätigung erfolgt mit einem roten Griff durch eine Vierteldrehung. Der Griff dieses Schalters kann ähnlich einem Zündschlüssel abgezogen werden



**Abb. P.8** Schalter und Stecker in einem offenen Cockpit eines Le Mans Prototypen (Audi R8S). Diese Abdeckung aus CFK ist an der Cockpitwand montiert. Damit ist sie vom Fahrer und von außen zu erreichen



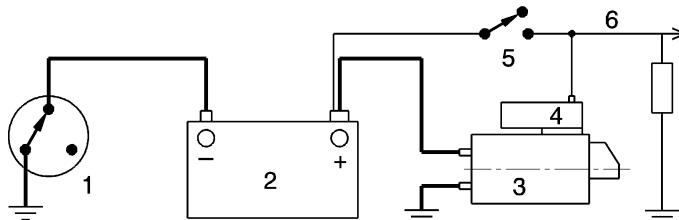
## 6 Schaltplan Circuit Diagram

Die Schaltpläne werden möglichst einfach gehalten. Sicherungen werden kaum eingeplant. Einen Grundschatzplan mit vorgeschriebenem Hauptschalter und einer Starterbatterie an Bord zeigt Abb. P.9.

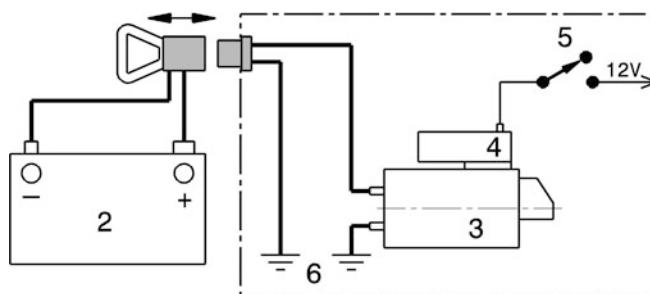
Wenn es das Reglement gestattet, sind externe Starterbatterien zu bevorzugen. Sie schonen die Bordbatterie (zumindest, wenn ihre Spannung höher ist jene der Bordbatterie, im anderen Fall entlädt sie die Batterie!) und können wesentlich schwerer sein. Verbrennungsmotoren brauchen auch eine gewisse Starterdrehzahl zum sicheren Starten, schon aus dem Grund ist eine Starterbatterie mit großer Kapazität von Vorteil. Die Verbindung zwischen externer Batterie und Bordnetz erfolgt über einen großen Stecker, der für große Ströme geeignet ist und nicht verpolzt werden kann. Ist der Stecker im Sichtbereich des Fahrers, lässt sich der ärgerliche Fall einfach vermeiden, dass der Fahrer mit der angesteckten Starterbatterie losfährt. Einen Schaltplan dazu liefert Abb. P.10.

Während der Fahrt kann der Fahrer kaum alle Signale verarbeiten, die ihm auf der Strecke und auf dem Armaturenbrett geboten werden. Neben der Drehzahl ist auch der Öldruck für den Motor „lebenswichtig“. Eine einfache Schaltung aktiviert bei laufendem Motor ein Warnlicht, sobald der Öldruck unter einen gewissen Wert fällt, Abb. P.11.

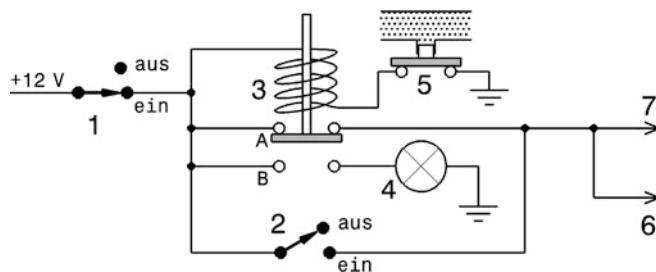
Wird das Relais (3) bestromt, werden die Kontakte A verbunden und somit sind die Kraftstoffpumpe (7) und das Zündsystem (6) mit Energie versorgt. Wenn der Motor abgestellt wird oder der Öldruck unter 2,4 bar sinkt, schaltet das Relais auf die Kontakte B um und das Warnlicht (4) leuchtet.



**Abb. P.9** Grundschatzplan mit fahrzeugseitiger Batterie, nach [1]. 1 Hauptschalter *master switch*, 2 Batterie *battery*, 3 Anlasser *starter*, 4 Einzugswicklung *solenoid*, 5 federbelasteter Anlasserknopf *spring loaded starter button*, 6 zu weiteren Verbrauchern *to further consumers*



**Abb. P.10** Grundschatzplan mit externer Starterbatterie, nach [1]. 1 Verbindungsstecker *jump plug*, 2 externe Starterbatterie *external starting battery*, 3 Anlasser *starter*, 4 Einzugswicklung *solenoid*, 5 federbelasteter Anlasserknopf *spring loaded starter button*, 6 Erdung zu Motor/Rahmen *earth to engine/chassis*



**Abb. P.11** Motorschutzschaltung für laufenden Motor, nach [1]. 1 Zündschalter *ignition switch*, 2 federbelasteter Anlasserschalter *spring loaded starter switch*, 3 Relais *relay*, 4 Warnleuchte *warning light*, 5 Öldruckschalter 2,4 bar *oil pressure switch 35 psi*, 6 Zündsystem *ignition system*, 7 Kraftstoffpumpe(n) *fuel pump(s)*

Zum Starten wird der Zündschalter (1) in Stellung „ein“ gebracht, das Warnlicht leuchtet und der Startknopf (2) kann betätigt werden. Wenn der Öldruck 2,4 bar erreicht hat, erlischt das Warnlicht und der Starterknopf wird losgelassen.

## Literatur References

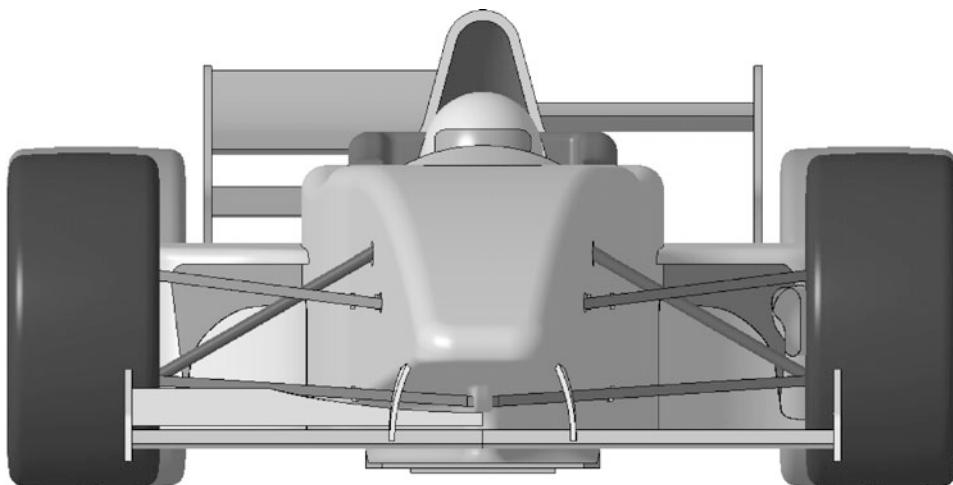
1. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
2. Incandela, S.: The Anatomy & Development of the Formula One Racing Car from 1975, 2. Aufl. Haynes, Sparkford (1984)
3. Indra, F., Grebe, D.: Der Formel-3-Rennmotor von Opel. MTZ 54(11), 576 (1993)
4. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
5. Ward, W.: Kers – Supercapacitors (2011). [www.ret-monitor.com](http://www.ret-monitor.com). Zugriffen: 30. November 2011
6. Pudenz, K.: Leitermaterial im Bordnetz: Aluminium statt Kupfer (2011). [www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/](http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/). Zugriffen: 8. Februar 2011
7. Arnold, B.: Werkstofftechnik für Wirtschaftsingenieure, 1. Aufl. Springer, Berlin Heidelberg (2013)

---

# Abstimmung und Entwicklung

## *Set-Up and Development*

Q



Die Abstimmung – das *Set-Up* – ist zwar nicht Aufgabe des Konstrukteurs, ein Abriss dieser Tätigkeit eines Rennteams soll jedoch zumindest eine Vorstellung liefern, was wie oft an einem Fahrzeug geändert wird und wie entscheidend für ein Rennfahrzeug die leichte sowie schnelle und gezielte Einstellbarkeit von bestimmten Größen ist. Für diese wichtige Änderbarkeit muss eben der Konstrukteur durch entsprechende Gestaltung und Anordnung der Teile sorgen. Fahrzeugingenieure und Mechaniker können „nur“ noch an den vorgesehenen Stellschrauben drehen oder Komponenten, wie Stabilisatoren oder Feder-Dämpfersysteme, tauschen.

Mit der Entwicklungstätigkeit beginnt jener Abschnitt, der aus einem theoretisch leistungsfähigen Fahrzeug – wie es nach dem ersten Zusammenbau da steht – einen auch praktisch schnellen Rennwagen macht.

---

### 1 Einleitung *Introduction*

Rennfahrzeuge zeichnet eine leichte Änderbarkeit ihrer Abstimmung im Vergleich zu ihren Serienpendants aus. Wodurch kommt es nun überhaupt zu dem Wunsch die Abstimmung eines Wagens zu ändern? Ein erster grober Unterschied bei der Abstimmung ergibt sich durch den Einsatzzweck des Rennfahrzeugs: Qualifying, Einzelzeitfahren, Sprint, Langstreckenrennen, Bergrennen usw. Ein weiterer Punkt ist die Rennstrecke selbst, genauer die Streckenbeschaffenheit: Asphalt oder Schotter, vorherrschend wellig oder eben, enge oder schnelle Kurven, viele oder wenige Geraden usw. Und das Fahrzeug muss auf die vorherrschenden Witterungsbedingungen eingestellt werden: Warm, kalt, trocken, Regen usw. Erschwerend kommt hinzu das all das auch nur ein Kompromiss sein kann, weil sich Bedingungen während eines Rennens laufend ändern: Es werden schnelle und langsame Kurven durchfahren, der Wagen ist allein oder im Windschatten eines vorausfahrenden Fahrzeugs unterwegs, der Kraftstofftank verliert an Masse, die Reifen an Seitensteifigkeit und die Fahrbahn wird von Sand befreit und/oder mit Reifenabrieb belegt, die Strecke trocknet nach Regen auf oder es be-

ginnt zu regnen, in der Nacht kühlt die Luft und die Fahrbahn ab usw. Eine Feinabstimmung hat großen Einfluss auf die Konkurrenzfähigkeit also Siegfähigkeit eines Fahrzeugs, insbesondere in den Klassen, wo sämtliche Fahrzeuge technisch ähnlich oder überhaupt gleich sind. Dazu gehören alle Marken-Cups und Einsteiger-Formel-Serien. Außerdem wird das Rennfahrzeug basierend auf Tests, Schwachstellenanalysen und Rennergebnissen gezielt weiterentwickelt werden.

Das Ziel einer Abstimmung ist es, für einen bestimmten Fahrer das Fahrzeug für die zu fahrende Rennstrecke und die herrschenden Witterungsbedingungen mit möglichst neutralem Fahrverhalten, bestmöglichster Reifenhaftung und kontrollierbarer Leistungsentfaltung zur Verfügung zu stellen. Rein theoretisch ließe sich über die Vielzahl der im Fahrzeug vorhandenen Sensoren und basierend auf Simulationsrechnungen objektiv die beste Abstimmung für eine Strecke, also jene die zur kürzesten Rundenzeit führt, ermitteln. Praktisch steht dem entgegen, dass Fahrer unterschiedliche Fahrstile und Vorlieben haben, was im Extremfall dazu führen kann, dass ein Fahrer mit dem „schnelleren“ Setup langsamer ist als mit seiner Wunschabstimmung und in einer Grenzsituation womöglich die Kontrolle über den Wagen verliert. Mitunter machen Teamkollegen genau diese Erfahrung, wenn sie mit demselben Wagen fahren, mit dem ihr Kollege soeben eine Bestzeit aufgestellt hat und sie das Fahrzeug als „unfahrbare“ einstufen.

Jede Streckenabstimmung geht im Normalfall von einer Basisabstimmung aus. Diese wird mit dem Vorteil mehr verfügbarer Zeit und umfangreicherer Möglichkeiten auf einer geeigneten Teststrecke ermittelt. So eine Basisabstimmung stellt sicher, dass alle Räder in die gewünschte Richtung weisen, besonders relativ zueinander, dass die Bodenabstände des beladenen Fahrzeugs vorne und hinten die gewünschten Werte aufweisen und dass die Radlasten des fahrbereiten Wagens gleichmäßig innerhalb des Radpaares einer Achse aufgeteilt sind.

Serienfahrzeuge weisen auch eine Abstimmung auf. Diese wird allerdings in der Regel nicht mehr geändert, sie muss also ein weit reichender Kompromiss sein. Außerdem müssen diese Fahrzeuge für den Durchschnittsfahrer geeignet sein. Die Auslegung zielt deshalb auf untersteuerndes Fahrverhalten in jeder Fahrsituation ab, was stabiles Fahrverhalten bei allen Geschwindigkeiten sicherstellt. Bei Fahrzeugen der obersten Preiskategorie wird neuerdings die Möglichkeit geboten über elektronische Beeinflussung von Motorsteuerung und Dämpfern das Fahrverhalten sprichwörtlich auf Knopfdruck zu ändern. So kann zwischen einer sportlichen und einer komfortorientierten Abstimmung gewählt werden oder im Winter lässt sich eine an die widrigen Witterungsverhältnisse angepasste Abstimmung abrufen.

## 2 Einflussfaktoren Influencing Factors

Die Fahrleistungen können in folgende Bereiche eingeteilt werden [1]:

1. Beschleunigung *acceleration*
2. Bremsen *braking*
3. Kurvenfahrt *cornering*
4. Fahrbarkeit *driveability*
5. Höchstgeschwindigkeit *top speed*

Tabelle Q.1 listet diese zusammen mit Kriterien auf, welche die Fahrleistungen maßgeblich beeinflussen.

Nachfolgend werden diese Einflussfaktoren einzeln, der Reihe nach betrachtet.

### 2.1 Massenreduktion Mass Reduction

Eine Gewichtsersparsnis verbessert beinahe sämtliche Bereiche der Fahrleistungen. Sogar die Fahrbarkeit wird merklich beeinflusst. Ein leichterer Wagen reagiert rascher auf Fahrereingaben, weil die

**Tab. Q.1** Einflüsse auf die Fahrleistungen *driving performance [1]*

Fahrleistung	Beschleunigung	Bremsen	Kurvenfahrt	Fahrbarkeit	Höchstgeschwindigkeit
<b>Kriterium</b>					
Leistung an den Antriebsrädern	•				•
<b>Masse</b>	•	•	•	•	
<b>Reifen</b>	•	•	•		
Getriebeabstufung	•				
Radaufhängungsgeometrie	•	•	•		
Fahrzeug Ausgewogenheit, Fahrverhalten	•	•	•	•	
<b>Aerodynamik</b>	•	•	•	•	•
Bremsleistung		•			
Schwerpunktshöhe			•		
Motorelastizität	•			•	
Ergonomie				•	
Rollwiderstand	•				•

Die Kriterien, die am meisten Bereiche beeinflussen, sind fett gedruckt. Das sagt zwar nichts über deren Einfluss Höhe aus, zeigt aber welche Kriterien zumindest zuerst behandelt werden sollen.

erforderlichen Kräfte für Bewegungsänderungen kleiner sind und die resultierenden Beschleunigungen verbunden mit der geringeren Masse größer sind (Massenträgheit).

Die Reduktion kann erreicht werden durch: Vermeiden von unnötig großen Schraubenüberständen; leichtest mögliche Batterie vorsehen; Glasscheiben durch Kunststoff ersetzen; Leichtmetallräder; Leichtmetall-Bremssangen; kleinstmöglicher Kraftstofftank; Werkstoffsubstitution, wo erlaubt.

Unvermeidbare, große Massen werden so tief wie möglich eingebaut (Schwerpunktlage) und so nah wie möglich beim Fahrer (Massenträgheitsmoment um Hochachse).

## 2.2 Getriebeabstufung Gearing

Unterschiedliche Abstufungen ermöglichen bei gleichem Motor das Fahrzeug an unterschiedliche Strecken anzupassen, Abb. Q.1.

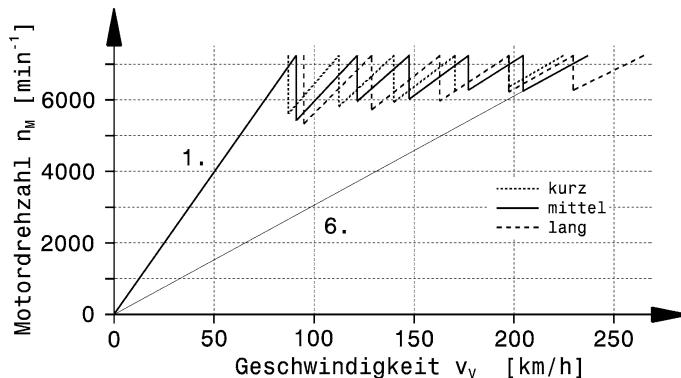
Der erste Schritt ist, die kleinste Übersetzung auf die längste Gerade des Kurses auszulegen. Die größte Übersetzung wird so gewählt, dass aus der langsamsten Kurve ausreichend beschleunigt werden kann.

Siehe auch Abschn. K.4 Übersetzungen.

Die Anordnung des Getriebes als letzte Einheit bei einem Mittelmotorfahrzeug erleichtert den raschen Wechsel von Zahnradsets ohne umständliche Demontage von Teilen oder gar Baugruppen.

## 2.3 Fahrwerkabstimmung Chassis Tuning

Die Fahrwerksabstimmung gehört praktisch zum Alltag des Renningenieurs. Bei Testläufen und bei Trainings werden eigene Messräder montiert, die die Erfassung relevanter Größen (Sturz, Nachlauf, Vorspur, ...) vereinfachen. Die Messung der Radaufstandskräfte erfolgt laufend über Kraftaufnehmer



**Abb. Q.1** Getriebeabstufungen eines Formel-Renault-Wagens, nach [2]. Die drei verfügbaren Übersetzungen kurz, mittel und lang reichen von 220 bis 260 km/h Höchstgeschwindigkeit. Das Getriebe weist sechs Gänge mit einem Retourgang auf. Man beachte den mit zunehmender Geschwindigkeit kleiner werdenden Drehzahlabfall zwischen aufeinanderfolgenden Gängen

(Radlastwaagen). Vermessen werden geometrische Größen wie Spurweite, Sturz, Vorspur usw. und Kräfte wie Gewichtsverteilung, Unterschiede links/rechts usw.

Ein zu straff und steif abgestimmtes Fahrwerk verschlechtert die Bodenhaftung der Reifen, was sich sowohl beim Beschleunigen als auch beim Bremsen durch Rutschen bemerkbar macht. Außerdem verursacht es nervöses Fahrverhalten und die Radlastverlagerungen erfolgen beim Einlenken durch die erhöhte Rollsteifigkeit spontaner.

Umgekehrt wankt und nickt ein Fahrzeug störend, wenn die Auslegung zu weich erfolgt. Es kann aufsitzen und das Einlenkverhalten wird träge.

**Federn Springs.** Neben den einzelnen Federraten spielt das Verhältnis der Steifigkeit Vorder- zu Hinterachse für das Fahrverhalten auch eine Rolle. Grob gesprochen erhöhen steifere Federn an der Hinterachse die Tendenz zum Übersteuern und an der Vorderachse zum Untersteuern.

**Dämpfer Dampfers.** Die Dämpferabstimmung ist direkt mit der Federwahl verbunden. Eine zu harte Druckstufe führt tendenziell zum Fahrverhalten einer steifen Feder. Eine zu steife Zugstufe führt zum Absinken des Fahrzeugniveaus durch aufeinanderfolgende Fahrbahnstöße. Man wird die Abstimmung mit der geringstmöglichen Dämpferrate für Zug- und Druckstufe – also grob gesprochen nur mit Federung – beginnen und erst bei mangelndem Fahrbahnkontakt die Dämpferventile zudrehen.

**Stabilisatoren Anti-Roll Bars.** Stabilisatoren beeinflussen die Rollsteifigkeit einer Achse ohne deren Federsteife beim gleichzeitigen Federn zu verändern. Ein Stabilisator erhöht die Radlastdifferenz einer Achse und vermindert so die übertragbare Seitenkraft eines Reifenpaars. Im Allgemeinen ist das Stabilisatorverhalten bzw. der Stabilisator einfacher zu ändern als die Federkennung bzw. die Feder, Abb. Q.2. Die Stabilisatoren sind somit das Mittel um das Fahrverhalten eines Wagens auszubalancieren. Neutrales Kurvenverhalten gewährleistet zumindest theoretisch das schnellste Verhalten. Generell kann folgendes festgehalten werden: Ein zu steifer Stabilisator an der Hinterachse führt zum Übersteuern, an der Vorderachse zum Untersteuern.

**Abb. Q.2** Einstellen eines Stabilisators an der Vorderachse (Lola F 3000). Der Umlenkhebel weist mehrere Bohrungen für die Stabilisatorkoppel auf. Dadurch lässt sich die Hebelübersetzung und damit die Wirkung des Stabilisators einfach ändern



**Reifen Tyres.** Vom Fülldruck der Reifen sind Reifensteifigkeit in Hoch- und Querrichtung sowie Pressungsverteilung im Latsch abhängig.

Ausgehend vom mittleren Druck erhöht ein geringerer Druck die übertragbare Umfangskraft und ein höherer Druck verbessert das Einlenkverhalten sowie die Seitenführung in Kurven.

Die Brauchbarkeit einer Abstimmung zeigt sich bei Testfahrten im Vergleich zu einer Grundauslegung. Unter anderem sind gleichmäßige Laufflächentemperaturen aller Reifen ein Zeichen guter Abstimmung. Abbildung Q.3 demonstriert gängige Methoden der Reifentemperaturmessung.



**Abb. Q.3** Temperaturmessung an Reifen. Die Temperatur kann durch Einstechen in die Lauffläche oder berührungslos erfasst werden. links: Messung mit Messstift, rechts: Messung mit Pyrometer

Auch das Aussehen der Reifen gibt Auskunft über die Fahrwerkabstimmung. Heißere, stärker abgenutzte Außenkanten der Vorderreifen können auf zu großen positiven Sturz beim Kurvenfahren hinweisen oder die statische negative Sturzeinstellung ist zu gering.

**Bodenabstand (auch: Standhöhe) Ride Height.** Eine wichtige Messgröße zur Fahrwerkseinstellung ist der Bodenabstand. Dabei handelt es sich um ein Vergleichsmaß und es wird zwischen Fahrbahn und einem fahrzeugseitigen Punkt (z. B. Querlenkerkonsole) ermittelt. Fahrzeugunterseitige Messstellen sind ungeeignet wegen schwerer Zugänglichkeit und der Gefahr der Deformation durch Aufsetzer. Das Fahrzeugniveau wird z. B. durch Längenänderung der Schub- bzw. Druckstreben eingestellt. Eine andere Möglichkeit bieten Federbeine mit verstellbaren Federtellern. Denselben Effekt erreicht man durch Unterlegen von Distanzscheiben unter ein Federende.

**Radlasten Corner Weights.** Die statischen Radlasten sollen links und rechts gleich sein. Manche Fahrer wünschen jedoch unterschiedliche Radlasten [1]. Wenn laterale Ungleichmäßigkeit unvermeidbar ist, so soll diese an der Hinterachse auftreten. Bei einem Fahrzeug mit vier Rädern schwanken die Radlasten stets diagonal, d. h. wenn rechts hinten die Feder mehr vorgespannt wird, erhöht sich auch die Radlast links vorne. Auf Ovalkursen (auf denen nur Linkskurven existieren) ist das die Maßnahme um das Eigenlenkverhalten in gewünschter Weise zu beeinflussen (sogenanntes *Wedge*).

Die Gleichheit der Nachlaufwinkel links und rechts ist wichtiger als ein bestimmter Wert.

**Regenrennen Race in the Rain.** Ein Fahrzeug, das auf trockener Fahrbahn mit Slicks gut abgestimmt ist, wird auch auf nasser Fahrbahn mit Regenreifen brauchbares Fahrverhalten zeigen. Eine Schwierigkeit ergibt sich daraus, dass Vorderreifen und Hinterreifen nicht dieselben Verhältnisse vorfinden. Die Hinterreifen laufen bei Geradeausfahrt in der von den vorderen entwässerten Spur. Das ändert sich jedoch bei Kurvenfahrt. Die hinteren Reifen kommen durch Schräglau in eine nasse Spur und ihr Reibungsverhalten verschlechtert sich. Somit ändert sich die Aufteilung der Radführungskräfte zwischen den Achsen also das Fahrverhalten ständig, was die Sache für den Fahrer erheblich erschwert.

Tendenziell werden bei Schlechtwetter die Federn weicher und der Wagen wegen Aquaplaninggefahr sowie größerer Federwege höher eingestellt. Die erzielbaren Reibbeiwerte der Reifen sind allerdings niedriger als auf trockener Fahrbahn. Die maximalen Beschleunigungen (längs und quer) fallen somit ebenfalls geringer aus. Deshalb muss unter anderem die Bremskraftaufteilung Vorder-/Hinterachse angepasst werden. Ebenso werden die Stabilisatoren auf die geänderten Verhältnisse abgestimmt. Die Dichtheit elektrischer Komponenten, wie Steckverbindungen oder Schalter, wird besonders rennentscheidend, vor allem bei Langstreckenbewerben.

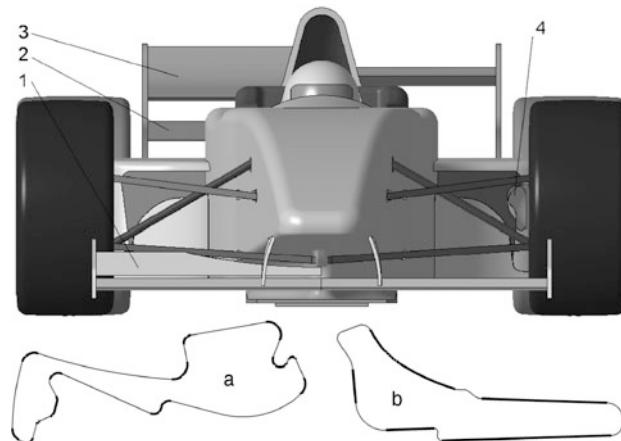
## 2.4 Aerodynamik Aerodynamics

Aerodynamische Belange sind für alle Fahrleistungsbereiche relevant. Die Höhe des Einflusses hängt von der Rennklasse, also vom Reglement ab.

Für die Abstimmung sind drei Schwerpunkte, die einander beeinflussen, wichtig:

- zufriedenstellende Abtriebsaufteilung vorne zu hinten
- bestmögliches Verhältnis Abtrieb/ Luftwiderstand
- optimale Kühlung von Aggregaten (Motor, Getriebe, Bremsen) und Fahrer.

Die Abtriebsaufteilung zwischen den Achsen macht sich stark im Fahrverhalten bemerkbar und wird vorrangig behandelt. Das Optimum des Verhältnisses Abtrieb/Luftwiderstand ist streckenabhängig. Ein Kurs mit vielen langsamem Kurven (d. h. hoher Motormomentenüberschuss und damit



**Abb. Q.4** Unterschiedliche Abtriebseinstellungen an einem Formel-1-Wagen. Links Abstimmung für langsame Kurse (hoher Abtrieb) und rechts die Ausführung für schnelle Strecken (geringer Luftwiderstand). *a* langsamer Kurs (hohe Geschwindigkeit in Kurven), *b* schneller Kurs (hohe Geschwindigkeit auf Geraden) Ausführung für hohen Abtrieb: *1* Frontflügel weist wesentlich größere Fläche auf, zusätzliche Klappen beim Frontflügel, *2* zusätzliches Flügelement im unteren Bereich des Heckflügels, *3* mehrstöckiger Flügel im oberen Bereich des Heckflügels bzw. steilerer Flügel, *4* Bei schnellen Kurven müssen die Bremsen mehr Wärme abführen: Es kommen dickere Bremsscheiben und größere Luftsäume zum Einsatz

die Gefahr durchdrehender Antriebsräder) und kurzen Geraden ist mit höherem Abtrieb schneller zu durchfahren. Umgekehrt bringt verringelter Luftwiderstand auf Strecken mit langen Geraden und wenig Kurven Rundenzeitenvorteile, Abb. Q.4.

Die Abstimmung beginnt beispielsweise mit geringerem Abtrieb an der Vorderachse und untersteuerndem Fahrzeug. Das ist verglichen mit einem übersteuernden Fahrverhalten bei hohen Geschwindigkeiten die bessere Wahl. Durch Testfahrten in schnellen Kurven wird zunächst die Abstimmung an der Hinterachse so vorgenommen, dass der Wagen ein ausgeglichenes Abtriebsverhalten aufweist. Dann wird der Abtrieb an der Vorderachse erhöht mit stets höherem Abtrieb hinten. So erhält man ausgeglichene Abstimmungen mit hohem und geringem Abtrieb [1], vgl. Abschn. E.7 *Auslegung und Abstimmung*. Eine andere Vorgehensweise ist die, den Wagen zunächst ohne jegliche aerodynamische Hilfen – sozusagen rein mechanisch – auszubalancieren und erst in Folge mit Abtriebsmitteln zu arbeiten.

## 2.5 Motorabstimmung Engine Tuning

Die zur Verbrennung der angesaugten Luftmenge erforderliche Kraftstoffmenge wird über Einspritzventile ins Saugrohr oder direkt in den Brennraum eingespritzt. Der benötigte Anteil an Kraftstoff hängt unter anderem von der Last (Potentiometer für Drosselklappenstellung), der Drehzahl (Drehzahlgeber) und der Motortemperatur (Thermoelement im Kühlkreislauf) ab. Außerdem muss der Zündzeitpunkt (Zündwinkel) in Abhängigkeit von obigen Einflussgrößen eingestellt werden. Dieses so genannte Motormanagement, also die Ansteuerung der Einspritzventile und der Zündung, übernimmt das Motorsteuergerät (ECU). Im Grunde ist das Steuergerät ein Rechner, der über ein mehrdimensionales Kennfeld auf Grund der Eingangsgrößen (Drehzahl, Drosselklappenwinkel, Abgaszusammensetzung, ...) die Ausgangsgrößen (Zündwinkel, Kraftstoffmenge, ...) errechnet, vgl.

**Abb. Q.5** Auslesen von Daten (Fahrzeug: Produktionssportwagen Faust P94). Ohne Laptop ist heutzutage eine Änderung der Motorabstimmung unmöglich geworden



Abb. N.3. Dieses Kennfeld – oder genauer gesagt die Kennfelder – wird am Motorprüfstand ermittelt und später im Fahrzeug im dynamischen Betrieb auf der Strecke nachjustiert. Einzelne Parameter der Kennfelder oder gesamte Kennfelder können in das Steuergerät nachträglich gespeichert werden. Damit hat der Renningenieur die Möglichkeit unter anderem den Zusammenhang zwischen Fahrpedal und Drosselklappenwinkel zu verändern oder das maximale Moment zu verringern, wenn es die Witterungsverhältnisse erfordern. Das Ansprechverhalten und die Fahrbarkeit können so relativ einfach an der Strecke verändert werden. Darüber hinaus speichert das Steuergerät bestimmte Signale im Betrieb ab und erlaubt so nachträglich charakteristische Daten aufzubereiten, Abb. Q.5. Beispielsweise kann die Motordrehzahl über dem Fahrweg aufgetragen werden (dazu benötigt das Steuergerät allerdings einen Eingang, der die Signale eines Raddrehzahlsensors aufnimmt) oder die Lastverteilung (= Drosselklappenstellung) über der Zeit betrachtet werden (Abb. L.1).

## 2.6 Grobabstimmung Coarse Set-Up

Wie oben geschildert lassen sich keine allgemeingültigen Werte für eine Abstimmung angeben. Grobe tendenzielle Unterschiede des Set-Up in Abhängigkeit von den Witterungsverhältnissen kann man jedoch erkennen, siehe Tab. Q.2.

Tabelle Q.3 gibt einen Überblick über grundlegende Abstimmungsmaßnahmen isoliert betrachtet für das Eigenlenkverhalten bei der konstanten Kurvenfahrt (Test: Kreisfahrt mit festgehaltenem Lenkrad auf der Schleuderplatte). Die beschriebenen Maßnahmen wirken entgegengesetzt durchgeführt das gegenteilige Eigenlenkverhalten. Das gleiche gilt für dieselbe Maßnahme an der anderen Achse. Natürlich zieht im Allgemeinen jede Maßnahme auch weitere Einflüsse auf das Fahrverhalten nach sich.

Abschließend sollen einige allgemein gültigen Leitlinien die Bedeutung einzelner Einflussgrößen für die Abstimmung darlegen. In schnellen Kurven ist der Einfluss von aerodynamischen Mitteln (Bodenabstand, Flügeleinstellungen) maßgeblicher als in langsam. In langsam und mittelschnellen Kurven sind die Achslastverteilung und die Differenzialeinstellung die wichtigsten Einflussgrößen für ein ausgewogenes Fahrverhalten. Zuerst sollen die Aufbaufedern gewählt werden und dann die Dämpfer auf diese Federn abgestimmt werden und nicht umgekehrt.

**Tab. Q.2** Grobvergleich von Abstimmungen für Witterungsverhältnisse

Einstellungsbereich	Witterung	
	Trocken	Regen
Reifen	Slick	Regenreifen
Fülldruck	Bezugswert	höher
Stabilisatoren	hart	weich
Aufbaufedern	hart	weich
Dämpfer	hart	weich
Bodenabstand	nieder	höher
Flügel	flach	steil
Radsturz	groß	klein
Bremeskraufteilung	u. a. abhängig von Schwerpunktshöhe und Abtrieb	relativ mehr Anteil an der Hinterachse
Bremsbeläge	hart	weich
Kühlluftzufuhr zu Bremsen	offen	teilweise abgedeckt
Motorbedatung	max. Moment, max. Leistung	reduziertes Höchstmoment
Schaltpunkte (bei automatisierter Schaltung)	bei Motordrehzahl mit max. Leistung	bei niedriger Motordrehzahl

Die Temperaturen der Reifenlaufflächen und insbesondere die Differenz zwischen Vorder- und Hinterachse muss bei Abstimmungsänderungen beobachtet werden. Die vom Hersteller empfohlene Reifentemperatur muss erreicht werden und die Unterschiede zwischen den einzelnen Messstellen sollen möglichst klein sein.

Das Fahrzeug sollte immer so niedrig wie möglich betrieben werden, allerdings nicht durch bloßes Einsetzen von steiferen Aufbaufedern.

### 3 Abstimmung Setup

Das Ziel der Abstimmung ist im Sinne der bestmöglichen Ausnutzung des Reifenpotentials im Grunde eine Minimierung der Aufbaubewegung – hervorgerufen durch Fahrbahnunebenheiten und Fahrmanöver – und eine Minimierung der Radlastschwankungen – hervorgerufen durch Fahrbahnanregungen und Radlastverlagerungen. Grundsätzlich bedeutet das, die Abstimmung soll bei Hubbewegungen und Diagonalkippen weich sein, aber steifer hinsichtlich Nicken und Wanken.

Eine Vorstellung davon, wie komplex die einzelnen Einstellmöglichkeiten und ihre Einflussgrößen miteinander verwoben sind, liefert Abb. Q.6. Das resultierende Fahrverhalten wird von zahlreichen Parametern und Einflüssen diktiert. Viele davon sind aber nicht unabhängig und beeinflussen einander, wodurch oftmals Kompromisse erforderlich werden.

Im Allgemeinen läuft die Erstellung eines Setups in drei Stufen ab. Zunächst wird ein Basis-Setup vorgenommen, bei dem die Sollwerte der Konstruktion und die Symmetrie im Vordergrund stehen. Diese Einstellwerte werden im Laufe der weiteren Schritte – dem Strecken-Setup – verändert. Als zweite Stufe folgt die Einstellung der dynamischen Wanksteifigkeit. Die dritte Stufe – die Feinabstimmung – erfolgt über aerodynamische Abtriebselemente.

**Tab. Q.3** Grundlegende Abstimmungsmaßnahmen für das stationäre Lenkverhalten [9]

Maßnahme	Physikalische Auswirkung	Effekt
Reifenbreite VA vergrößern	Schräglaufwinkelbedarf VA sinkt	Übersteuern
Achslast VA erhöhen	höhere Radlasten → übertragbare Seitenkräfte steigen → Schräglaufwinkelbedarf sinkt (Effekt überwiegt die Zunahme der Radlastunterschiede und die damit verbundene Erhöhung des Schräglaufwinkelbedarfs)	Übersteuern
Spurweite VA vergrößern	Radlastunterschiede sinken, Schräglaufwinkelbedarf sinkt	Übersteuern
Momentanpol VA tiefer legen	Verringerung der Wankmomentabstützung, Radlastunterschiede sinken, Schräglaufwinkelbedarf sinkt	Übersteuern
Federrate VA erhöhen	Radlastunterschiede VA und Schräglaufwinkelbedarf VA steigen Radlastunterschiede HA und Schräglaufwinkelbedarf HA sinken	Untersteuern
Stabilisator VA härter	Radlastunterschiede VA und Schräglaufwinkelbedarf VA steigen Radlastunterschiede HA und Schräglaufwinkelbedarf HA sinken	Untersteuern
Ausgleichsfeder HA verstärken, Hubfederrate verringern	Radlastunterschiede HA sinken, Schräglaufwinkelbedarf HA sinkt	Untersteuern
Vorspur VA erhöhen	Schräglaufwinkel außen steigt, Schräglaufwinkel innen sinkt → Schräglaufwinkelbedarf VA sinkt	Übersteuern
+ Radsturz HA verringern oder - Radsturz VA vergrößern	Sturzseitenkraft steigt außen → Schräglaufwinkelbedarf VA sinkt	Übersteuern
Wanklenken nach kurveninnen	zusätzlicher Lenkwinkel nach Aufbau des Wankwinkels	Übersteuern
Seitenkraftlenken nach kurveninnen an VA	zusätzlicher Lenkwinkel nach Aufbau der Querbeschleunigung	Übersteuern
aerodynamischer Abtrieb an HA erhöhen	höhere Radlasten → übertragbare Seitenkräfte steigen → Schräglaufwinkelbedarf sinkt	Untersteuern
Lenkung Richtung Ackermannauslegung verändern	geringerer effektiver Lenkwinkel durch Verringerung der Vorspur	Untersteuern
Nachlaufwinkel an VA vergrößern	Verringerung des Radlenkwinkels durch Elastizitäten	Untersteuern
Bremeskraftanteil der VA erhöhen	größerer Bedarf an Kraftschluss durch Längskräfte (Effekt nur beim Bremsen wirksam) → weniger Potenzial für Seitenkräfte zur Verfügung → Schräglaufwinkelbedarf steigt	Untersteuern
Antriebskraftanteil der VA bei Allradantrieb erhöhen	größerer Bedarf an Kraftschluss durch Längskräfte (Effekt nur bei Vortrieb wirksam) → weniger Potenzial für Seitenkräfte zur Verfügung → Schräglaufwinkelbedarf steigt	Untersteuern

Legende: VA Vorderachse, HA Hinterachse

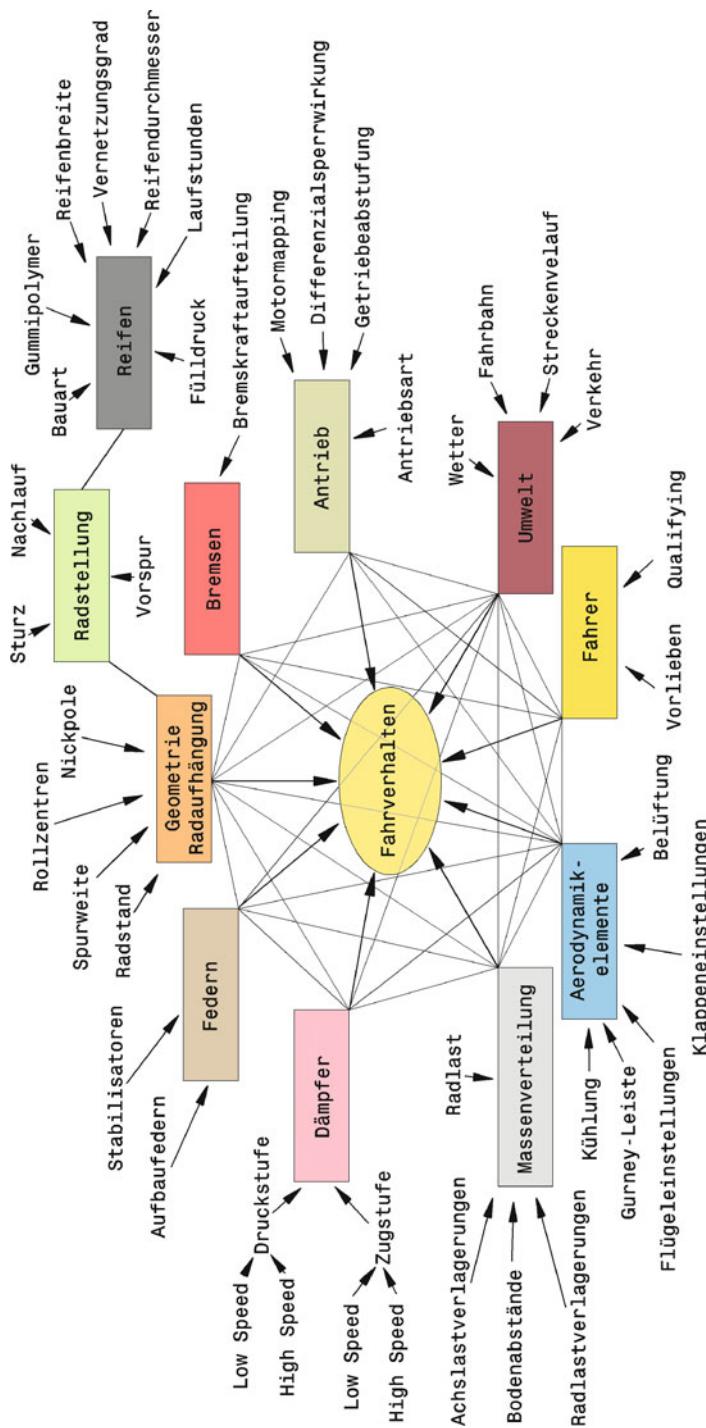
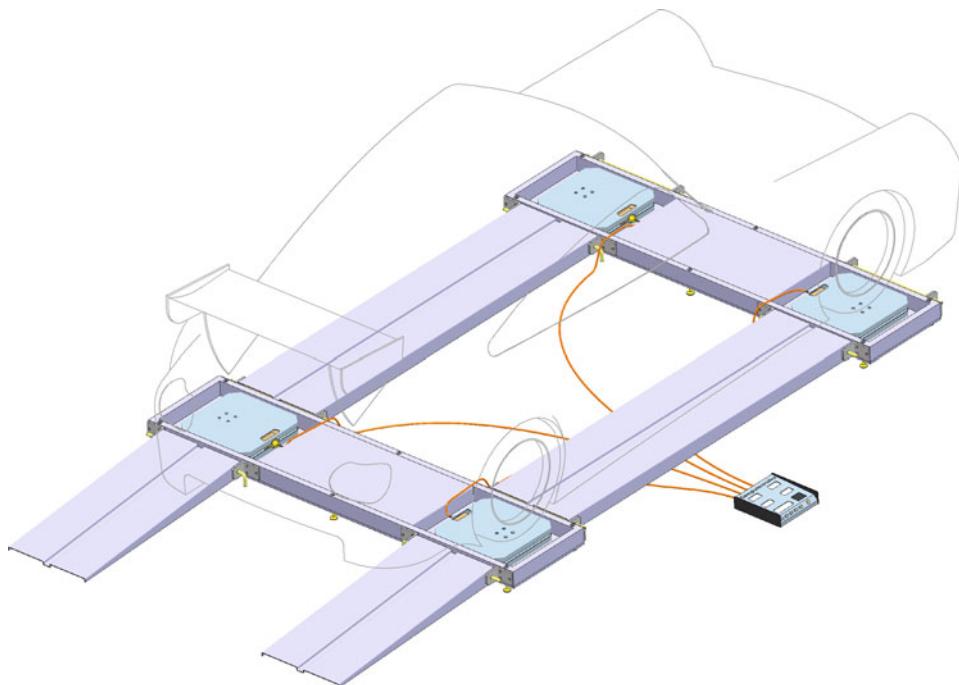


Abb. Q.6 Abhängigkeiten und Einflüsse beim Setup



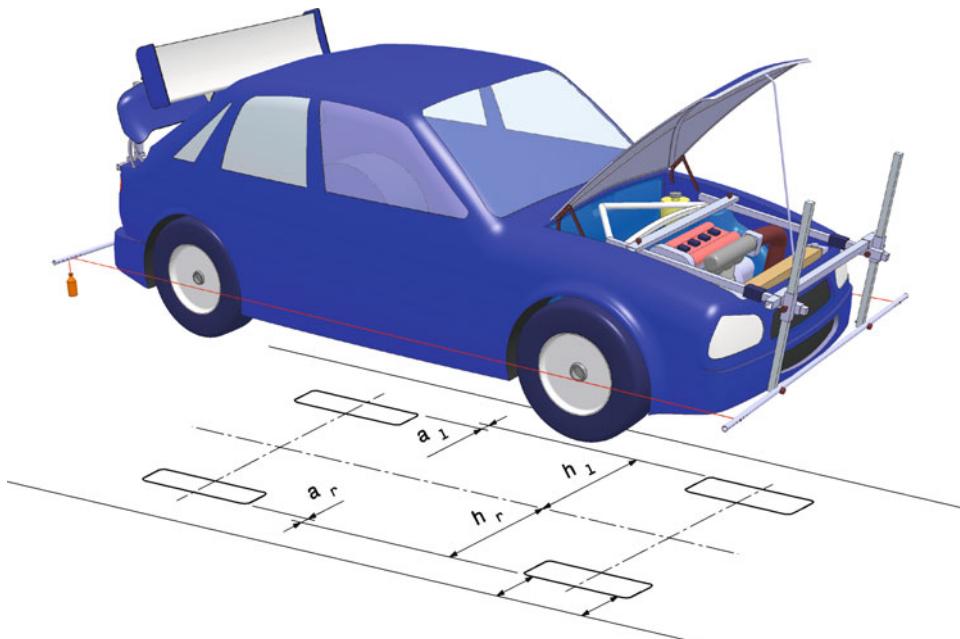
**Abb. Q.7** Vorrichtung zum Vermessen und Einstellen eines Fahrzeugs. Der abgebildete Typ ist beweglich und kann zum Einsatzort mitgenommen werden

### 3.1 Geometrisches-Setup *Geometric Setup*

Bevor ein Fahrzeug feineingestellt wird bzw. die Streckenabstimmung beginnen kann muss eine vernünftige, nachvollziehbare Grundeinstellung erfolgen, von der aus eine Weiterentwicklung möglich ist und auf die wieder zurückgegriffen werden kann. Es wird auch empfohlen Fahrzeuge, die einen Bewerb erfolgreich absolviert haben, vor dem Verladen zu vermessen. So geht man sicher, dass entweder die Einstellungen die bekannten waren oder – was auch nicht uninteressant ist – mit welchen Einstellungen der Wagen zuletzt unterwegs war. Durch „Feindberührungen“ oder andere Überlasten kann es nämlich vorkommen, dass Einstellungen verändert werden und genau diese hätte man sonst nicht erfasst!

Für das Durchführen einer solchen Grundeinstellung bzw. Vermessung ist zunächst eine geeignete Fläche bzw. Vorrichtung erforderlich. Abbildung Q.7 zeigt einen Vermessungsstand, der im Wesentlichen aus 6 transportablen Einzelteilen besteht, die vor Ort gefügt und über Füßchen mit Stellschrauben nivelliert werden. Anschließend werden die Radlastwaagen in die Verbindungsbrücken eingelegt, die Kabel an das zentrale Anzeigegerät angeschlossen und die Waagen auf Null gestellt. Danach wird mit dem Fahrzeug über die Rampen auf die Waagen aufgefahren.

Zum Vermessen von Vorspur, Sturz und weiteren wichtigen geometrischen Kenngrößen von Achsen sind diverse Messgeräte und Vorrichtungen erhältlich. Die Palette reicht von einfachen Messlatten, die mit gespannten Schnüren verbunden werden, bis zu radmontierten Dreibeinen, die mittels Laserstrahl und Sensoren die Radstellung rechnergestützt erfassen. Abbildung Q.8 zeigt wie mit einer einfachen Vorrichtung auf beiden Fahrzeugseiten Schnüre in Radmitte gespannt werden. Ein kleines

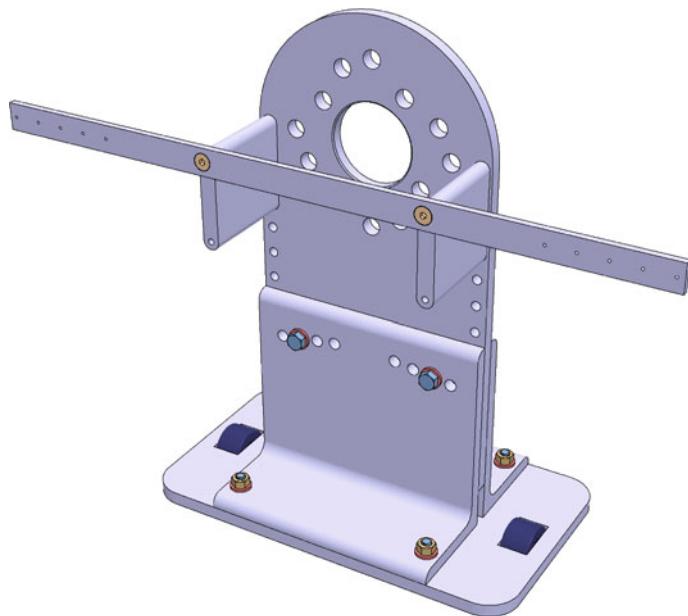


**Abb. Q.8** Vermessung des Fahrwerks. Mit Hilfe einer einfachen Vorrichtung wird beidseits des Fahrzeugs in Radmitte jeweils eine Schnur gespannt. Diese dient als Referenz zum Vermessen diverser Abstände der Räder

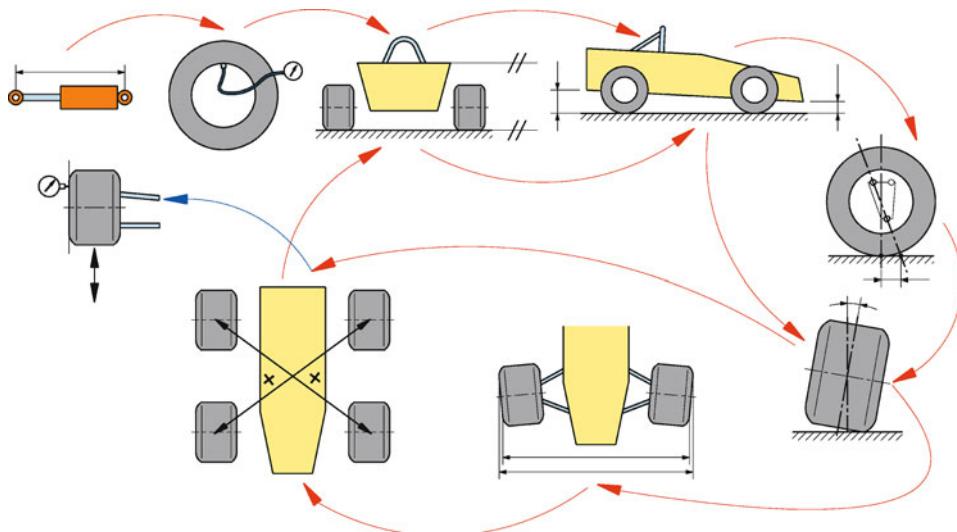
Gewicht sorgt für konstante Spannkraft der Richtschnur. Zunächst kann damit vermessen werden ob die Räder symmetrisch zur Längsmitte des Fahrzeugs stehen. Maß  $h_l$  muss dem Maß  $h_r$  entsprechen. Sind Spurweiten und/oder Reifenbreiten vorn und hinten unterschiedlich, werden auch die Abstände  $a_l$  und  $a_r$  verglichen. Mit Hilfe der Schnüre werden auch die Vorspurwerte sämtlicher Räder erfasst. Die Schnur dient dabei als Referenz von der aus die Abstände zu den Felgenhörnern gemessen werden. Aus der Differenz der beiden Abstände und der Distanz der zwei Messpunkte auf der Felge (also etwa Felgendurchmesser) lässt sich der Vorspurwinkel errechnen.

Manche Teams ersetzen die Laufräder durch eigene Metall-Scheiben, die das Messen insofern erleichtern, als dass diese exakte Messflächen aufweisen und nicht etwa Dellen wie sie gebrauchte Felgenhörner nun einmal haben. In Abb. Q.9 ist ein Beispiel eines solchen Radersatzes zu sehen.

Beim Basis-Setup werden im Grunde die gewünschten Werte bzw. Startwerte der Fahrwerksgometrie eingestellt. Viele Einstellmöglichkeiten können allerdings nicht isoliert betrachtet werden, sondern sie beeinflussen einander gegenseitig. Daher wird folgende Reihenfolge beim Erstellen eines Basis-Setups vorgeschlagen [16], Abb. Q.10. Zunächst müssen die Stabilisatoren ausgehängt werden, denn diese verbinden ja die Räder einer Achse. Begonnen wird mit dem Einstellen der statischen Dämpferlänge, falls der Wagen Umlenkhebel hat. Dann werden die Reifen auf den Sollwert der Fülldrücke gefüllt. Anschließend wird der Aufbau in die horizontale Lage gebracht (Wankwinkel 0°). Nach dem Justieren der Bodenabstände vorne und hinten, werden Nachlauf, Sturz und Vorspurwerte angepasst. Als Startwerte – falls noch keine existieren – können 4° bis 6° Nachlauf vorne, 0 bis -1° Sturz sowie vorne 1,5° Nachspur und hinten 1° Vorspur herangezogen werden. Im Zweifelsfall werden sämtliche Räder mit Vorspur 0° ausgerichtet. Die Radlasten einer Achse sollen möglichst gleich sein. Vor allem bei Tourenwagen und anderen asymmetrischen Fahrzeugen wird dies schwer erreichbar



**Abb. Q.9** Radersatz zum Einstellen der Fahrwerksgeometrie. Dieser Ständer wird anstelle eines Komplettrads – also Rad mit Reifen – auf den Radflansch geschraubt. Das Bohrungsmuster lässt unterschiedliche Verschraubungsdurchmesser zu. Die Bodenplatte enthält zwei Rollen, auf denen die Vorrichtung steht und beim Einstellen des Sturzes kippt. Eine Leiste auf Höhe der Radmitte stellt Messpunkte für den Vorspurwinkel zur Verfügung



**Abb. Q.10** Denkbarer Ablauf einer statischen Grundabstimmung. Dämpferlängen → Fülldrücke → Seitenneigung → Bodenabstände → Nachlauf → Sturz → Vorspur → Diagonallasten → Seitenneigung → Bodenabstände → Sturz → Diagonallasten → Einfederlenken

sein. In dem Fall werden die Lasten so eingestellt (durch Längenänderung von Druck- bzw. Zugstab oder verstellbare Federteller), dass die Summen der beiden diagonal gegenüber stehenden Räder gleich sind (Diagonallast *crossweight*). Anschließend müssen erneut die Seitenneigung, die Bodenabstände und die Sturzwinkel geprüft werden. Vorspurwerte und Radlasten müssen ebenfalls erneut vermessen werden. Abschließend wird an der Vorderachse geprüft, ob beim Federn der Räder keine (zu große) Lenkbewegung auftritt (*bump steer*). Nun können die Stabilisatoren (wieder) eingehängt werden.

**Einstellen der Bremsbalance Brake Bias Adjustment.** Bei Rennfahrzeugen mit niedrigem Schwerpunkt im Verhältnis zum Radstand (z. B. Formelwagen), kann die Bremskraftaufteilung fürs Erste im Stand vorgenommen werden [33]: Der Wagen wird so angehoben, dass die Räder in der Luft sind. Ein Helfer sitzt im Wagen, betätigt die Bremse und hält auch das Lenkrad fest. Nun beginnt man ein Vorderrad von Hand zu drehen, während der „Fahrer“ die Bremskraft erhöht. Hat er jene Stellung des Bremspedals erreicht, an der man das Rad nicht mehr drehen kann, hält er die Pedalstellung fest. Nun versucht man ein Hinterrad zu drehen. Ist die Bremskraftaufteilung korrekt, schafft man es gerade noch das Rad zu drehen. Die ideale Bremskraftaufteilung führt auch dazu, dass das Fahrverhalten in der Kurvenmitte mit und ohne Bremsen gleich bleibt [16]. Im Fahrversuch kann die Bremskraftaufteilung mit zwei Beobachtern beidseits des Fahrzeugs evaluiert werden. Der Wagen wird (am besten mit Reifen, die zwar den Rennreifen entsprechen, aber nicht für Bewerbe eingesetzt werden) aus mittlerer Geschwindigkeit abgebremst. Die Aufteilung wird so justiert, dass die Vorderräder knapp als erstes blockieren.

Tabelle Q4 fasst die wichtigsten Werte zusammen, die für viele Rennfahrzeuge charakteristisch sind.

Die ersten Fahrten eines neuen bzw. neu aufgebauten Fahrzeugs, die dem eigentlichen Testen und Erstellen eines Strecken-Setups vorangehen, werden Shakedown genannt. Dabei geht es natürlich nicht darum, dass der Wagen in Einzelteile zerfällt, sondern vielmehr um das Einlaufen von zusammenarbeitenden Teilen wie Kolben und Laufbahn im Motor, Ritzel und Großrad im Achsgetriebe, Bremsbelag und Bremsscheibe an den Rädern oder Nilosring und Gegenfläche. Weiteres wird die Funktion von Kühlung, Schaltung und allen weiteren Hilfssystemen überprüft. Nebenbei stellt man sicher, dass es zu keinen Kollisionen von Teilen beim Ein- und Ausfedern kommt oder dass Leitungen bzw. Schläuche scheuern oder überhitzen. Für den Fahrer ist das die Gelegenheit, seinen Arbeitsplatz im Betrieb einer kritischen Analyse zu unterziehen, weil in der Werkstatt im Stand erfahrungsgemäß die Bedingungen falsch eingeschätzt werden.

## 3.2 Basis-Setup Basic Setup

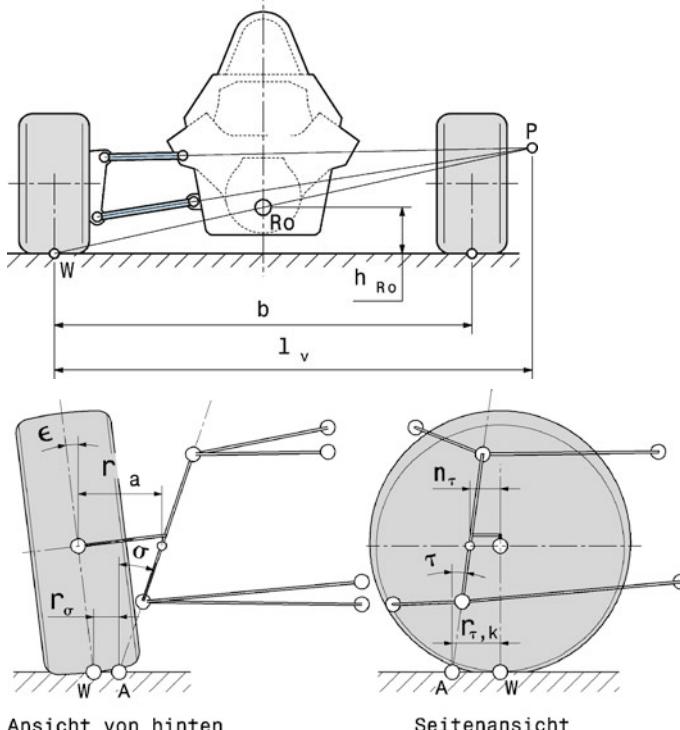
Der klassische Rennfahrerstil ist geprägt vom Fahren bei maximaler Beschleunigung in Längs- und Querrichtung und durch das Fehlen bzw. Vermeiden von Rollphasen. Tabelle Q5 zeigt wie die Fahrzeugeinstellungen für maximale Beschleunigungen sein müssen. Man erkennt, dass im Fahrbetrieb teilweise gegenteilige Einstellungen ideal wären. Das Setup kann somit nur ein Kompromiss sein.

Folgende Reihenfolge wird bei der Abstimmung eines Fahrzeugs von Teams vorgenommen:

1. Mechanischer Grip: Dabei geht die Balance, also die für das gewünschte Eigenlenkverhalten erforderliche Aufteilung der Reifenkräfte, vor Grip-Niveau.
2. Aerodynamischer Abtrieb: Hier ist ebenfalls die Verteilung (Aero-Split) wichtiger als die absolute Größe des Abtriebs.
3. Erst wenn 1. und 2. zufriedenstellend abgeschlossen ist, werden Wankzentren, Rollachsen, Nickausgleich (Anti-Dive, Anti-Squat) und dergleichen behandelt.

**Tab. Q.4** Startwerte für die Entwicklung von Rennfahrzeugen unabhängig vom Fahrzeugtyp, tw. nach [16]

Gesamtfahrzeug	
Statische Achslastverteilung	53 bis 55 % Anteil auf der Antriebsachse (rennfertig).
Winkel der Seitenwellen	1 bis 8° über gesamter Radhubbewegung.
Steifigkeit des Rahmens	Das 4-Fache der gesamten Rollsteifigkeit ausreichend.
Fahrwerk	
Querlenkerlängen	So lang wie möglich.
Rollzentrumshöhe $h_{Ro}$	Vorne im Bereich 8 mm ober bzw. unter der Fahrbahn. Hinten: 28 bis 66 mm ober der Fahrbahn. Beim Federn möglichst keine Lageänderungen.
Querpolygonabstand $l_v$	Vorne 2500 bis 3800 mm. Hinten 2000 bis 3000 mm.
Nickausgleich	Bremsnicken max. 30 %, Anfahrnicken max. 40 %.
Nachlauf $\tau$ vorne	3 bis 5° (Diagonalreifen); 6 bis 9° (Radialreifen).
Lenkradius $r_\sigma$	Vorne unter 50 mm. Hinten: Der Radaufstandspunkt soll möglichst nahe der Radträgerebene (gebildet aus den drei Querlenkeraufnahmepunkten) liegen.
Spreizungswinkel $\sigma$	Möglichst klein, unter 8°.
Spreizungsversatz $r_a$	möglichst klein
Nachlaufstrecke vorne $r_{\tau,k}$	-8 bis 8 mm.
Spurdifferenzwinkel	Um 0 % bei kleinen Lenkwinkeln und bis zu 100 % bei sehr großen (>30°).
Lenkübersetzung	8 bis 12:1.
Aufbaufedern	lineare Kennlinie, Progressivität: Bis 20 % vorne und bis 5 % hinten.



**Tab. Q.5** Einstellungen für maximale Beschleunigungen

Beschleunigung	Schwerpunktlage	Abtrieb	Luftwiderstand	Reifensturz
Beschleunigen	Nahe der Antriebsachse	gering*)	gering	0°
Bremsen	hinten	hoch	hoch	0°
Kurvenfahren	mittig, tendenziell Richtung nicht angetriebener Achse	hoch	gering	Außen negativ, innen positiv

\*) Bei übermotorisierten Fahrzeugen soll Abtrieb bei höheren Geschwindigkeiten hoch sein, damit diese an der Traktionsgrenze beschleunigen können.

Man trachtet also am Beginn der Saison bzw. am Anfang der Entwicklung danach, rein mechanisch (d. h. die Flügel und andere Aero-Elemente sind demontiert) möglichst hohe Reibkräfte der Reifen zu erzielen. Dabei ist eine gleichmäßige Auslastung der Reifen wesentlich günstiger als etwa an nur einer Achse auf möglichst hohen Grip zu achten. Erst im Anschluss wird mit Hilfe der Aerodynamik der Grip erhöht bzw. eventuell „repariert“. Auch hier ist die Bedeutung der Balance – also die Aufteilung der Luftkräfte im Sinne der Achslasten – wesentlich größer als die absolute Größe einzelner Abtriebskräfte. Was diese Überlegungen treibt ist die Fahrbarkeit des Fahrzeugs bei sämtlichen Geschwindigkeitsniveaus. Den mechanischen Grip kann man gut auf einer verhältnismäßig langsam Schleuderplatte (*skid pad*) einstellen, also bei einer Kreisfahrt mit geringem Durchmesser. Bis etwa 80 km/h gibt es kaum fahrzeugbedingte Grip-Unterschiede und dafür bieten sich Durchmesser zwischen 50 und 100 m an. Die Abtriebskräfte lassen sich dagegen nur bei schneller Kreisfahrt abstimmen. Dafür wird man eine Fläche mit größerem Durchmesser befahren. Hauptsächlich mechanischer Grip ist etwa bis 130 km/h Fahrgeschwindigkeit für das Fahrverhalten verantwortlich. Die Domäne der Aerodynamik beginnt bei ca. 190 km/h [33].

Für die Entwicklung des mechanischen Grips wird man zunächst mit möglichst weicher Federn beginnen und das Wanken mit Stabilisatoren begrenzen. Beim Verbessern des Fahrverhaltens konzentriert man sich auf jene Achse, die Haftungsprobleme hat. Beim Übersteuern beispielsweise also die Hinterachse. Die Griffigkeit wird angehoben indem diese Achse weichere Aufbaufedern oder einen weicheren Stabilisator erhält. Die Reifen sollen trotz Wankens des Aufbaus senkrecht oder besser leicht gestürzt zur Kurveninnenseite auf der Fahrbahn stehen. Die Radaufhängung muss dafür sorgen, dass beim Wanken das kurvenäußere Rad einen negativen und das kurveninnere einen positiven Sturz erhält. Weitere Maßnahmen sind Reifenfülldruck und Reifenbreite. An der Antriebsachse kommen noch die Einstellungsmöglichkeiten des Differenzials hinzu.

Den Startwert für die Aufbaufederraten der Vorderachse kann man nach Abschn. H.5.1 (insbesondere Tab. H.15) ermitteln. Ein Anfangswert zur Dimensionierung des Stabilisators folgt aus der Faustregel, dass der Stabilisator die Wanksteifigkeit der Aufbaufedern um 10 bis 20 % erhöhen soll. Ist die radbezogene Federrate gewählt, ermittelt man die Stabilisatorsteifigkeit wie folgt. Zunächst benötigt man den Wankwiderstand hervorgerufen durch die Aufbaufedern:

$$M_{Ro,Sp,f} = \frac{b_f^2}{2} \cdot c_f \cdot \sin(\Omega) \approx \frac{b_f^2}{2} \cdot c_f \cdot \Omega \quad (\text{Q.1})$$

$M_{Ro,Sp,f}$  Wankmoment der Aufbaufedern vorne, Nm

$b_f$  Spurweite vorne, m

$c_f$  radbezogene Federrate Vorderrad, N/m

$\Omega$  Wankwinkel, rad. Die Linearsierung kann bis zu 5° mit 0,1 % Fehler eingesetzt werden.

Die Wanksteifigkeit folgt daraus, indem das Wankmoment auf den Wankwinkel bezogen wird:

$$c_{Ro,Sp,f} = \frac{b_f^2}{2} \cdot c_f \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \quad (Q.2)$$

$c_{Ro,Sp,f}$  Wanksteifigkeit Vorderachse durch Aufbaufedern, Nm/ $^\circ$

Das Startintervall der Stabilisatorsteifigkeit kann nun mit obiger Empfehlung errechnet werden:

$$c_{Ro,S,f} = k \cdot c_{Ro,Sp,f} \quad (Q.3)$$

$c_{Ro,S,f}$  Steifigkeit Stabilisator vorne, Nm/ $^\circ$

$k$  Faktor, - .  $k = 0,1$  bis  $0,2$ .

Der gesamte Wankwiderstand der Vorderachse ergibt sich somit zu:

$$c_{Ro,f} = c_{Ro,Sp,f} + c_{Ro,S,f} \quad (Q.4)$$

$c_{Ro,f}$  Wankwiderstand Vorderachse, Nm/ $^\circ$

Die Werte für die Hinterachse folgen für die Aufbaufederrate zum Einen aus den Empfehlungen aus Kap. 5.1 (also etwas höhere Schwingzahlen hinten) und zum Anderen durch den Erfahrungswert, dass die Vorderachse etwa zu 50 bis 55 % der gesamten Wanksteifigkeit des Wagens beiträgt. Dies gilt für Tourenwagen und Formelfahrzeuge. Für Fahrzeuge auf Ovalkursen werden Werte bis 65 % gefahren. Obige Gleichungen gelten analog für die Hinterachse mit dem Index  $r$  statt  $f$ . Die Wanksteifigkeit durch die Aufbaufedern liefert Gl.(Q.2). Der gesamte Wankwiderstand der Hinterachse errechnet sich zu:

$$c_{Ro,r} = c_{Ro,f} \frac{100 - \Phi_{c,Ro,f}}{\Phi_{c,Ro,f}} \quad (Q.5)$$

$\Phi_{c,Ro,f}$  Anteil der Vorderachse an der gesamten Wanksteifigkeit, %

$c_{Ro,r}$  Wankwiderstand Hinterachse, Nm/ $^\circ$

Die Steifigkeit des Stabilisators an der Hinterachse folgt dann aus Gl. (Q.4):

$$c_{Ro,S,r} = c_{Ro,r} - c_{Ro,Sp,r} \quad (Q.6)$$

Für die Aufteilung der statischen Wanksteifigkeit zwischen den Achsen sind nicht nur die Aufbaufedern verantwortlich, sondern neben der Rahmensteifigkeit und den Stabilisatoren auch die Rollzentren. Als Startwerte für die Höhe der Rollzentren können an der Vorderachse von 25 mm unter der Fahrbahn bis 50 mm darüber gewählt werden. An der Hinterachse liegt der übliche Startbereich zwischen 30 und 150 mm über dem Fahrbahniveau.

Bei Regen kann ein Absenken der Rollzentren das Fahrverhalten besser auf die geringeren Reibwerte der Reifen anpassen (Rollzentrums Höhe beeinflusst das Wanken der gefederten Massen hervorgerufen durch Trägheitskräfte) als eine Änderung der Steifigkeiten von Aufbaufedern und Stabilisatoren.

Weil es leichter ist das Fahrverhalten bei 100 km/h einzuschätzen als bei 200 km/h, wird man zunächst die Balance bei der niederen Geschwindigkeit suchen und dann erst zu höherem Tempo wechseln. Wenn man radbezogene Federraten für beide Achsen gefunden hat, die für die gewünschte Balance des Wagens sorgen, wird bei folgenden Änderungen darauf geachtet, dass das Verhältnis der radbezogenen Federraten zur Gesamtrate möglichst gleich bleibt [z. B.  $c_f/(c_f + c_r) = \text{const}$ ]. Im nächsten Schritt kann man die radbezogenen Federraten um etwa 10 % erhöhen. Das sollte den Wagen im

Ansprechverhalten verbessern. Es kann aber auch sein, dass durch diese Maßnahme die dynamischen Radlasten zu groß werden und die Haftung der Reifen leidet. In dem Fall ist das Optimum bereits überschritten und der gegenteilige Schritt – also eine Fahrt mit weicheren Federn durchführen – wäre einen Versuch wert. War der Wechsel zu steiferen Federn jedoch von Vorteil, kann das gewünschte Fahrverhalten mit Hilfe der Stabilisatoren fein-justiert werden. Man kann an der Stelle auch die Zugstufen beider Achsen etwas steifer stellen um die härteren Aufbaufedern zu kompensieren. In Folge wird man die radbezogene Federraten um weitere 10 % erhöhen und somit den beschriebenen Vorgang wiederholen. Dies führt man solange durch, bis keine weitere Verbesserung der Rundenzeit feststellbar ist oder der Fahrer sich nicht mehr mit dem Fahrzeug wohl fühlt.

Ein bewährtes Vorgehen zum Abstimmen der Dämpfereinstellungen für minimale Radlastschwankungen und damit maximalen Reifengrip ist im Abschn. [Q.4.3.1 Datenerfassung und -analyse](#) beschrieben.

### 3.3 Strecken-Setup Track Setup

Das Strecken-Setup wird von der Streckenführung und vom Fahrbahnbelaug geprägt und man geht von den bedeutendsten Abschnitten aus. Zu Beginn der Abstimmfahrten auf einer Strecke steht die Frage, was passt nicht – oder genauer gesagt – wo passt die Einstellung nicht. Man wird sich dabei zunächst auf das Rad bzw. die Achse mit der schlechten Haftung konzentrieren. Ein erster Versuch wird also sein an dieser Achse weichere Federn einzusetzen oder die Dämpfung zu reduzieren. Das Umgekehrte kann auch helfen: Eine höhere Wanksteifigkeit einer Achse vergleichmäßigt die Radaufstands Kräfte der anderen.

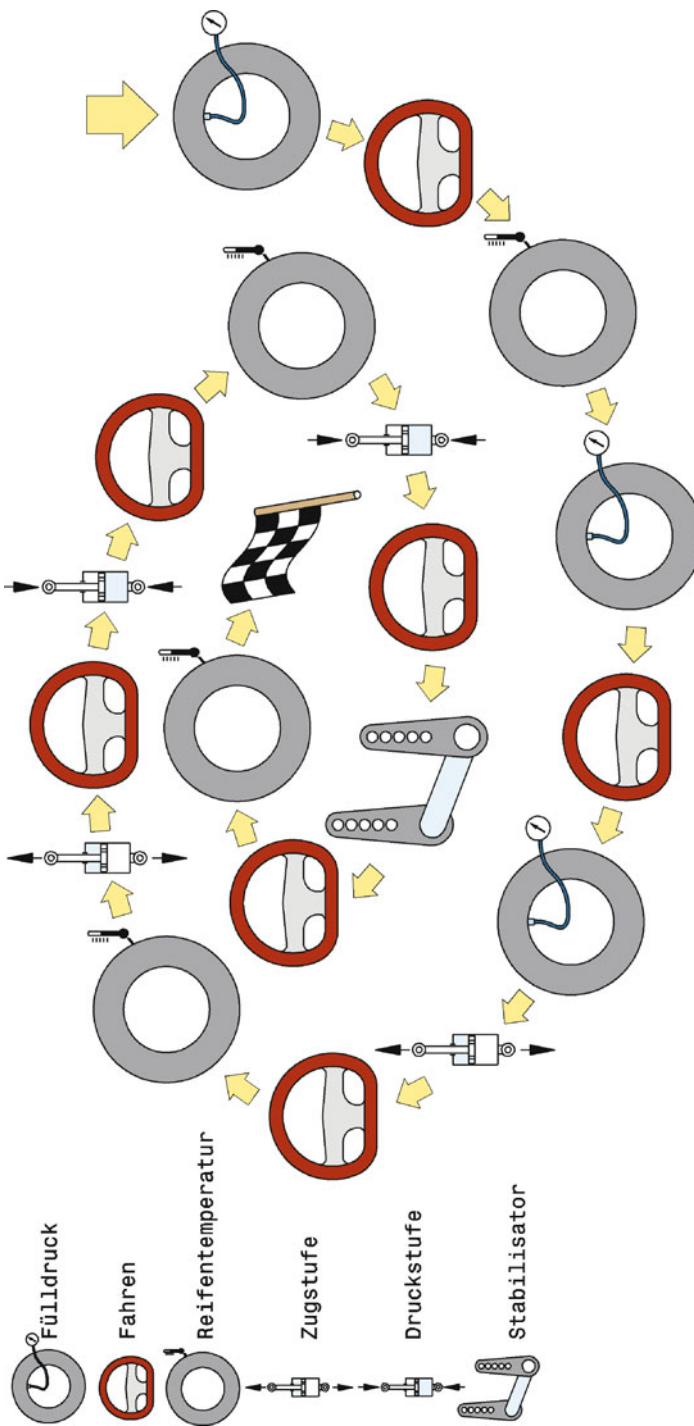
Eine mögliche Reihenfolge der Arbeitsschritte bei der Abstimmung beschreibt Abb. [Q.11](#). Es wird jeweils nur ein Einstellwert verändert bzw. geprüft und dazwischen gefahren um die Auswirkungen der Änderung zu messen. Je nach Ergebnis wird die Maßnahme belassen bzw. verworfen.

Die Unterscheidung der einzelnen Phasen einer Kurvenfahrt ist bei der Korrektur von Balance-Problemen wichtig, damit keine kontraproduktiven Maßnahmen gesetzt werden. Abbildung [Q.12](#) nennt und beschreibt die einzelnen Phasen einer Fahrt am Beispiel einer Rechtskurve.

Das Ziel einer solchen typischen Kurvenfahrt kann auch in einem g-g-Diagramm verfolgt werden, Abb. [Q.13](#). Der Fahrer versucht stets mit maximaler Beschleunigung zu fahren, also im Grenzbereich, der von den Reifen in Kombination mit aerodynamischem Abtrieb aufgespannt wird.

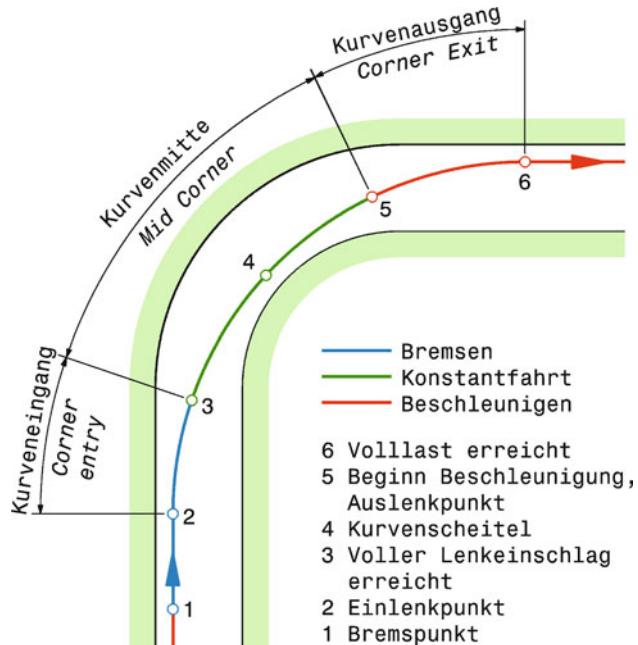
Die Bewegungen des Fahrzeugs beim Durchfahren der einzelnen Phasen soll nun genauer an Hand einer Rechtskurve auf ebener Fahrbahn analysiert werden, damit in Folge eine Empfehlung abgegeben werden kann, wie das Fahrverhalten durch Ändern der Dämpfer vorteilhaft beeinflusst werden kann. Abbildung [Q.14](#) stellt schematisch den zeitlichen Verlauf einzelner Größen synchron dar.

- Phase 1–2: Bremsen auf der Geraden mit maximaler Bremsverzögerung  $a_x$ . Der Wagen nickt: Beide Vorderräder federn ein und die hinteren aus.
- Phase 2–3: Kurveneingang, Einlenken. Die Bremsverzögerung  $a_x$  wird zugunsten der aufzubauenden Querbeschleunigung  $a_y$  zurückgenommen, gleichzeitig wird der Lenkeinschlag vergrößert. Die Vorderräder verringern das Eintauchen und der Wagen beginnt zu Wanken bzw. über seine Diagonale rechts vorne – links hinten zu kippen. Die kurvenaußenseitigen Räder federn ein, die Innenräder aus. Die Radlastverlagerung erfolgt insbesondere von rechts hinten nach links vorne. Die genaue Bewegung des kurvenäußersten Vorderrads hängt vom Fahrstil und der vorhergehenden Bremsverzögerung ab. Wie gehen hier davon aus, dass das Rad in der Phase ein wenig weiter einfedert.



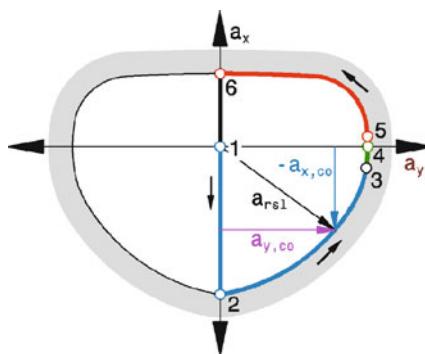
**Abb. Q.11** Mögliches Vorgehen beim Erstellen eines Streckensetups, nach [34]. Das Vorgehen ist schrittweise, die Ergebnisse werden dokumentiert. Nach einzelnen Änderungen wird gefahren, bis das Ziel – eine Abstimmung für geringe (Runden-)Zeiten – erreicht ist

**Abb. Q.12** Phasen einer Kurvenfahrt am Beispiel Rechtskurve. Die Kurvensequenz beginnt mit der maximalen Verzögerung auf der Geraden ab dem Bremspunkt (1). Dann folgt das Einlenken auf der Bremse (2-3) mit kombinierten Abbau der Verzögerung und Aufbau der Querbeschleunigung. In Kurvenmitte (4) erfolgt eine Konstantfahrt bei maximaler Querbeschleunigung. Die Längsbeschleunigung setzt mit dem Auslenken (5) ein, wenn die Querbeschleunigung abgebaut wird. Im Kurvenausgang (5-6) erfolgt also der umgekehrte Vorgang im Vergleich zum Eingang (2-3) mit dem Ziel die maximale Längsbeschleunigung zu erreichen (6).

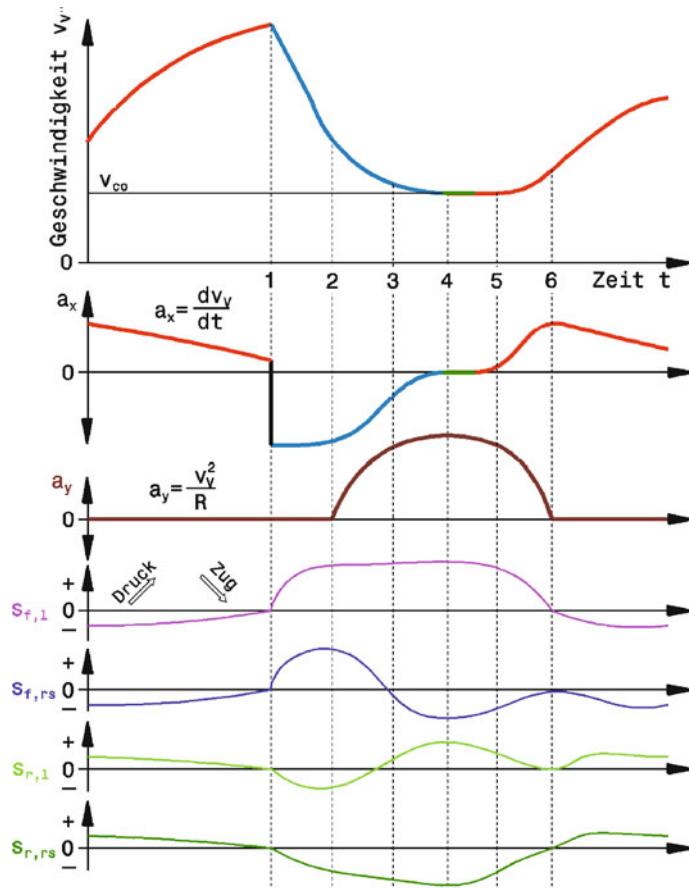


Phase 3–5: Konstantfahrt durch Kurvenscheitel. Der volle Lenkeinschlag ist erreicht und der Wagen rollt (Längsbeschleunigung ist 0). Die Querbeschleunigung  $a_y$  erreicht ihr Maximum und der Wagen seinen größten Wankwinkel.

Phase 5–6: Kurvenausgang, Auslenken. Im Grunde die Umkehrung der Bewegung aus Phase 2–3: Der Lenkwinkel wird wieder verkleinert um den Wagen auf die folgende Gerade einzustellen. Gleichzeitig wird Gas gegeben, soweit die Reifen es zulassen. Die Wankneigung



**Abb. Q.13** Phasen einer Kurvenfahrt im g-g-Diagramm. Der Fahrer versucht ständig im Grenzbereich (grau) zu fahren. Maximale Beschleunigung  $a_x$  auf der Geraden (6); größtmögliche Verzögerung  $-a_x$  vor Kurve (2); Einlenken auf der Bremse (2-3), so dass die resultierende Beschleunigung  $a_{rsl}$  das Reifenpotential ausschöpft; maximale Querbeschleunigung  $a_y$  in Kurvenmitte (4); Auslenken kombiniert mit Geschwindigkeitsaufbau (5-6). Durch Luftkräfte (Abtrieb) verändert sich der Grenzbereich mit der Geschwindigkeit



**Abb. Q.14** Verlauf einzelner Größen beim Durchfahren einer Rechtskurve. Die Bezeichnung der Phasen richtet sich nach Abb. Q.12. Der Geschwindigkeitsverlauf  $v_y$  besteht aus Beschleunigungs- (rot) und Verzögerungsphasen (blau). Nur im Kurvenscheitel gibt es eine kurze Rollphase (grün, die Längsbeschleunigung  $a_x$  ist gleich 0), in der die Querbeschleunigung  $a_y$  ihr Maximum erreicht. Die Bewegungen  $s$  der Feder/Dämpfereinheiten sind radindividuell aufgetragen. Indizes:  $f$  vorne,  $r$  hinten,  $l$  links,  $rs$  rechts. 0 entspricht der statischen Lage, + bedeutet einfedern, - ausfedern. Für die Funktion eines hydraulischen Dämpfers ist jedoch die Bewegungsrichtung entscheidend, die zur Unterscheidung hier Druck oder Zug genannt wird

des Wagens verringert sich bzw. der Aufbau kippt über die Diagonale zurück und die Federwege kehren zur statischen Lage zurück. Gleichzeitig baut sich durch die Längsbeschleunigung ein negativer Nickwinkel auf. Die Vorderräder federn aus und die hintern ein.

Für die Funktion von hydraulischen Teleskopdämpfern ist jedoch nicht die Position (ein-/ausgefedert), sondern die Bewegungsrichtung (Zug/Druck) entscheidend, d. h. im Verlauf der Radpositionen ist die Steigung wichtig (in der Abbildung durch Pfeile verdeutlicht). Dieser Umstand wird in Tab. Q.6 in der Zusammenfassung deutlich.

**Tab. Q.6** Radposition und Dämpferbewegung bei einer Kurvenfahrt

Phase 1–2			Phase 2–3			Phase 3–5			Phase 5–6		
Bremsen			Kurveneingang, Einlenken			Kurvenmitte, Kon- stantfahrt			Kurvenausgang, Auslenken		
Ort	Rad	Dämpfer	Rad	Dämpfer	Rad	Dämpfer	Rad	Dämpfer	Rad	Dämpfer	
Vorne außen	ein	Druck	ein	– (Druck)	ein	–	ein	Zug			
Vorne innen	ein	Druck	ein	Zug	aus	–	aus	Druck			
Hinten außen	aus	Zug	ein	Druck	ein	–	ein	Zug			
Hinten innen	aus	Zug	aus	Zug	aus	–	aus	Druck			

Legende: ein: eingefedert, aus: ausgefedert, Zug: Zugbewegung, Druck: Druckbewegung, -: keine Bewegung.

**Tab. Q.7** Dämpfereinstellungen zur Verbesserung des Fahrzeugverhaltens

Phase 1–2		Phase 2–3		Phase 5–6	
Fahrzeugverhalten	vorne	hinten	vorne	hinten	vorne
Instabilität beim Bremsen	+ Druck	– Zug			
Untersteuern			– Zug	+ Druck	+ Zug
Übersteuern			+ Zug	– Druck	– Zug
					+ Druck

Legende: +: mehr, -: weniger, Zug: Zugstufe, Druck: Druckstufe.

Mit Hilfe dieser Tabelle lassen sich tendenzielle Dämpfereinstellungen ermitteln, wenn ein Balanceproblem einer Phase zugeordnet werden kann. Tritt z. B. kurveneingangs Untersteuern auf (Phase 2–3), so wird man die Zugstufe an der Vorderachse zurücknehmen, damit die Dämpferkraft in der Phase geringer und somit die Radaufstandskraft des Innenrades größer wird. Ebenso könnte man an der Hinterachse die Druckstufe steifer stellen und so das dem vorderen Außenrad diagonal gegenüberstehende Hinterrad stützen, was in Folge eben dem Vorderrad hilft. Gleichzeitig wachsen dadurch die Schräglauftwinkel hinten an.

Tabelle Q.7 fasst denkbare Maßnahmen zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens durch Dämpfer zusammen. Dabei stellt oben beschriebene Kurvenfahrt die Ausgangssituation dar. Im konkreten Fall wird man jedoch den Datenschrieb genau analysieren und die Kurve vor Ort betrachten müssen. Eine überhöhte oder hängende Kurve fährt sich ebenso anders, wie Bodenwellen Fahrzustände hervorrufen können, die bei der ideal ebenen Fahrbahn nicht auftreten. Außerdem ist hier anzumerken, dass ein gewisses Untersteuerverhalten im Kurveneingang vor allem bei übermotorisierten Rennfahrzeugen hilfreich ist.

So lassen sich einige Balanceprobleme mit Dämpfern beheben. Für das Eigenlenkverhalten im Kurvenscheitel sind Dämpfer allerdings ungeeignet. In dieser Phase treten kaum verwertbare Bewegungen und somit Dämpferkräfte auf. In dem Fall liefern Stabilisatoren und Aufbaufedern die wirkungsvolleren Stellhebel. Außerdem sind viele Einstellungen nicht unabhängig voneinander. Was beim Kurveneingang hilft, kann im Kurvenausgang das Gegenteil bewirken. Und so müssen auch hier Kompromisse eingegangen werden. Man wird also die Einstellungen auf die bedeutendsten Kurven einer Strecke ausrichten. Aber welche Kurven sind das? Zum einen sind das die schnellsten Kurven. Das Beschleunigungsvermögen bei höheren Geschwindigkeiten ist naturgemäß geringer als im Ausgang von langsamen Kurven, weshalb es gerade bei schnellen Kurven wichtig ist, nicht zu viel Geschwindigkeit zu verlieren. Folgen mehrere Kurven unmittelbar aufeinander, so sind die erste und

**Tab. Q.8** Mögliche Maßnahmen zur Verbesserung des Fahrverhaltens, Kurvenfahrt: Untersteuern

Ort	Geschw.	Verhalten	Abhilfemaßnahmen
Kurven- eingang	nieder	Untersteuern beim Gasgeben	Sperrwert Differenzial verringern. Stabilisator hinten steifer. Mehr Ausfederweg vorne.
		Wagen lenkt unwillig ein	Höhere Wanksteifigkeit vorne. Stabilisator hinten auf Funktion prüfen. Reifenfülldruck vorne verringern. Spurweite vorne vergrößern. Abtrieb vorne vergrößern. Größerer dynamischer Sturz vorne. Mehr Vorspur vorne.
		Wagen lenkt zwar ein, aber schiebt plötzlich aus der Kurve	Vor- bzw. Nachspur vorne verringern. Ausfederweg vorne vergrößern (Außenrad). Wanksteifigkeit vorne vergrößern. Einfederweg vorne vergrößern (Innenrad). Bodenabstand vorne vergrößern (Bodeneffekt Flügel).
Kurven- mitte	mittel		Vorspuränderung beim Federn prüfen (Bump Steer). Stabilisator vorne weicher. Sturzwinkel vorne vergrößern. Federrate vorne verringern. Spurdifferenzwinkel zu groß (Ackermannanteil verringern). Nachlauf vergrößern (mehr Sturz beim Lenken)
	hoch		Abtrieb vorne vergrößern. Abtrieb hinten verringern.
Kurven- ausgang			Ausfederweg vorne vergrößern. Anti-Squat hinten erhöhen. Federrate hinten vergrößern. Sperrwert Differenzial verringern.

die letzte am entscheidendsten. Besteht eine solche Passage aus nur zwei Kurven, so ist die letzte die wichtigere. Eine weitere Überlegung ergibt sich aus der Lage der Kurve. Eine Kurve vor einer langen Geraden ist deshalb bedeutend, weil ihre Ausgangsgeschwindigkeit den Geschwindigkeitsverlauf auf der Geraden bestimmt. Man wird sich also auf jene Kurven konzentrieren, denen eine wichtige Beschleunigungspassage folgt.

Die Einflüsse einzelner Baugruppen und ihrer Einstellungen auf das Fahrverhalten sind zwar sehr vielschichtig und teilweise nicht unabhängig voneinander, dennoch sollen die Tab. Q.8, Q.9 und Q.10 einige Anhaltswerte bieten, wo der Hebel angesetzt werden kann, wenn das Fahrzeug auf der Strecke nicht das gewünschte Verhalten zeigt und die Dämpfereinstellungen keine Möglichkeit der Verbesserung bieten.

Einen allgemeingültigen Ablauf zum Finden eines Setups im Sinne der besten Balance und Reifenhaftung gibt es zwar nicht, einige Hinweise gelten jedoch immer:

- Stets nur eine Änderung durchführen und diese samt der im Wortsinn erfahrenen Auswirkung dokumentieren.
- Bei Änderungen deutliche Stellschritte setzen, so dass man den Unterschied auch messen und spüren kann. Bei Federn soll die Federrate in 10 %-Schritten geändert werden. Bei Dämpfern gilt die Faustregel: 20 % Änderung der Dämpferkraft bei 50 mm/s [37].

**Tab. Q.9** Mögliche Maßnahmen zur Verbesserung des Fahrverhaltens, Kurvenfahrt: Übersteuern

Ort	Geschw.	Verhalten	Abhilfemaßnahmen
Kurven-eingang		Wagen lenkt zu schnell ein (Gefahr eines Dreher)	Bremskraftanteil hinten verringern. Hintere Wanksteifigkeit verringern. Radbezogene Federrate hinten verringern. Hinteres Rollzentrum niedriger. Stabilisator hinten weicher bzw. vorne auf Funktion prüfen. Ausfederweg hinten vergrößern. Vorspuränderung beim Federn hinten prüfen (Bump Steer).
	hoch		Abtrieb hinten vergrößern.
Kurven-mitte			Stabilisator vorne steifer. Federrate vorne höher. Dynamischen Radsturz hinten vergrößern.
	hoch		Abtrieb hinten vergrößern.
Kurven-ausgang	Übersteuern beim Beschleunigen		Sperrwert Differenzial vergrößern bzw. Lamellen erneuern. Sturzwinkel hinten verkleinern. Vorspur hinten vergrößern
	Wechsel vom Unter- zu Übersteuern beim Gasgeben		Wanksteifigkeit vorne vergrößern. Stabilisatorlager auf Spiel prüfen. Reifenfülldruck vorne prüfen. Radlasten prüfen, besonders Diagonalaufteilung.
	Wagen bricht unvermittelt aus		Ausfederweg hinten vergrößern. Sturzkurve Hinterradaufhängung prüfen.

- Einstellungen bewusst auch in die gegensätzliche Richtung ausprobieren. So lernt man sein Fahrzeug kennen und kann später unter Umständen auftretende Phänomene deuten.
- Bei den entscheidenden Fahrten eingefahrene Reifen einsetzen. Kalte oder alte Reifen führen zu Fehleinschätzungen des Fahrverhaltens. Solche Reifen also nur zum Aufwärmen oder einfahren von Motor und Bremse einsetzen.
- Auch der Fahrer muss entsprechend geübt und in guter körperlicher und mentaler Verfassung sein, damit er das Fahrzeug entsprechend bewegen kann.
- Wenn das Fahrverhalten evaluiert werden soll, muss die Fahrbarkeit des Motors gewährleistet sein. Unvorhersehbares Motorverhalten endet in einem ebensolchen Fahrzeugverhalten.
- Entscheidungen auf Basis von detaillierten Messungen treffen. Die Rundenzzeit allein ist dafür kaum geeignet. Sektorzeiten sind besser, eine Analyse der Daten vieler synchroner Messkanäle ist am besten. Damit lassen sich gezielt Verbesserungen durchführen bzw. Fehler lokalisieren.
- Der Wagen muss für brauchbare Aussagen entsprechend bewegt werden, d. h. Fahrer und Fahrzeug müssen bei etwa 90 % ihres Limits sein.
- Den Testtag mit der bekannten ersten Einstellung beenden. So lässt sich ein Vergleich durchführen, der zeigt, was die Änderungen im Laufe des Tages gebracht haben bzw. ob die übrigen Einflussgrößen (den Fahrer eingeschlossen) gleich geblieben sind.
- Ebenso zu einer bekannten Einstellung zurückkehren, wenn die Situation verfahren scheint und weder Fahrer noch Fahrzeug einen Fortschritt zeigen.

**Setup-Tafel Setup Sheet.** Über 70 Parameter kennzeichnen das Setup eines Rennfahrzeugs. Diese sollten für wiederkehrende Strecken und allgemein zur Erfahrungsgewinnung schriftlich festgehalten werden. Bewährt haben sich übersichtliche Datenblätter, die als Formular ausgefüllt werden. Das

**Tab. Q.10** Mögliche Maßnahmen zur Verbesserung des Fahrverhaltens, Geradeausfahrt

Verhalten	Abhilfemaßnahmen
Wagen verhält sich nervös	Nachspur hinten verringern. Auf Vorspuränderung beim Federn prüfen (Bump Steer). Auf Spiel in der Radaufhängung prüfen.
Beim Beschleunigen instabil	Vorspur hinten vergrößern. Auf unterschiedliche Reifendurchmesser hinten prüfen. Radlastverteilung prüfen. Funktion Sperrdifferenzial prüfen. Elastizitäten der Radaufhängung prüfen.
Ruckeln beim Befahren von welligen Abschnitten	Spurdifferenzwinkel verringern (Ackermannanteil) Vor- bzw. Nachspur verringern. Stabilisator vorne weicher. Auf gleiche Nachlaufwinkel links und rechts prüfen. Ausfederweg hinten vergrößern.
Instabile Geradeausfahrt bei hohen Geschwindigkeiten	Abtrieb hinten erhöhen bzw. vorne reduzieren.
Instabilität beim Bremsen, Vorderachse unruhig	Bremskraftanteil Vorderachse reduzieren. Bodenabstand vorne vergrößern. Anti-Dive vorne vergrößern.
Instabilität beim Bremsen, Hinterachse unruhig und Wagen neigt zu Dreihern	Bremskraftanteil Hinterachse reduzieren. Anteil der Hinterachse an der Gesamtanksteifigkeit reduzieren. Ausfederweg hinten vergrößern. Sturzwinkel hinten erhöhen. Stabilisator vorne auf Funktion prüfen.

Formular dient als Checkliste mit Ortsangaben. So kann keine Einstellung übersehen oder vergessen werden. Abbildung [Q.15](#) zeigt ein Beispiel einer solchen Setup-Tafel.

Selbst für eine bestimmte Strecke können unterschiedliche Setups vorteilhaft sein, nämlich wenn dem Bewerb ein Qualifying vorausgeht. Im Qualifying ist der Wagen alleine auf der Strecke und ein größerer Abtrieb kann für eine schnelle Runde hilfreich sein. Im Rennen dagegen werden Überholmanöver durch eine Reduktion des Luftwiderstands erleichtert und der Verfolger mit stärkerem Abtrieb kann sein größeres Bremsvermögen nicht nutzen, wenn der Führende ihn nicht vorbei lässt.

Abschließend eine Feststellung, die die Suche nach dem objektiv optimalen Setup relativiert: Das theoretisch schnellste Setup (ermittelt mit aufwändigen Simulationsrechnungen) ist für den menschlichen Fahrer ungeeignet, weil das Fahrzeug zu instabil wäre [10, 33].

**Testfahrer Development Driver.** Der ideale Testfahrer besitzt große Erfahrung und ist imstande das Fahrzeug beständig am Limit zu bewegen. Teams setzen gerne ehemaliger Champions ein, die mehrere verschiedene Fahrzeuge gefahren sind. Er muss aber im Gegensatz zu einem guten Rennfahrer nicht geschickt mit Unzulänglichkeiten des Fahrzeugs fertig werden, sondern im Gegenteil den Entwicklern alle Schwächen sowie Mängel aufzeigen und erst zufrieden sein, wenn diese beseitigt sind.

Zur Bedeutung einer objektiven Fahrzeugbeurteilung lassen wir einen der ganz Großen, der sowohl auf der Rundstrecke als auch im Rallye-Einsatz eine gute Figur gemacht hat, zu Wort kommen – Walter Röhrl [34]:

„Mehr als alle Einstellerei bei korrektem Basis-Setup (...) verändert die korrekte Fahrtechnik. Erst wenn die Mittel der eigenen Fahrtechnik so weit entwickelt sind, dass ein konstantes Fahren möglich ist, können überhaupt Aussagen über das Auto, sein Verhalten und die notwendigen Änderungen gemacht werden.“

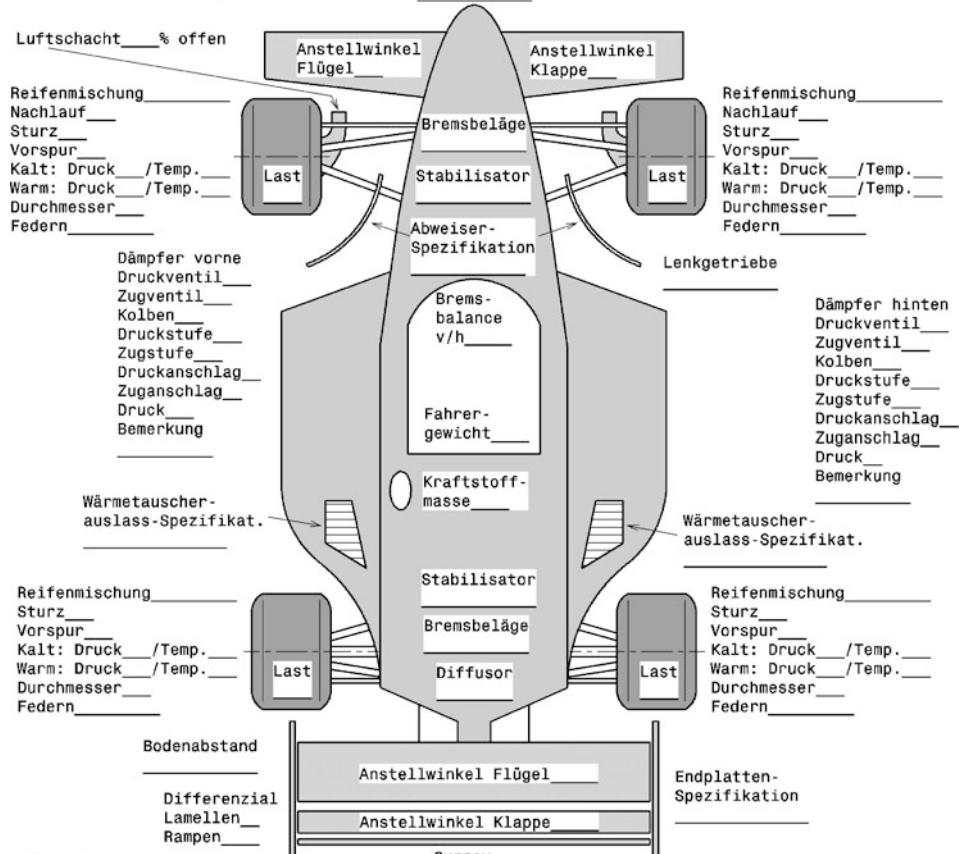
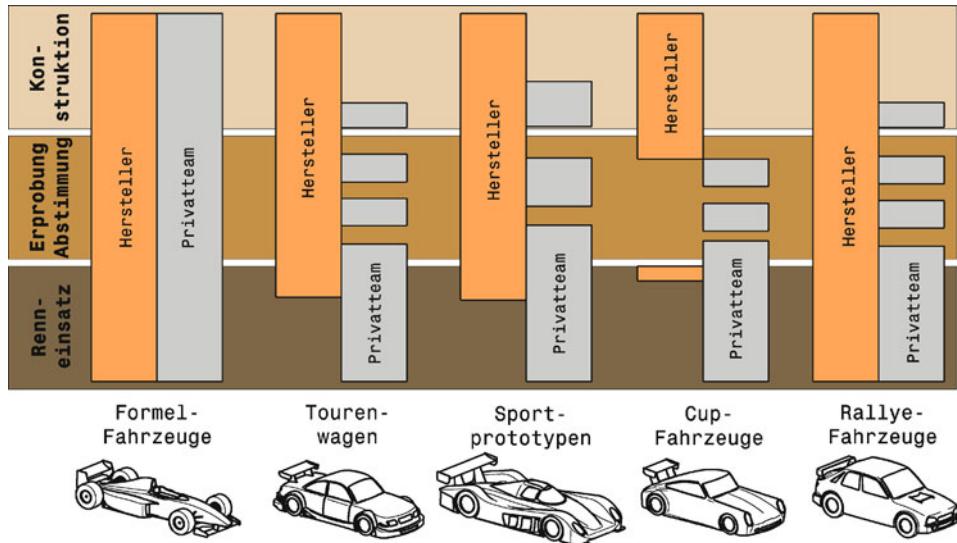
Fahrer	Setup	Wagen	Fahrgestell. Nr.	Motor Nr.	Getriebe Nr.	Datum
Bewerb		Gewicht	Bodenabstand	Betriebsstunden	Betriebsstunden	Bearbeiter
						
Luftschacht % offen		Anstellwinkel Flügel		Anstellwinkel Klappe		Reifenmischung
Reifenmischung						Nachlauf
Nachlauf						Sturz
Sturz						Vorspur
Vorspur						Kalt: Druck /Temp.
Kalt: Druck /Temp.		Last				Warm: Druck /Temp.
Warm: Druck /Temp.						Durchmesser
Durchmesser						Federn
Federn						
Dämpfer vorne						Dämpfer hinten
Druckventil						Druckventil
Zugventil						Zugventil
Kolben						Kolben
Druckstufe						Druckstufe
Zugstufe						Zugstufe
Druckanschlag						Druckanschlag
Zuganschlag						Zuganschlag
Druck						Druck
Bemerkung						Bemerkung
Wärmetauscher-auslass-Spezifikat.						Wärmetauscher-auslass-Spezifikat.
Reifenmischung						Reifenmischung
Sturz						Sturz
Vorspur						Vorspur
Kalt: Druck /Temp.		Last				Kalt: Druck /Temp.
Warm: Druck /Temp.						Warm: Druck /Temp.
Durchmesser						Durchmesser
Federn						Federn
Bodenabstand						
Differenzial						
Lamellen						
Rampen						
Übersetzungen						
Gang 1.	2.	3.	4.	5.	6.	
Achsgetriebe						
///Rennteam						

Abb. Q.15 Beispiel einer Setup-Tafel. Der Vorteil einer solchen Tafel liegt einmal im Charakter einer Checkliste und außerdem in der örtlichen Zuordnung der Werte am Fahrzeug. Diese Tafel zeigt zwar einen Einsitzer, kann aber ebenso gut für Tourenwagen usw. herangezogen werden

## 4 Entwicklung Development

### 4.1 Einwicklungsziele Development Targets

Die anfallenden Tätigkeiten – von der Konstruktion bis zum Betrieb – bei einem Rennfahrzeug sind nicht durchgehend in derselben Hand. Im Gegenteil wie Abb. Q.16 illustriert, sind Hersteller nur bei der Konstruktion und Entwicklung durchwegs unabhängig vom Fahrzeugtyp vertreten. Die Er-



**Abb. Q.16** Vergleich Hersteller und Privatteams bei Aufteilung der Tätigkeiten, nach [15]. Während die Hersteller naturgemäß durchwegs bei der Konstruktion vertreten sind, liegt der Betrieb der Fahrzeuge bei Rennen bei Privatteams. Hersteller betreiben nur bei Formel- und Rallyefahrzeugen auch selbst Renntteams

probung, Weiterentwicklung und Abstimmung an der Rennstrecke nehmen sie zwar auch noch vor, im Rennen selbst werden die meisten Fahrzeuge jedoch von Privatteams betrieben. Nur bei Formelfahrzeugen und im Rallyeeinsatz treten Hersteller auch als Rennteam auf. Cup-Fahrzeuge sind grundsätzlich als Kundenfahrzeuge konzipiert. In dem Fall liefert der Hersteller dem Betreiber bloß die Basis für Abstimmung und Rennbetrieb. Bei Formelfahrzeugen finden sich auch Privatteams, die Fahrzeuge vollständig selbständig herstellen und betreiben.

Einzelne konkrete Entwicklungsziele lassen sich vom obersten Ziel ableiten. Dieses ist wohl Rennen bzw. die Meisterschaft zu gewinnen. Was benötigt ein Team eigentlich alles um Erfolg im Rennsport zu haben? Zunächst einen Fahrer mit entsprechendem Können, das Fahrzeug am Limit zu bewegen. Dieser braucht aber auch ein Fahrzeug, das ihm durch Konstruktion und Abstimmung herausragende Fahrdynamik bietet. Der Wagen muss von einem Motor mit hoher Leistung und ausreichender Standfestigkeit angetrieben werden. Die vom Motor aufgebrachte Leistung muss von den Reifen auf die Fahrbahn übertragen werden können. Die Abstimmung des Fahrzeuges wird von kompetenten Renningenieuren für Fahrer und örtliche Verhältnisse optimiert. Damit das Fahrzeug beim Rennen einsatzfähig ist und bleibt werden sorgfältige, verlässliche Mechaniker gebraucht, deren Einsatz weit über einen üblichen Acht-Stunden-Tag hinausgeht. Man benötigt auch eine Strategie, die entscheidende Vorteile gegenüber den Gegnern sichert (Tankstopps, Reifenwechsel,...). Und über all dem ist ein zielgerichtetes Management wichtig, dass die erforderlichen Entwicklungen fokussiert und koordiniert. Geld und (vor allem) Zeit sind auch in den höchsten Klassen beschränkt und unterlassene oder ziellose Entwicklungen spielen den Gegner in die Hände. Engt man die Betrachtung nun auf das, was auf der Rennstrecke unterwegs ist, ein, so reduzieren sich die wesentlichen Ziele auf folgende Schlüsselemente: Mechanischer Grip, aerodynamische Effizienz, Motor und Fahrer. Dabei ist die Aufteilung der Bedeutung für das Gesamtergebnis interessant. Vor allem in Einsteigerklassen ist der Einfluss des Fahrers enorm. Er wird mit etwa 80 % beziffert [16], somit bleiben nur noch 20 % für die übrigen drei Schlüsselemente. Mit höheren und ausgeglicheneren Fahrerniveaus im Starter-

feld wächst der Beitrag der übrigen Elemente allerdings stark an. Ein Zahlenwert soll an dieser Stelle den Fahrereinfluss veranschaulichen. Beim sogenannten Wisbi-Bewerb (*Wie schnell bin ich?*) fahren Amateure im selben Fahrzeug gegen Profis. Der Unterschied beträgt auf einer Handlingsstrecke mit einem KTM X-Bow ca. 8 % (40:65 s zu 37:69 s, Wisbi-Challenge Spielberg 2013).

Entwicklungsziele ergeben sich durch dieselben Randbedingungen, die bereits in der Konstruktionsphase eines Fahrzeugs maßgebend waren. Das Reglement muss eingehalten oder besser gesagt ausgereizt werden. Eine Verbesserung der Fahrleistungen als weiteres Ziel ist ebenso naheliegend wie eine Erleichterung der Einstellbarkeit von Motor, Fahrwerk und Abtriebselementen. Eine Erhöhung der Fahrzeugsicherheit steigert die Zuverlässigkeit des Wagens und senkt das Verletzungsrisiko für Fahrer sowie Zuseher. Mittlerweile ist in sämtlichen Rennklassen eine Senkung der Kosten auch ein erklärtes Entwicklungsziel. Dies auch aus gutem Grund, sind doch zahlreiche Rennserien in der Vergangenheit aus Geldmangel der Teilnehmer untergegangen.

Zu den genannten Zielen ist Folgendes anzumerken. Das Reglement dient dazu Chancengleichheit unter den Teilnehmern zu wahren und die Sicherheit zu gewährleisten. Alles was im Regelbuch vorgeschrieben bzw. verboten ist, muss aber auch (einfach) messbar bzw. feststellbar sein, sonst ist kein fairer Wettbewerb möglich. Das Reglement ist aber auch maßgeblich dafür verantwortlich, das Rennen für die Zuseher zu einer (leicht verständlichen) Unterhaltung werden zu lassen. Darüberhinaus kann ein Reglement dafür sorgen, weitere Teilnehmer in einer Rennserie zu gewinnen, etwa durch Deckelung der Kostenoder durch geregelte Aufteilung der Einnahmen.

Hohe Fahrleistungen werden in der Entwicklungsphase mit denselben Überlegungen verfolgt wie in der Konzeptphase. Diese sind in Kap. B dargelegt.

Die einfache Einstellbarkeit wichtiger Fahrparameter ist wohl das Hauptunterscheidungsmerkmal zwischen einem Serien- und einem Rennfahrzeug. Eine gezielte Abstimmung des Wagens auf Fahrer und Umgebungsbedingungen stellt einen Wettbewerbsvorteil dar. Einstellbarkeit hilft aber auch vor jeder Fahrt das Fahrzeug bestmöglich vorzubereiten. Zunächst steht die mechanische Balance im Vordergrund. Alle vier Reifen sollen gleichmäßig beansprucht werden. Das ermöglicht ein tendenziell neutrales Fahrverhalten und sichert eine ebenso gleichmäßige Abnutzung wie gleichmäßigen Abbau der Reifen während des Rennes. Die Fahrbarkeit sowohl des Fahrzeugs als auch des Motors ist eine weitere Voraussetzung, dass der Fahrer an das Limit gehen kann. Unter Fahrbarkeit des Fahrzeugs ist das vorhersehbare Eigenlenkverhalten zu verstehen. Beim Motor ist damit die lineare Leistungsentfaltung gemeint. Und nicht zuletzt gilt es für jede Strecke den geeigneten Kompromiss zwischen aerodynamischem Abtrieb und Luftwiderstand zu finden.

Damit der Begriff „Sicherheit“ zumindest qualitativ messbar wird, betrachten wir das Risiko. Dieses ergibt sich als Produkt der Faktoren Wahrscheinlichkeiten der Entdeckung sowie des Auftretens des Fehlers und Schweregrad (vgl. auch Abschn. M.9.7). Es gilt also:

$$\text{Risiko} = 1/\text{Entdeckung} \times \text{Auftreten} \times \text{Schweregrad}$$

Fehler können durch regelmäßige Inspektion entdeckt und durch betriebsabhängiges Tauschen von Teilen vermieden werden. Die Wahrscheinlichkeit des Eintretens ist im Vorhinein unbekannt. Bei bekannten Rennserien existiert jedoch eine gewisse Erfahrung, was wo passieren kann. Man versucht den Schweregrad – also die Auswirkung – eines Fehlers durch geeignete Konstruktion klein zu halten. Das Reglement trägt ebenfalls dazu bei. Das Ziel der Entwicklung besteht nun darin das Risiko zu minimieren und nicht die Einzelfaktoren. Letzteres ergäbe zu konservative Lösungen bzw. ist teilweise sogar unmöglich: Schließlich bedeutet Rennfahren ja gerade an die Grenzen zu gehen.

Oftmals können Ziele nicht konsequent verfolgt werden, weil dieses Ziel einem anderen entgegensteht. Solch ein Zielkonflikt kann nur dadurch gelöst werden, dass Prioritäten in der Entwicklung gesetzt werden. Das Ziel, das bedeutender ist, wird demnach auf Kosten des gegensätzlichen stärker verfolgt. Prioritäten lassen sich von einem Anforderungskatalog für das zu entwickelnde Fahrzeug

**Tab. Q.11** Zielkonflikte bei der Entwicklung von Rennfahrzeugen

Entwicklungsziel A	oder	Entwicklungsziel B
Innovation		Zuverlässigkeit
Geringeres Gewicht		Höhere Festigkeit und Steifigkeit
Feinere Einstellmöglichkeiten		Einfache Handhabung
Höhere Laufleistung		Geringerer Kaufpreis
Mehr aerodynamischer Abtrieb		Geringerer Luftwiderstand
Mehr Gleichteile		Leichtbau über optimierte Topografie



ableiten. Die obersten Prioritäten sind allgemein Sicherheit, Zuverlässigkeit und Leistungsfähigkeit. Dabei ist jede einzelne für einen Sieg notwendig, jedoch keine allein ausreichend. Ohne Zuverlässigkeit hilft die beste Leistungsfähigkeit nichts. Ohne Sicherheit sind Leistung und Zuverlässigkeit wertlos. Für einen Erfolg sind also alle drei zusammen erforderlich.

Tabelle Q.11 zeigt einige klassische Zielkonflikte. So kann sich der Entwickler fragen, soll er verstärkt auf Innovationen setzen, die dem Fahrzeug einen Vorteil im Vergleich zum übrigen Starterfeld verschaffen, oder bleibt er lieber konservativ und erhöht somit die Zuverlässigkeit. Innovationen benötigen Reifezeit, in der Rückschläge unvermeidbar sind. Ein leichteres Bauteil wird eher versagen als ein überdimensioniertes und damit schweres. Ein Verfeinern der Einstellbarkeit kann auch dazu führen, das mehr möglich ist, als überhaupt gebraucht wird. Das System wird dadurch übertrieben kompliziert (*over-engineered*). Eine höhere Laufleistung senkt die Betriebskosten des Wagens, wird jedoch den Kaufpreis heben, was einige potentielle Kunden vom Kauf abhalten kann. Mehr Abtrieb ermöglicht höhere Kurvengeschwindigkeiten, verlangsamt aber den Wagen auf den Geraden durch Steigerung des Luftwiderstands. Mehr Gleichteile führen zu kostengünstigeren Teilen und einfacherer Ersatzteilhaltung. Solche Teile können aber nur ein Kompromiss sein, wie zum Beispiel Radträger oder Bremsscheiben, die bei allen vier Rädern verbaut werden können. Will man Teile dagegen ausreizen, so müssen sie auf die individuellen Belastungen und Umgebungsbedingungen maßgeschneidert werden.

Im Zuge der Weiterentwicklung werden einzelne Bauteile überarbeitet bzw. neu konstruiert und erprobt werden. Das werden in erster Linie Aerodynamikelemente, Fahrwerks- und Motorteile sein. Den allgemeinen Prozessablauf für solche Teile beschreibt Abb. Q.17. Basierend auf einem Konzept – das ist in dem Fall eine Ideenskizze oder ein Verbesserungsvorschlag für ein vorhandenes, abzulösendes Teil – wird das Bauteil so konstruiert, dass es hergestellt werden kann. Mit dem (virtuellen) CAD-Modell kann bei Aerodynamikelementen in Folge eine CFD-Analyse (s. Anhang) durchgeführt werden. Alternativ oder manchmal auch parallel kann das Teil im Windkanal vermessen werden. Voraussetzung dafür ist allerdings ein reales Modell, das vornehmlich mit Rapid Prototyping (s. Anhang) gefertigt wird. Verlaufen diese Untersuchungen vielversprechend, muss geklärt werden, ob mit dem Einsatz dieses Teils das Reglement erfüllt ist bzw. nicht verletzt wird. Wenn die gewünschte Funktion erzielt wird und das Teil nicht regelwidrig ist, erfolgt die Freigabe der CAD-Daten. Parallel zu Festigkeitsuntersuchungen mittels FEM (s. Anhang) erfolgt die Detailkonstruktion mit dem Ziel mehrere Muster dieses Teils herzustellen. Damit ist auch die Konstruktion von Vorrichtungen, Lehren und Werkzeuge (Positivmodelle, Formen,...) verbunden. Die gefertigten Teile werden je nach Einsatz unterschiedlichen Tests unterzogen. Dynamisch beanspruchte Bauteile wie Motor- oder Fahrwerksteile werden in Ermüdungsversuchen den späteren Belastungen während des Rennens unterworfen. So kann unter Laborbedingungen festgestellt werden, wann das Teil versagt. Die Festigkeit von Strukturteilen wird ermittelt, indem sie bis zum Bruch belastet werden (zerstörende Prüfung). Steht der Lagenaufbau eines faserverstärkten Verbunds oder die Homogenität eines Gusswerkstoffes im Vordergrund, wird das Teil mit Ultraschall oder Röntgenstrahlen durchleuchtet (zerstörungsfreie Prüfung).

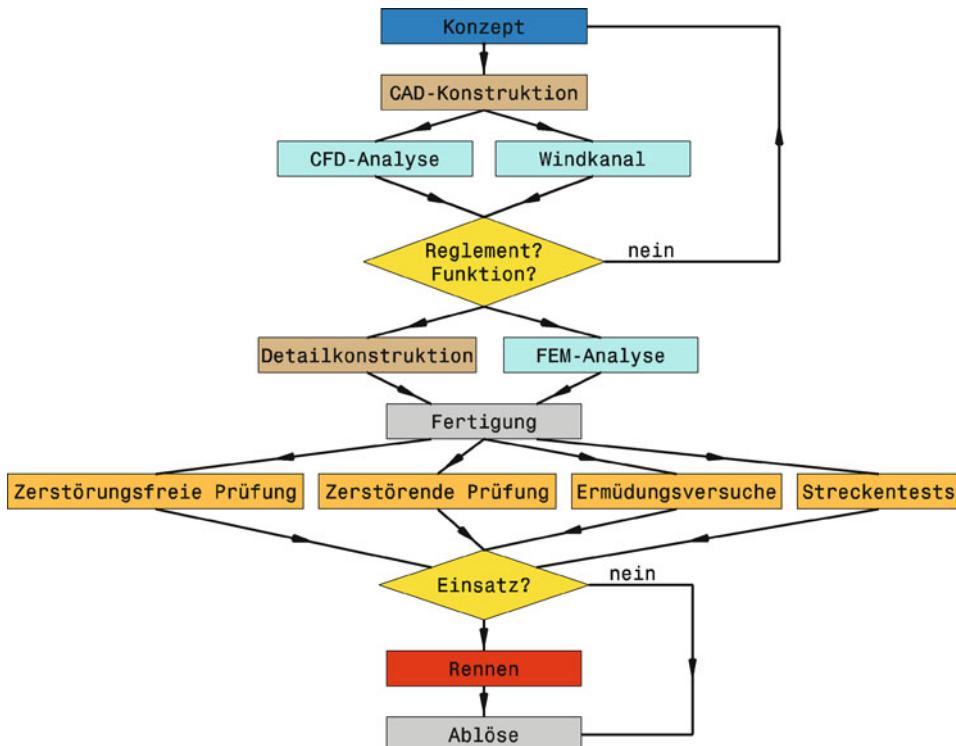
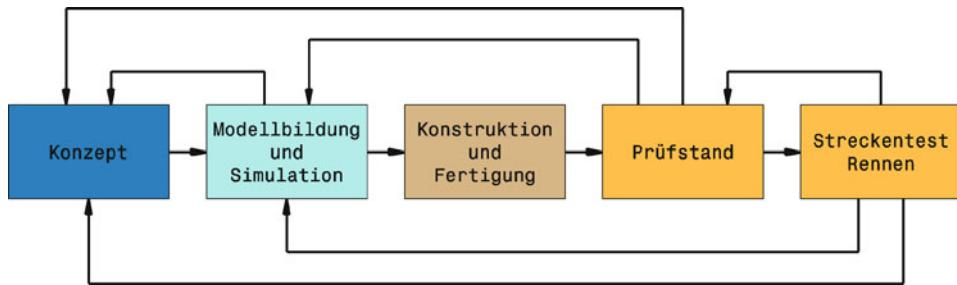


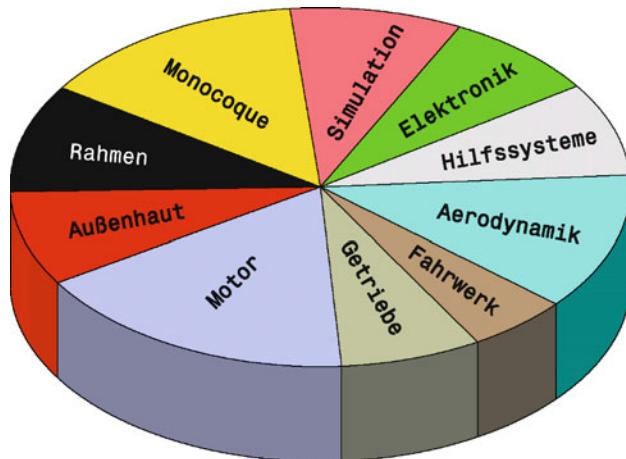
Abb. Q.17 Entwicklungsprozess zur Verbesserung von Bauteilen

Besteht das Bauteil die diversen Prüfungen bzw. wird die angepeilte Lebensdauer erreicht, so wird dieses Teil am Fahrzeug verbaut. Ob es im Rennen zum Einsatz kommt, darüber entscheiden die Ergebnisse im Training bzw. bei Streckentests. Zeigt ein Teil messbare Verbesserungen, wird das Rennen mit diesem Teil bestritten. Damit ist die Entwicklung aber nicht beendet. Durch neue Ideen, durch Erkenntnisse im Rennbetrieb oder durch Reglementänderungen wird das Bauteil früher oder später durch ein noch besseres (im Sinne der Entwicklungsziele) abgelöst und der beschriebene Ablauf beginnt von vorne.

Ein üblicher Entwicklungsablauf läuft jedoch nicht einfach Schritt für Schritt ab, sondern viele Prozesse und insbesondere deren Eingangs- sowie Ausgangsgrößen hängen voneinander verschachtelt ab. Abbildung Q.18 stellt diese Zusammenhänge schematisch dar. Jegliche Simulation am Rechner benötigt möglichst realistische Eingangswerte. Diese stammen von Versuchen, die mit ähnlichen Bauteilen bzw. Vorgängerfahrzeugen vorgenommen wurden. Unbekannte Größen müssen bei der Erstellung des für die Simulation erforderlichen mathematischen Modells angenommen werden. Die Ergebnisse der Simulationsrechnung werden – sobald die realen Bauteile verfügbar sind – mit den Ergebnissen am Prüfstand bzw. auf der Strecke verglichen. Damit kann das Modell verbessert d. h. an die Realität angepasst werden. Solcherart zuverlässigere Simulationen können für die Beurteilung von Konzepten herangezogen werden ohne dass reale Bauteile gefertigt werden müssten. Aber auch Prüfstandstests – unabhängig davon ob Einzelteile oder das gesamte Fahrzeug belastet werden – werden in ihrer Aussagekraft verbessert, indem die Belastungsdaten von realen Messungen stammen.



**Abb. Q.18** Gegenseitige Abhängigkeiten im Entwicklungsprozess, nach [17]. Berechnung, Versuch und Messung beeinflussen einander gegenseitig. Für Prüfstandtests werden Daten benötigt, die bei Streckentests erfasst worden sind. Eingangsgrößen der Berechnung stammen vom Prüfstand und von Messungen im realen Fahrbetrieb



**Abb. Q.19** Entwicklungsschwerpunkte im Rennsport, nach [15]. 10 typische Entwicklungsfelder und ihr grober Anteil am Tätigkeitsumfang

Das Ergebnis dieses sich ständig verbessernden Entwicklungsablaufes schlägt sich in der steigenden Qualität der Rennfahrzeuge wider. Nimmt man beispielsweise als Maßzahl für die Zuverlässigkeit die Anzahl ausgefallener Wagen pro Rennen, so ist diese in der Formel 1 deutlich gestiegen.

Unabhängig von Fahrzeugtyp und Bewerbsart lassen sich zehn typische Entwicklungsschwerpunkte erkennen, Abb. Q.19. Den größten Anteil nehmen dabei die Monocoque-Entwicklung bzw. alternativ die Entwicklung des Gitterrohrrahmens und der Fahrzeugstruktur ein. Ein weiteres großes Gebiet stellt traditionell die Motorenentwicklung dar. Aerodynamik-Entwicklung und Simulations-Untersuchungen haben stark an Bedeutung gewonnen. Ebenso wie der Elektronikanteil, der in sämtlichen Bereichen vom Motor über Getriebe und Hilfssystemen bis zur Datenerfassung benötigt wird. Die übrigen Gebiete sind deshalb jedoch nicht minder wichtig, als da sind Fahrwerk, Außenhaut und mechatronische Hilfssysteme (hydraulische, pneumatische, elektrische Regel- und Kontrollsysteme).

**Reifen.** Die Entwicklung der Reifen und mathematischer Modelle zu Beschreibung deren Verhaltens werden von Reifenherstellern und Teams ständig vorangetrieben. Reifen sind nun einmal das wichtigste Einzelbauteil am Fahrzeug unabhängig davon, ob es sie einen Pkw oder ein Rennfahrzeug

mit der Fahrbahn verbinden. Es bestehen allerdings große Unterschiede in den Zielen, wenn man Serienreifen und Rennreifen vergleicht. Bei Rennreifen stehen die Reduktion des Temperatureinflusses auf die Reibung und eine Stabilisierung des Reifenverhaltens über der Gebrauchsduer im Vordergrund. Dies wird in erster Linie durch extrem geringen Vernetzungsgrad erzielt. Das heißt überspitzt formuliert: Der Rennreifen vulkanisiert erst auf der Rennstrecke, was seine geringe Gebrauchsduer erklärt. Die Entwicklung von Serienreifen gestaltet sich dagegen aufwändiger. Es gilt den Nassgriff zu verbessern ohne den Rollwiderstand oder den Verschleiß wesentlich zu erhöhen. Zusätzlich soll das Abrollgeräusch möglichst klein sein. Die Betriebssicherheit wird jedoch erhöht, indem der Vernetzungsgrad verringert wird (also Griffverhalten in Richtung Rennreifen), wodurch zwangsläufig Verschleiß und Abrieb zunehmen. Diese Entwicklungsziele sind in der öffentlichen Wahrnehmung gestiegen, seit 2012 in der Europäischen Union eine verpflichtende Kennzeichnung der Merkmale Rollwiderstand, Nassgriff und Laufleistung auf Reifen stehen muss. Im Verhältnis zu den über 50 Kriterien, die Reifenhersteller selbst in den Prüfablauf einbeziehen, allerdings nur eine mäßige Charakterisierung des Reifens. Die zwei maßgebenden Größen, die zur Reifenentwicklung erfasst werden, sind Reifentemperatur und Fülldruck.

Dass neben dem offensichtlichen Ziel Höchstleistung im Sport auch die Unterhaltung eine wichtige Rolle spielt, war in der Formel 1 bei der Reifenentwicklung für die Jahre 2012/13 zu sehen. Um die Spannung für die Zuseher zu erhöhen, wurden die Reifen bewusst so entwickelt, dass sie mit einer hohen Rate abbauten und ihr Verhalten stark änderten, was eine große Herausforderung für Renningenieure und Fahrer darstellte.

**Aerodynamik.** Das wesentliche Ziel jeglicher Aerodynamikentwicklung von Rennfahrzeugen ist in erster Linie Erhöhung des Abtriebs und nicht so sehr eine Reduktion des Luftwiderstands. Im Idealfall allerdings eine Kombination aus beidem, also eine Steigerung der aerodynamischen Effizienz. Bildlich beschrieben ist das Ziel, den Begrenzungskörper des g-g-v-Diagramms (vgl. Abb. B.12) zu vergrößern. Dazu kommt das geschwindigkeits- und lageabhängige Verhalten von Aerodynamik-Bauteilen. Das Ziel ist hierbei eine robuste und vor allem stabile Lösung, die den Fahrer vor unangenehmen Überraschungen bewahrt. Weitere Schwerpunkte neben der Fahrbarkeit sind Balance (Stichwort *aerosplit*) sowie Wärmeabfuhr. Dies alles wird im Kap. E *Aerodynamik* (insbesondere Abschnitt 7) ausführlich beschrieben. Bei Serienfahrzeugen wird großer Wert auf eine Reduktion des Luftwiderstands gelegt, hilft diese Maßnahme doch den Kraftstoffverbrauch zu senken. Weitere Ziele ergeben sich aus der großen Vielfalt an Ausstattungsvarianten eines Fahrzeugtyps. Für das gesamte Typportfolio sollen die Luftwiderstands-Abweichungen klein bleiben. Was die Vertikalkräfte betrifft, reicht es den Auftrieb mit steigender Geschwindigkeit zumindest an der Hinterachse klein zu halten. Die Lage des Druckpunkts ist insofern wichtig, als davon die Seitenwindempfindlichkeit abhängt. Und nicht zuletzt stehen Themen wie Scheibenverschmutzung und Windgeräusche auf der Tagesordnung der Serienentwickler. Bei einem rückblickenden Vergleich der Aerodynamik-Entwicklungen von Serien- und Rennfahrzeugen, zeigt es sich, dass in die Serienentwicklung nicht die Lösungen, sondern die Methoden der Rennfahrzeugentwickler eingeflossen sind.

**Antriebstrang.** Bei rotierenden Teilen macht sich eine Reduktion der rotatorischen Massen vor allem jene mit hohen Übersetzungen (vgl. Kap. K, *Beschleunigungswiderstand*, Stichwort: reduzierte Masse) bezahlt. Das sind in erster Linie Kurbelwelle, Kupplung, Schwungrad und Teile des 1. und 2. Gangs.

**Schmierstoffe Lubricants.** In den letzten zwei Jahrzehnten hat die Viskosität der Schmieröle stetig abgenommen. Diese Tendenz ist sowohl in der Serie als auch bei Motorsportanwendungen zu beobachten. War ein Motoröl der Viskositätsklasse 15W-40 noch 1990 Standard, so werden mittlerweile Öle der Klasse 0W-30 eingefüllt. Die weitere Entwicklung zielt auf 0W-20 ab. Die Gründe liegen bei

beiden Anwendungsfällen zunächst in der Erhöhung der Zuverlässigkeit (in der Formel 1 beispielsweise wurde die erlaubte Anzahl der Motoren pro Jahr und Team schrittweise zurückgenommen), gefolgt von einer Steigerung des Wirkungsgrads (Kraftstoffverbrauch, Reichweite). Weitere Gründe liefern Motorentwicklungen in Richtung höherer Auslastung durch Verkleinern der Hubräume (Downsizing) und Reduzierung der Drehzahlen (Downspeeding). Auch der Einsatz von Energierückgewinnungssystemen findet seinen Niederschlag in der Schmierölentwicklung, weil das Öl ebenso als Kühlmedium dient. Die Eigenschaften des Basisöls werden durch abgestimmte Zusatzstoffe (Additive) in die gewünschte Richtung verändert.

## 4.2 Besondere Entwicklungsziele

Im Folgenden werden anhand einiger Fahrzeugklassen deren besonderen Entwicklungsziele herausgehoben, die sich von den allgemeinen oben beschriebenen unterscheiden.

**Cup-Fahrzeuge Cup vehicles.** Bei diesen Fahrzeugen ist aus Marketinggründen entscheidend, dass die Gene der gleichnamigen Serienfahrzeuge im Wortsinn unübersehbar sind. Der Kunde, der das Fahrzeug meist nicht nur besitzt sondern auch fährt, fühlt sich der Marke und deren Renn-Tradition verbunden. Die Zuseher wiederum sollen erkennen, dass diese Serienfahrzeuge auch auf der Rennstrecke eine gute Figur machen. Die Aerodynamikentwicklung zielt neben effizienter Kühlung und Belüftung auf eine durchgehende Balance in allen Geschwindigkeitsbereichen ab. Die Wagen sollen verhältnismäßig langlebig und wartungsfreundlich sein. Die Fahrer haben – wenn überhaupt – eine kleine Mannschaft und möchten fahren, aber nicht unentwegt mit Reparaturen beschäftigt sein. Eine Individualisierbarkeit ist gerade wegen der Seriennähe gewünscht, damit jeder sein Fahrzeug nach seinen Vorlieben gestalten kann. Die Sicherheit der Fahrzeuge ist wichtiger als in anderen Serien, weil der Teamchef in aller Regel Geldgeber und Fahrer in Personalunion ist. Aus demselben Grund spielen die Kosten ebenfalls eine bedeutende Rolle. Cup-Serien dienen auch als klassische Einsteigerserien. Aus dem Grund ist ein gutmütiges, stabiles Fahrverhalten vorrangig gegenüber Höchstleistungen.

**Formel Student Formula Student (Formula SAE).** Diese Serie bietet Studierenden mit einem weitgefassten Reglement viele Entfaltungs- und Lernmöglichkeiten. Kein anderer Bewerb bringt eine solche Vielfalt von Lösungen hervor. Die Fahrzeuge werden nicht einmal durch ein Mindestgewicht eingeschränkt. Eine Reduktion der Masse kann somit bereits als dauerhaftes Entwicklungsziel genannt werden. Die engen, winkeligen Kurven werden mit Pylonen abgesteckt, wobei jeder umgefahrene Kegel je nach Disziplin mit 1/4 bis 2 Strafsekunden gezählt wird. Kleine, wenige Fahrzeuge mit zielgenauer Lenkung und stabilem Fahrverhalten sind somit von Vorteil. Nicht nur per Regelbuch sondern auch wegen tatsächlicher Praxis sollen die Fahrzeuge für ungeübte Hobbyfahrer konzipiert werden. Jegliche denkbare Fahrerhilfen wie Traktionsregelung, automatisierte Schaltung, ABS-Bremsen, automatische Kupplung mit Abwürgeschutz (*anti-stall clutch*) usw. unterstützen die jungen Piloten bei ihrer Fahrt im Pylonen-Dickicht. Der Vollastanteil des Motors beim Ausdauerbewerb (*Endurance*) liegt mit etwa 10 % relativ niedrig, der Anteil steigt aber mit dem Einsatz von Flügeln. Die übrigen Lastanteile sind gleichmäßig über das Drehzahlband verteilt, d. h. der Fahrbarkeit des Motors kommt große Bedeutung zu. Neben der Fahrbarkeit ist ein geringer Kraftstoffverbrauch für eine Spitzenplatzierung im Ausdauerbewerb mit Verbrauchswertung wesentlich. Ein müheloses Warmstartverhalten des Motors ist Voraussetzung den Ausdauerbewerb zu beenden, ist doch ein Fahrerwechsel innerhalb von 3 Minuten bei abgestelltem Motor Pflicht. Der Wiederstart des Triebwerks darf nur mit der Bordbatterie erfolgen. Zuverlässigkeit sämtlicher Systeme ist generell ein hochrangiges Ziel. Jeglicher Verlust von Teilen oder Flüssigkeiten während des Ausdauerbewerbs führt zur Disqualifikation. Die

Streckenführung ähnelt einem Slalom, d. h. es existieren kaum ausgeprägte Gerade, sondern relativ enge Kurven folgen aufeinander (Durchschnittsgeschwindigkeit per Reglement 48–57 km/h). Die Entwicklung der Querdynamik des Fahrzeugs und vor allem der Reifen erweist sich dadurch als vorrangig gegenüber der Längsdynamik. Wobei die Längsbeschleunigung im Allgemeinen vom Motor und nicht von den Reifen begrenzt wird. Ähnlich wie bei einem Formel-Ford-Wagen, ist auch in dieser Klasse die Bremsleistung besonders wichtig. Eine große virtuelle Querlenkerlänge hilft den Sturz beim Bremseintauchen der Vorderachse klein und so den Reifenlatsch vorteilhaft groß zu halten. Zum typischen Streckenlayout ist noch etwas anzumerken: Die erforderlichen Lenkbewegungen des Fahrers übertreffen in Punkt Lenkwinkel und Lenkfrequenz die anderen Formelklassen bei Weitem. Es gilt daher das Fahrzeug auf Wendigkeit auszulegen und bei der Lenkung im Gegensatz zu anderen Rennfahrzeugen einen großen Ackermannanteil bei großen Radeinschlägen vorzusehen. Tendenziell wird man deshalb auch an der Vorderachse Nachspur und an der Hinterachse Vorspur fahren [16]. Die geringen Fahrgeschwindigkeiten führen auch bei der Auslegung aerodynamischer Abtriebshilfen zu anderen als den bekannten Lösungen. Zunächst muss – am besten durch Simulation – geklärt werden, ob auf einer bekannten Strecke mit bekanntem Fahrerniveau Abtrieb überhaupt einen Rundenzeitvorteil bringt. Flügel und Unterboden erhöhen die Masse, verbreitern den Wagenbug (Strafsekunden wegen Pylonen!), erhöhen das Risiko abfallender Teile und vergrößern den Luftwiderstand. Der Fahrer wiederum muss das Potential der Reifen und die Möglichkeit größerer Bremsverzögerung nutzen können. Sprechen die Umstände für abtriebserzeugende Elemente, so müssen diese bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten arbeiten. Eine Gurney-Leiste am Flügelende ist auf jeden Fall zu empfehlen ebenso wie kleine Anstellwinkel. Eine rauе Flügelunterseite führt durch Turbulenzbildung zu einer länger anliegenden Grenzschicht und reduziert so die Ablösegeschwindigkeit. Flügel mit großen Sehnenlängen und Wölbungen sind zu bevorzugen. Endplatten erhöhen die wirksame Spannweite.

**Formel Ford Formula Ford.** Diese Einsitzer-Fahrzeuge ohne Abtriebshilfen gehören zur klassischen Einsteigerkategorie. Die Käufer sind im Rennsport meist unerfahren und das Design der Fahrzeuge rückt als Kaufargument in den Vordergrund. Ebenso entscheiden Preis und Wartungsarmut über den Verkaufserfolg. Ein Motor hält üblicherweise ungeöffnet 3 Saisonen. Sollten Reparaturen erforderlich werden, so wird erwartet, dass diese zwischen Training und Rennen erfolgen können. Weiterentwicklungen des Fahrzeugs sind durch die jahrzehntelange Tradition dieser Formel und durch das Reglement nur noch eingeschränkt möglich. Der Rahmen ist bereits ausgereizt bzw. durch das Regelbuch eingefroren. Der Motor hat eine vergleichsweise geringe Leistung, so dass Überholmanöver vornehmlich in der Bremszone stattfinden. Das Fahrwerk wird also so ausgelegt, dass beim Bremsen der Sturz an der Vorderachse möglichst  $0^\circ$  bleibt. Für die Fahrer ist es auch entscheidend den Kurs mit möglichst gleichmäßiger, hoher Geschwindigkeit zu durchfahren und nicht wie sonst übermotorisierte Fahrzeuge die Kurven stark Anbremsen, relativ kleine Kurvenradien fahren um kurvenausgangs wieder heftig zu beschleunigen. Voraussetzung für diesen Fahrstil ist hohe Querbeschleunigung mit mechanischem Grip fahren zu können. Abtriebserzeugende Elemente sind zwar verboten, ein abgeschrägter Bug und nach hinten geneigte Oberseiten von Seitenkästen ergeben aber dennoch einen Luftkraftanteil nach unten. Ziel der Aerodynamikentwicklung ist eine möglichst glatte Außenhaut mit kleiner Querschnittsfläche und dabei ausreichender Motorkühlung.

**Formel 3 Formula 3.** Reglementbedingt müssen wesentliche Teile für 3 Jahre unverändert bleiben. So sind beispielsweise das Monocoque und die Radträger davon betroffen. Im Fahrwerksbereich werden innerhalb dieser Zeit somit praktisch nur die Querlenker geändert. Die Herausforderung der Hersteller besteht darin, mit dem ersten Wurf richtig zu liegen, weil keine Zeit für eine laufende Weiterentwicklung bleibt. Die Formel 3 ist eine der Vorstufen zur Formel 1 und die Käufer wünschen sich ein Design, das sich an Formel-1-Fahrzeuge anlehnt. Die Aerodynamik bleibt im Bereich der Motor-

kühlung für den Chassis-Hersteller ein Kompromiss, weil dessen Kunden unterschiedliche Motoren einsetzen und damit eine maßgeschneiderte Lösung ausgeschlossen ist. Die finanziellen Mittel der Teams zwingen diese bei ihrer Entscheidung auf den Kaufpreis des Fahrzeugs zu achten.

**Indy-Car.** Diese Fahrzeuge und die ähnliche, aber mittlerweile eingestellte Champ-Car-Serie fahren vornehmlich auf Ovalkursen mit überhöhten Kurven und fliegendem Start. Das Geschwindigkeitsprofil über die Renndistanz ist daher gleichmäßig und auf extrem hohem Niveau. In manchen Kurven verzögern die Fahrer indem sie statt Bremsen stärker einlenken und somit einen größeren Schräglauwinkel samt höherem Fahrwiderstand an der Vorderachse provozieren. Die Fahrwerke werden für solche Ovalkurse asymmetrisch ausgelegt, geht es doch immer linksherum. Der Wagenkasten sitzt somit nicht mittig zwischen den Rädern, sondern ist nach links versetzt, was die rechten Querlenker länger werden lässt. Manche Fahrer lassen sich sogar das Lenkrad um ca. 30° nach rechts verdreht auf die Lenkwelle montieren. Das führt in den Kurven zu einer angenehmeren Armhaltung. Die Asymmetrie setzt sich auch bei den Reifen fort, die innen eine stärkere Seitenwand aufweisen, damit sich ein trapezförmiger Latsch ausprägt mit einer sturzhähnlichen Seitenkraft [18]. Des Weiteren werden sie gerne dem Durchmesser nach klassiert: Die größeren Reifen werden an der rechten Wagenseite montiert (Kollergang der Räder, *tyre stagger*). Entwicklungsziel für diese Fahrzeuge ist, dass sie zur Unterstützung der Aerodynamik nicht wanken und mit kleinen Schräglauwinkeln fahren können, vgl. Abb. H.99. Einige Rennen werden allerdings auf sogenannten Straßenkursen gefahren, das sind Strecken deren Verlauf jener europäischer ähnelt. Champ Cars hatten für jeden Kurs ein eigenes Fahrwerk [16].

**Formel 1 Formula One.** Das Reglement dieser Serie ist äußerst eng und bietet in vielen Bereichen kaum Möglichkeiten für eine Weiterentwicklung. Unfassbare finanzielle Mittel werden aufgewandt um in den verbleibenden Bereichen einen Wettbewerbsvorteil zu erarbeiten oder im Reglement Schlupflöcher zu finden. So wird vom Team McLaren berichtet, dass 120 graduierte Ingenieure allein für diese Aufgabe eingestellt wurden [19]. Die Simulation erweist sich als brauchbares Entwicklungsmittel, weil weder bei der Hardware noch bei der Software Zugeständnisse gemacht werden müssen. Das schließt sogar den Fahrer mit ein. Da die Strecken-Testzeit ebenfalls reglementiert ist, werden Fahrsimulatoren entwickelt, in denen die Fahrer durch gezielte Bewegung der Cockpit-Kiste zumindest teilweise dieselben Kräfte wie im realen Wagen auf sie einwirken spüren, vgl. auch Abb. Q.52. Die Aerodynamikentwicklung steuert den gesamten Entwicklungsablauf und überschattet sogar das Fahrwerk. Vor allem an der Vorderachse werden so Kompromisse zugunsten der Luftströmung eingegangen. Die Reifen haben eine für Rennfahrzeuge überholte Gestalt: Die Seitenwände sind verhältnismäßig hoch. Die Reifen federn in etwa auch so viel wie das Fahrwerk, d. h. die hydraulischen Dämpfer können auch nur die halbe Fahrzeughubbewegung dämpfen. Das führt dazu, dass auch die Reifen einen Beitrag zur Schwingungsdämpfung leisten müssen. Dies geschieht vor allem über deren Seitenwand [18]. Für die Aerodynamikentwicklung ergibt sich dadurch ein weiteres Ziel: Je unempfindlicher der Wagen auf Änderungen des Bodenabstands reagiert, desto weicher kann die Fahrwerkabstimmung ausfallen und umgekehrt. Eine weiche Abstimmung ermöglicht dem Fahrer gefahrlos die kürzere und damit schnellere Linie über die Streckenbegrenzung (*Curbs*) zu fahren. Die Konstruktion der Motoren ist in wesentlichen Bereichen (Bauform, Zylinderzahl, Abmessungen, Schwerpunktlage, Werkstoffe,...) reglementiert und ein von der FIA freigegebener Motor darf über die Homologationsperiode nicht mehr verändert werden. Im Gegensatz zu anderen Bereichen erfolgt die Motorenentwicklung also nicht kontinuierlich. Die Entwicklung zielt auf jene Bereiche ab, die nicht eingefroren sind. So sind die Reduktion der Motorreibung und eine Hebung der Zuverlässigkeit in den Mittelpunkt gerückt. Die Weiterentwicklung der Schmier- und Treibstoffe ist somit ein Kernthema der Motorentwicklung geworden. Seit der Saison 2014 (Einführung von Energierückgewinnungssystemen an Kurbelwelle und Turboladerwelle) kommt dazu noch die Entwicklung der

Betriebsstrategie, also das Zusammenspiel zwischen Batterie, elektrischen Maschinen und Verbrennungsmotor in Abhängigkeit des Betriebszustands (Beschleunigen, Bremsen, Angreifen/Überholen, Qualifying, Windschattenfahrt, Boxengassenfahrt, ...).

Über die gesamte Saison hinweg wird der Wagen ständig weiterentwickelt oder „geborgt“ Lösungen der Konkurrenz in das eigene Konzept eingefügt. Etwa 75 % der Teile werden überarbeitet oder getauscht. Die Fahrzeuge werden so bis zum Ende der Saison um 1,5 bis 2 s und mehr pro Runde schneller [20]. Um die Größenordnung dieses Werts zu erfassen, muss man wissen, dass bei Streckentests die Suche im Zehntelsekunden-Bereich stattfindet.

**Tourenwagen Touring Car.** Tourenwagen stellen eine große Kategorie dar und wir wollen unsere Be trachtungen deshalb auf die DTM (Deutsche Tourenwagen Masters) konzentrieren. Im Vergleich zu einem Formelwagen ergeben sich schon aus der Bauform einige charakteristische Unterschiede. Der Fahrer sitzt seitlich und auch das restliche Fahrzeug ist im Grunde asymmetrisch aufgebaut. Die Entwicklung zielt aus Balancegründen zunächst darauf ab den Fahrer möglichst nah an die Längsmitte zu rücken und die Radlasten einer Achse möglichst anzugeleichen. Der Fahrer kann die Vorderräder auch nicht sehen. Er wird daher beim Bremsen durch eine Anzeige im Cockpit unterstützt, die beim Blockieren der Räder aufleuchtet. Aus Kostengründen schreibt das Reglement etwa 50 Einheitsbauteile vor (Sicherheitszelle, Fußhebelwerk, Reifen, Flügel,...). In gewissen Bereichen sind jedoch Verbesserungen dieser Teile erlaubt. Dadurch ergibt sich der Fokus der Entwicklung. Der Hersteller des Fahrzeugs ist nicht der Betreiber. Die Kommunikation in beiden Richtungen entscheidet also auch über den Erfolg. Am Beginn der Saison müssen die Hersteller die Renntteams mit den relevanten Daten und Erfahrungen aus den Erprobungen der Neufahrzeuge versorgen. Umgekehrt sind die Hersteller am Ende der Bewerbsperiode auf die Erfahrungen und Messergebnisse der Renntteams angewiesen, damit sie gezielte Verbesserungen in die Konstruktion der Fahrzeuge für die Folgesaison einfließen lassen können. Darüberhinaus betreiben Teams auch Eigenentwicklungen an der Boxenausrüstung.

Fahrzeugparametereinflüsse auf die Rundenzeit können beziffert werden [21]. Zu einem Rundenzeitgewinn von jeweils ca. 0,1 s führen folgende Änderungen: Absenkung des Fahrzeugschwerpunkts um 10 mm, Verringerung der Fahrzeuggmasse um 10 kg, Steigerung der Motorleistung um 7,4 kW oder Hebung des Gripniveaus der Reifen um 1 %.

**Rallye-Fahrzeuge Rally Car.** Die Zuverlässigkeit und die Reparaturfreundlichkeit dieser auf befestigter und unbefestigter Strecke fahrenden Fahrzeuge sind oft entscheidend über Sieg oder Niederlage. Technische Gebrechen müssen von der Besatzung auf der Strecke rasch behoben werden können. Eine rettende Box wie bei Rundstreckenbewerben existiert bei Sonderprüfungen nicht. Auch die Logistik der Ersatzteilhaltung ist vom Streben nach Einfachheit betroffen. Idealerweise kann beispielsweise ein einziger Radträger für beide Seiten beider Achsen des Wagens eingesetzt werden. Auch die Federbeine werden so gestaltet, dass sie vorne und hinten eingesetzt werden können. Neben den unterschiedlichen Fahrbahnen – wie Asphalt, Schotter, Sand – müssen diese Fahrzeuge bei Tag und bei Nacht mit sämtlichen Witterungsbedingungen, die alle vier(!) Jahreszeiten mit sich bringen, fertig werden. Eine einfache Umrüstbarkeit des Fahrwerks auf Asphalt- oder Schotterpisten wird erwartet. Davon sind in erster Linie Reifen, Räder, Feder/Dämpferbeine, Stabilisatoren und Bremsen betroffen. Durch die Art wie diese Fahrzeuge bewegt werden ist nicht nur das Fahr-, sondern auch das Flugverhalten wichtig. Bei hohen Sprüngen soll der Wagen ausbalanciert die gewünschte horizontale Lage beibehalten und nicht seitlich und/oder mit einem Ende absacken, was unweigerlich zu einer harten Landung oder gar einem Überschlag führt.

Die Motorentwicklung zielt auf eine gute Fahrbarkeit ab, die sich in der Praxis als wesentlich nützlicher erweist als die Spitzenleistung. Die Maximalleistung wird zum einen selten abgerufen, zum anderen ist die Motorleistung ohnedies durch einen Luftmengenrestriktor begrenzt. Der

Kraftstoffverbrauch wird (noch) nicht in die Betrachtungen bei der Motorabstimmung miteinbezogen.

**Dragster.** Der langgestreckte Rahmen wirkt durch seine abgestimmte Biegung wie ein Längslenker einer Radaufhängung und ist so wesentlich für das Reibungsverhalten der Antriebsräder beim Start verantwortlich. Top-Fuel-Dragster haben nämlich kein bewegliches Fahrwerk an der Hinterachse. Die Fahrerzelle ist vom Reglement in engen Grenzen vorgegeben, der übrige Rahmen kann jedoch frei entworfen und entwickelt werden. Ein bewusst weich konstruierter Rahmen unterstützt vorteilhaft den Beschleunigungsvorgang, hält dafür allerdings nur etwa 100 Starts aus [22]. Das Setup-Einstellelement für den Start ist aber die Kupplung. Top-Fuel-Dragster fahren über eine Mehrscheibenkupplung an, die über einstellbare Hebel von ebenso variablen Fliehgewichten aktuiert wird. Im Mittelpunkt der Entwicklung stehen die Kupplungscharakteristik und ihre gezielte Beeinflussbarkeit. In anderen Rennklassen werden Drehmomentwandler als Anfahrelement eingesetzt. Diese weisen abweichend von ihren Serienpendants geschraubte Gehäuse auf, damit die Ölfüllung an der Rennstrecke angepasst werden kann. Die Einstellparameter sind in dem Fall Ölviskosität und Füllmenge. Die Entwicklung der Wandler konzentriert sich auf die Gestaltung der Laufrad-Schaufeln, die CNC-gefräst werden, und auf die Auswahl ihrer Werkstoffe, die das Wanderverhalten durch unterschiedliche Elastizitäten und Laufspiele diktieren.

Ein Entwicklungsfeld, das bei anderen Rennserien keines (mehr) ist, bietet die Kraftstoffformulierung. Dragster-Teams können den Treibstoff frei wählen. Entsprechend der Vielfalt an Energieträgern – von Tankstellenbenzin über Ethanol E85 bis zu Nitromethan-Gemischen – wird eine breite Palette an Gemischbildnern und Kraftstoffzumesseinrichtungen eingesetzt. Interessanterweise dominieren jedoch nach wie vor Vergaser. Elektronische Benzineinspritzsysteme findet man selten an Dragster-Motoren. Vergaser erweisen sich als vergleichsweise robust und leicht sowie kostengünstig an unterschiedliche Motoren anzupassen.

Die mehrteilige Startprozedur besteht aus dem Aufheizen der Reifen mit dem Festlegen der Fahrspur und dem eigentlichen Anfahren. Die Wichtigkeit dieser Phase ist enorm, das gesamte Rennen dauert nur wenige Sekunden. Die Fahrer trainieren daher ihre Reaktion mit Lichtsignalen von Ampelsimulatoren und mit computerspielähnlichen Geräten.

**Langstreckenfahrzeuge/Le-Mans-Prototypen (LMP)** Die Zuverlässigkeit steht naturgemäß bei solchen Fahrzeugen ganz oben auf der Liste der Entwicklungsziele. Ein geringer Kraftstoffverbrauch stellt ebenso einen Wettbewerbsvorteil dar, weil der Wagen bei gleicher Kraftstoffmasse an Bord zu weniger Tankstopps gezwungen wird. Ergonomische Überlegungen und die Fahrbarkeit des Motors nehmen in ihrer Wichtigkeit mit steigender Renndauer zu. Einige Runden in einem ungemütlichen, heißen Cockpit mit einem nur unter höchster Konzentration zu fahrenden Motor stellen für einen Profi noch keine große Herausforderung dar. Über mehrere Stunden hält das ein Fahrer aber nur mehr in einem klimatisierten Cockpit und mit ausgewogener Fahrbarkeit durch. Klimaanlagen sind so verpflichtend in das Reglement aufgenommen worden.

Die Wärmetauscher für Motor und Getriebe müssen so ausgelegt sein, dass auch bei zunehmender Verschmutzung und somit Verkleinerung der Lufteintrittsfläche während des Rennes ausreichend Wärme abgeführt werden kann.

Waren früher Überlegungen, die das rasche Austauschen von Teilen bzw. ganzen Baugruppen erleichtert haben, beim Konzipieren des Fahrzeugs im Vordergrund, so sind in jüngster Zeit Kompromisse beim Packaging zu beobachten, die die Fahrleistungen bevorzugen. Selbst Langstreckenbewerbe sind sozusagen zu länger dauernden Sprintbewerben geworden, bei denen eine größere Reparatur am Wagen den Sieg bereitet.

Weitere Entwicklungen zielen auf eine Reduktion des Gewichts einzelner Systeme und zusätzlich – durch das Reglement getrieben – auf eine Steigerung der Effizienz des Fahrzeugs ab. Die während des Rennens zur Verfügung stehende Energiemenge ist nämlich seit 2014 begrenzt.

Energierückgewinnung (Rekuperation) wurde dadurch interessant. Die Erfahrung aus dem Rennbetrieb zeigt, dass bei Regen mehr rekuperiert wird als auf trockener Strecke, weil die Bremsphasen länger werden.

Langstreckenfahrzeuge werden auch in der Nacht und bei Regen betrieben. Die Integration aktiver Sicherheitseinrichtungen wie sie sonst nur bei Pkw zu finden sind, gehören daher zum Entwicklungsumfang: Beleuchtung, Nachtdesign des Cockpits und Rückspiegel bzw. Rückblinkeinrichtungen, Scheibenwischer und Scheibenbelüftung.

Der Wechsel der Räder soll einfach und sicher möglich sein, ebenso wie das Auftanken und der Fahrerwechsel, der aus Zeitgründen gleichzeitig vorgenommen wird. Zumindest drei Fahrer werden nach Größe und Vorlieben (Schalteranordnung, Pedalposition,...) ein und demselben Cockpit zugewiesen.

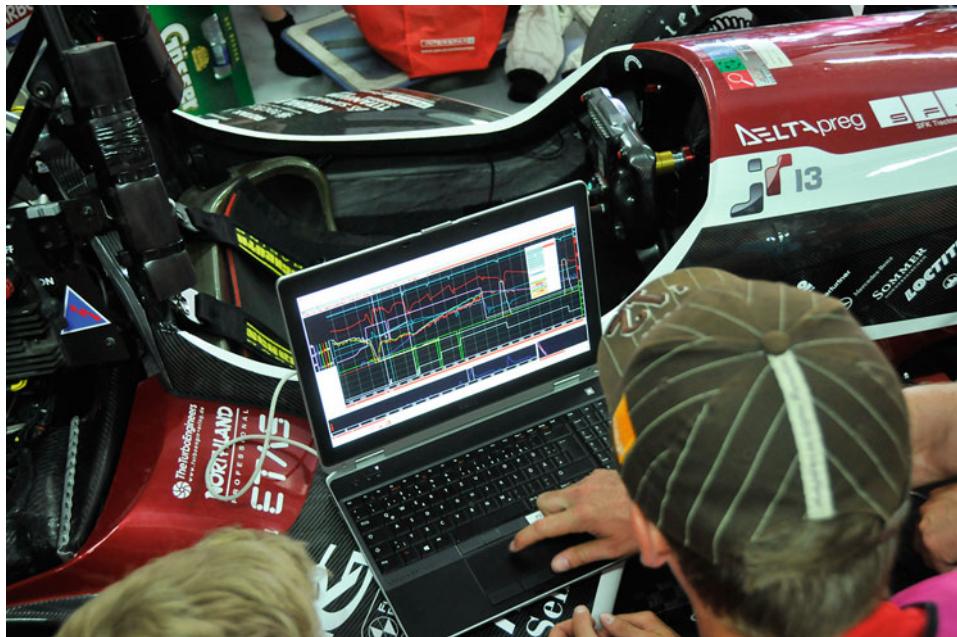
## 4.3 Entwicklungswerzeuge *Development Tools*

Jede zielgerichtete Entwicklung bedient sich gängiger Techniken, wie Messung, Versuch und Berechnung, wobei diese Bereiche nicht unabhängig voneinander sind, sondern einander ergänzen, vgl. Abb. Q.18. Darüber hinaus werden diese Techniken selbst ständig weiter verfeinert und somit die Entwicklungsergebnisse verbessert. Nachfolgend werden diese Techniken näher beschrieben.

### 4.3.1 Datenerfassung und -analyse *Data Acquisition and Analysis*

Die Messtechnik und insbesondere die rechnergestützte Datenerfassung und -auswertung sorgten in den letzten Jahrzehnten für einen Übergang von einer Entwicklung, die durch Erfahrung und Bauchgefühl getrieben war, zu einer wissenschaftlich fundierter Vorgehensweise im Rennsport und zwar sowohl was die Fahrzeug- als auch was die Fahrerentwicklung betrifft. Dadurch dass die Messmittel und die erforderliche Software durch die große Verbreitung erschwinglich geworden sind, findet man diese Vorgehensweise heutzutage in nahezu sämtlichen Rennklassen, Abb. Q.20.

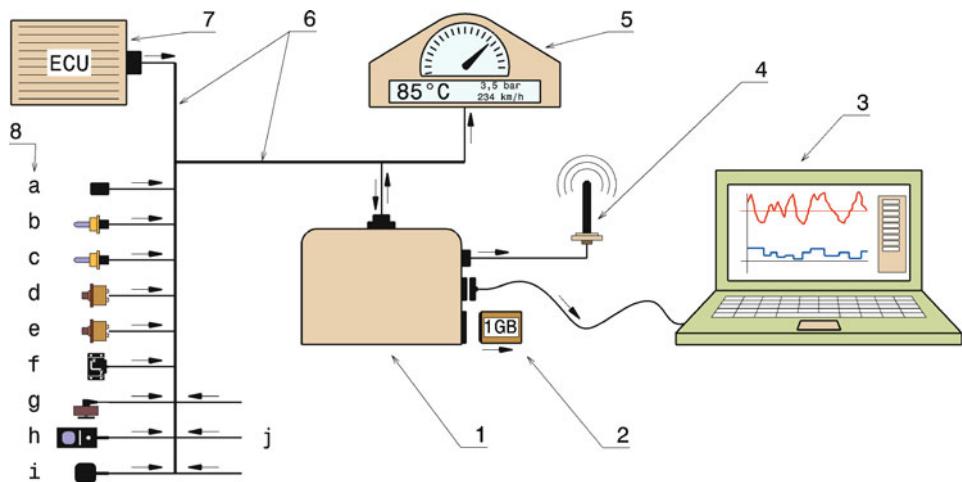
Gezielter Leichtbau ist nur mit zeitfesten Konstruktionen möglich. Damit die Teile aber die gewünschte Zeit (Zyklenzahl, Umdrehungen, Stunden, Kilometer,...) halten, muss man für deren Auslegung und Erprobung die zu erwartenden Belastungen kennen. Genau diese Daten liefert die Messung im Fahr- oder besser Rennbetrieb. Die drei Basisparameter, die dabei berücksichtigt werden müssen sind der Fahrer, die Fahrstrecke und das Fahrzeug [23]. Der Fahrer prägt mit seinem Fahrstil (weich, eckig, Linienwahl,...), die Fahrstrecke durch die Topografie (Wellen, Längs-, Querneigung,...) und das Fahrzeug durch seine Bauart (Masse, Reifen, Motor,...) das Belastungsprofil. Bei Serienfahrzeugen stellt die Unschärfe durch die Anzahl möglicher Kombinationen der drei Parameter eine Herausforderung dar. In der Rennfahrzeugentwicklung ist diese Aufgabe der Belastungsermittlung leichter, weil die Rennstrecke, zumindest das Vorjahresfahrzeug und in der Regel auch die typischen Eigenheiten des Werkfahrers (Bremsverhalten, Lenkmanöver, Fahrpedalbetätigung, Fahrt über Kerbs,...) genau bekannt sind. Aus den aufgezeichneten Lastverläufen lassen sich mit mathematischen Methoden sogenannte Lastkollektive (s. Anhang. Ein Beispiel für ein Getriebezahnrad zeigt Abb. M.50) ermitteln. Diese wiederum sind Basis für die Festigkeitsrechnung von Bauteilen. Deren Auslegung erfolgt auf die gewünschte Lebensdauer (Anzahl der Runden, Betriebsstunden) ohne dass Komponenten überdimensioniert und damit zu schwer würden. Zur Absicherung können Teile zusätzlich am Prüfstand dynamisch mit den erfassten Lasten beaufschlagt werden. Es werden nur jene Teile ins Rennen geschickt, die diese Zeitstandsversuche wunschgemäß ertragen haben.



**Abb. Q.20** Sichtung eines Datenplots in der Box. Das ist bereits ein gewohntes Bild in sämtlichen Rennklassen: Als erstes nach der Rückkehr in die Box werden die Daten mit einem Notebook ausgelesen und Auffälligkeiten im Datenplot gesucht

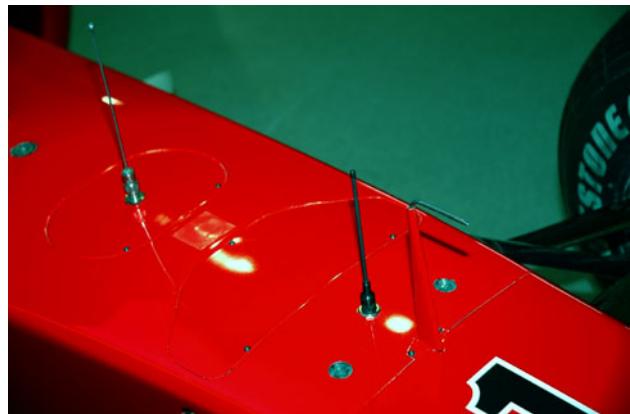
Nicht nur das Fahrzeug auch der Fahrer profitiert von einer Datenerfassung. Verschiedene Fahrer können direkt voneinander lernen, indem sie vergleichen, wer welchen Streckenabschnitt schneller bewältigt hat. Fahrzeuggeschwindigkeit, Bremspunkte, Bremsdruckaufbau, Lenkwinkel, Lengeschwindigkeit, Schaltpunkte, Fahrrpedalstellungen sind nur einige Größen, deren Kurvenverläufe übereinandergelegt die unterschiedlichen Fahrstile deutlich machen.

Der prinzipielle Aufbau eines Datenerfassungssystems ist in Abb. Q.21 zu sehen. Das zentrale Element ist der Datenrekorder (1). Er zeichnet sämtliche Mess-Signale auf, die von einzelnen Sensoren (8) erfasst werden, und Größen, die vom Motorsteuergerät (7) geliefert werden. Die mögliche Anzahl an Messeingängen (Kanäle *channels*) hängt vom System ab. Im Bild sind einige wesentliche eingetragen (a bis i). Manche Systeme können weitere Kanäle verarbeiten (j), die bei Bedarf angeschlossen werden. Die Übertragung des elektrischen Signals erfolgt über einzelne Leitungen oder in jüngster Zeit elegant über das fahrzeugseitige CAN-System (6, siehe Anhang). Zur Anzeige der Daten bieten sich unterschiedliche Lösungen an. Eine ist die direkte Anzeige am Display (5) im Cockpit bzw. im Lenkrad. Eine weitere Möglichkeit ist, die Daten in Echtzeit per Funk über eine Antenne (4) in die Box zu übertragen (Telemetrie *telemetry*). Diese Variante dient vor allem der laufenden Überwachung lebenswichtiger Bordsysteme. Sollen die Daten mathematisch und grafisch aufbereitet werden, ist zunächst ein Download der Daten erforderlich. Möglichkeiten dazu bestehen durch den Anschluss eines Rechners (3) über USB- oder Ethernet-Schnittstelle bzw. WLAN oder durch eine mobile Speicher-karte (2). Funksignale haben den Nachteil, dass die Verbindung durch äußere Einflüsse unterbrochen werden kann. Bordeigene Systeme können dafür Daten nur bis zur vorgegebenen Speicherplatzgröße aufzeichnen.



**Abb. Q.21** Übersicht eines Datenerfassungssystems. Die Pfeile symbolisieren den Signalfluss. 1 Datenrekorder datalogger, 2 Speicherkarte memorycard, 3 Rechner computer, 4 Antenne antenna, 5 Anzeige display, 6 CAN-Bus CAN bus, 7 Motorsteuergerät engine control unit, 8 Messaufnehmer sensor; a Drehzahl rpm, b Wassertemperatur water temperature, c Öltemperatur oil temperature, d Oldruck oil pressure, e Kraftstoffdruck fuel pressure, f Beschleunigungen accelerations, g Lenkwinkel steering wheel angle, h Rundenmarke lap beacon, I GPS global positioning system, j weitere Eingänge additional inputs

**Abb. Q.22** Antennen am Bug eines Formel-1-Wagens (Ferrari). Vor den beiden Antennen (also rechts im Bild) sitzt ein Prandtl-Rohr (pitot tube) zur Erfassung der Geschwindigkeit der anströmenden Luft



Die kleinste Abtastfrequenz ist nicht völlig frei wählbar, sondern hängt von der Änderungsfrequenz der zu erfassenden Größe ab. Die kleinste Abtastrate muss größer als die doppelte Signalfrequenz sein (Nyquist-Shannon-Abtasttheorem). Praktisch wird eine 10-fach größere Abtastrate gewählt. Üblicherweise wird mit einer Abtastfrequenz von 10 Hz [1] gearbeitet. Für Werte, die weniger stark schwanken, z. B. Kühlflüssigkeitstemperatur, genügen Frequenzen um 1 Hz. Aufbaubewegungen und Fahreraktivitäten werden mit 20 Hz aufgezeichnet [11]. Die Bewegung von Radaufhängungsteilen wird mit 50 bis 100 Hz besser als exakter erfasst [8]. Bei Messfahrten werden die Signale mit 500 bis 1000 Hz abgetastet, damit auch die Lastspitzen erfasst werden.

Ein Beispiel der für Telemetrie erforderlichen wagenseitigen Antennen zeigt Abb. Q.22.

**Abb. Q.23** Lenkwinkelsensor (Formel-BMW-Fahrzeug). Über einen O-Ring wird die Drehbewegung der Lenkwellen auf den darüber am Monocoque angebrachten Winkelgeber übertragen



Zur Kontrolle und Verbesserung der Motorfunktion werden folgende Werte übertragen [3]:

- Kurbelwellendrehzahl
- Lastzustand (Drosselklappenstellung)
- Zündzeitpunkt
- Zusammensetzung des Kraftstoff-Luftgemisches für jede Zylinderbank
- Öltemperatur und -druck
- Druck und Temperatur der Kühlflüssigkeit
- Kraftstoffverbrauch, ermittelt über die Öffnungszeit der Einspritzventile
- Druck des Versorgungssystems der pneumatischen Ventilfedern
- Funktion des Generators.

Andere Sensoren liefern folgende Signale, die über das Fahrverhalten des Wagens und den Zustand von wichtigen Bauteilen Aufschluss geben [4, 7]:

- Fahrzeuggeschwindigkeit: Corovitsensor, Prandtl-Sonde, Pitot-Rohr
- Längs- und Querbeschleunigung: Beschleunigungsaufnehmer
- eingelegter Getriebegang
- Lenkwinkel: Lenkwinkelsensor erfasst Lenkwellenbewegung (Abb. Q.23)
- Lenkradmoment
- Bremspedalstellung
- Bremsdruck
- Temperaturen und Verschleiß der Bremsen
- Bremsverzögerung
- Raddrehzahlen: Raddrehzahlsensoren, Abb. Q.24
- Einfederwege (Wegaufnehmer bei Aufbaufedern, Abb. Q.25) und Radlasten
- Temperatur im Kupplungsgehäuse
- Öltemperaturen im Differenzial und Getriebe
- Reifeninnendruck.

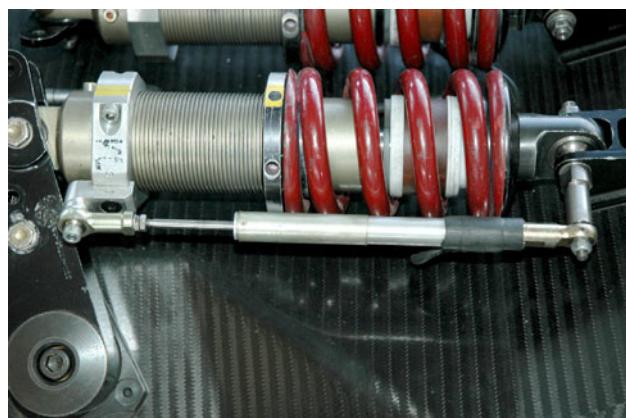
**Abb. Q.24** Raddrehzahlsensor, rechtes Vorderrad (Formel Renault). Ein sternförmiger Rotor ist nabenfest montiert und liefert pro Radumdrehung vier Signale für den Sensor, der am Radträger angeschraubt ist

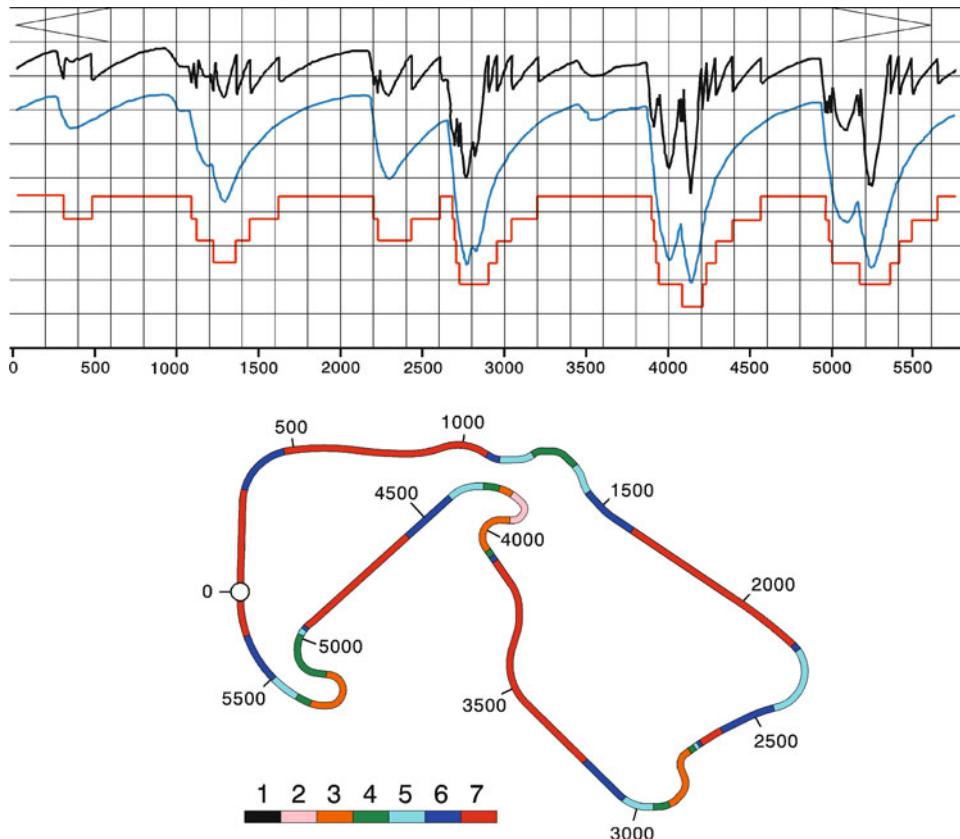


Beschleunigungsaufnehmer (*accelerometer*) werden lagerichtig in der Nähe des Fahrzeugschwerpunkts angebracht und liefern je nach Ausführung Längs-, Quer- und Vertikal-Beschleunigung (x-, y- und z-Richtung des Fahrzeugs). Rundenmarken-Geber tragen beim Vorbeifahren eine Marke ein, die eine eindeutige Zuordnung der übrigen Messwerte zum Streckenverlauf ermöglicht. GPS-Signale erlauben eine direkte grafische und vor allem genauere Darstellung der gefahrenen Strecke ohne den sonst üblichen Umweg über die zweifache Integration des Längs- und Querbeschleunigungsverlaufs. Mittlerweile werden auch Systeme am Markt angeboten, die eine Videoaufzeichnung der Bord-Kamera mit den Messdaten synchronisiert. So können Fahrer und Renningenieur die optischen und akustischen (z. B. Motordrehzahl) Eindrücke der Fahrt gemeinsam nachträglich mit den Messdaten im Wortsinn Revue passieren lassen und auffallende Ereignisse gezielter finden sowie analysieren.

Zum Betrachten und Analysieren der riesigen Menge an einzelnen Messdaten werden diese in einem Linien-Diagramm entweder über der Zeit oder über dem Weg aufgetragen. So lassen sich die Werte unterschiedlicher Kanäle (Federwege, Geschwindigkeit, Beschleunigungen usw.) zeitlich bzw.

**Abb. Q.25** Wegaufnehmer an einem Federbein. Zu sehen ist das linke Federbein am Bug eines Formelwagens. Ein Wegaufnehmer verbindet die wagenseitige Konsole des Federbeins mit einem Teller, der am Rohr des Dämpfers verschraubt ist. So zeichnet der Aufnehmer genau den Hub des Federbeins auf. Am rechten Ende des Aufnehmers kann man das Kabel erkennen, das zum Messgerät führt

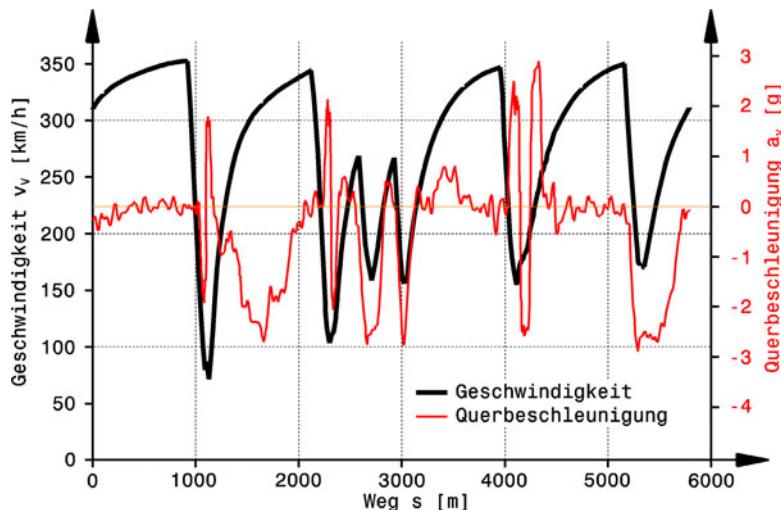




**Abb. Q.26** Beispiel eines Plots „Messdaten über Weg“. Fliegende Runde von Mark Webber im Formel-1 Red Bull RB6, in Silverstone 2010, nach [20]. Oben: Verlauf der Messdaten, schwarz: Motordrehzahl, blau: Fahrzeuggeschwindigkeit, rot: eingelegte Gangstufe. Unten: Streckenverlauf der Grand-Prix-Strecke in Silverstone. Die Farben zeigen den jeweiligen Gang, der auf dem Streckenabschnitt verwendet wird. Die Längenangaben erfolgen in m. Der Kreis bei 0 m symbolisiert die Start-Ziel-Marke, die im 7. Gang passiert wird

räumlich einander zuordnen, Abb. Q.26. Man erkennt im Geschwindigkeitsverlauf (blau) die Bremsbereich (steiles Abfallen der Geschwindigkeit) und die Kurven (Minima der Geschwindigkeit). Beim Beschleunigen erreicht die Motordrehzahl (schwarz) jeweils die Maximaldrehzahl, bevor der nächste Gang eingelegt wird. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird die zurückgelegte Distanz bis zum Hochschalten länger – der Fahrwiderstand nimmt zu und die Beschleunigung (Steigung der blauen Kurve) nimmt ab. In der höchsten Gangstufe (7. Gang, rote Kurve) verweilt das Getriebe am längsten.

Allein aus dem Geschwindigkeitsverlauf (über Zeit oder Weg) lässt sich ein Großteil der wichtigsten Erkenntnisse gewinnen: Erkennen von Geraden und Kurven, analysieren von Bremspunkten, Bestimmen des Bremseinsatzes, Feststellen von Blockieren einzelner Räder (Überbremsen), Einschätzen der Fahrzeug-Balance basierend auf der Kurvengeschwindigkeit, Vergleich mehrerer Runden bzw. unterschiedlicher Fahrer, lokalisieren von abrupten Gaswegnehmungen, Traktionsprobleme im Kurvenausgang und Beurteilen von aerodynamischen Effekten.



**Abb. Q.27** Datenaufzeichnung Geschwindigkeit über dem Weg [10]. Die Messwerte zeigen die Qualifikationsrunde Michael Schumachers in Monza 2000, die ihm die Pole Position mit 1:23,85 min brachte. Neben der Fahrzeuggeschwindigkeit ist noch die Querbeschleunigung eingetragen

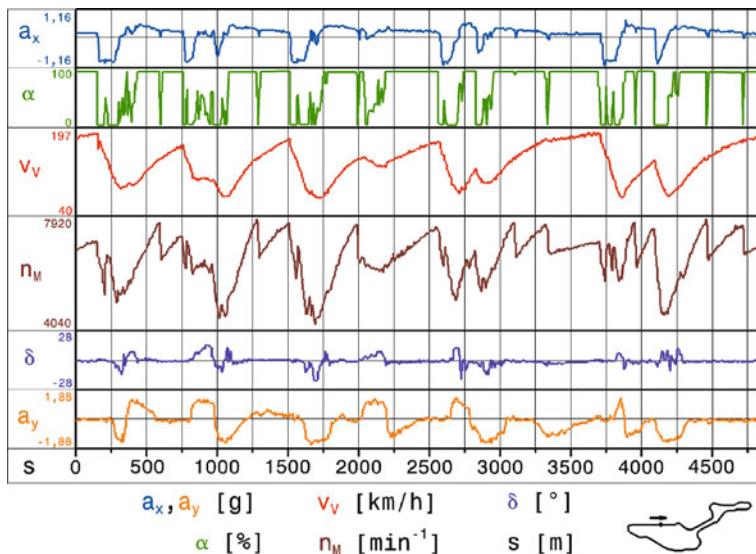
Abbildung Q.27 zeigt einen Messschrieb, bei dem die Fahrzeuggeschwindigkeit über dem zurückgelegten Weg aufgetragen ist. Man erkennt die Beschleunigungsphasen, die in der Höchstgeschwindigkeit vor der Bremszone enden. Das anschließende Bremsmanöver bringt den Wagen auf die zulässige Geschwindigkeit für die Kurve, aus der heraus wieder voll beschleunigt wird. Die Neigung der Kurve entspricht zwar nicht direkt der Längsbeschleunigung (sondern muss noch mit der Geschwindigkeit multipliziert werden:  $a_x = v \cdot dv/ds$ ), liefert aber dennoch eine Aussage über deren Verlauf: Bei Geschwindigkeiten bis etwa 250 km/h ist sie groß (die Kurve verläuft steil) und nimmt mit steigendem Tempo ab (die Kurve nähert sich der Waagrechten).

Die Bremsverzögerung ist bei hohen Geschwindigkeiten am größten und nimmt kontinuierlich ab.

Zusätzlich weist dieses Diagramm noch den Datenschrieb der Querbeschleunigung auf. Die größten Querbeschleunigungen treten bei den geringsten Fahrgeschwindigkeiten auf, also in den Kurven, wenn die Längsbeschleunigung im Idealfall Null ist.

Aus solchen Messdaten lassen sich mit numerischen Verfahren und weiteren Messwerten des Fahrzeugs (Masse,  $c_w$ -Wert, Spantfläche, ...) unter anderem die in Summe aufgewendete Energie, somit der Kraftstoffverbrauch, die Wärmebilanz des Kühlsystems usw., sowie die angefallenen Wärmen in der Bremse ermitteln.

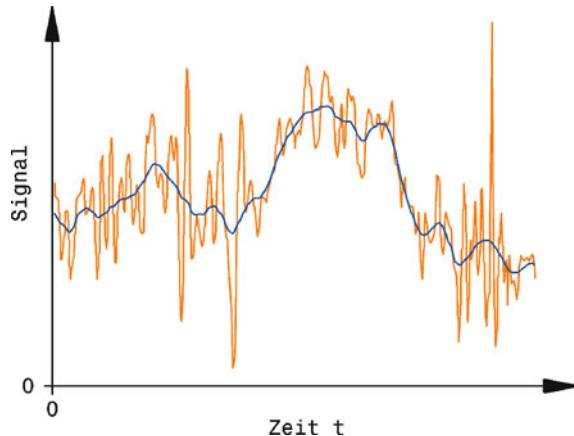
Ein weiteres Beispiel eines Mehrkanalplots zeigt Abb. Q.28. Die Daten sind über der zurückgelegten Strecke  $s$  aufgetragen. Damit ließen sich durch Übereinanderlegen die Daten mehrerer Runden oder auch unterschiedlicher Fahrer vergleichen. Die Längsbeschleunigung  $a_x$  kann direkt einem eigenen Kanal entnommen werden. Man erkennt, dass sie mit zunehmender Geschwindigkeit  $v_v$  abnimmt und gegen Null strebt. Würde sie Null erreichen, hätte das Fahrzeug die Höchstgeschwindigkeit erreicht und im Sinne einer kleineren Rundenzzeit müssten Maßnahmen gesetzt werden (Getriebeabstufung, Motorleistung, Flügeleinstellung,...). Die Bremsphasen (negative Beschleunigung) sind diesem Verlauf ebenfalls gut zu entnehmen. Die Drosselklappenstellung  $\alpha$  gibt Einblick in das Verhalten des Fahrers (dafür kann auch die Fahrpedalstellung herangezogen werden). 100 %



**Abb. Q.28** Beispiel eines Mehrkanalplots, nach [1]. Dargestellt ist eine fliegende Runde auf der Grand-Prix-Strecke Nürburgring, in der Variante, wie sie bis 2001 gefahren wurde. Die aufgezeichneten Kanäle sind: Längs- bzw. Querbeschleunigung  $a_x$  bzw.  $a_y$ , Drosselklappenstellung  $\alpha$ , Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_v$ , Motordrehzahl  $n_M$ , Lenkwinkel  $\delta$  und die zurückgelegte Strecke  $s$ . Rechts unten ist der Streckenverlauf dargestellt

bedeutet, dass er oder sie voll am Gas steht. Im Ausgangsbereich langsamer Kurven erkennt man ein „Herantasten“ an die Reifenhaftung. Hier werden nur etwa 50 % und das nur für kurze Zeit erreicht. Bei Schaltmanövern (erkennbar an Unstetigkeitsstellen der Motordrehzahl  $n_M$ ) wurde der Fuß vom Gas genommen – die Last fällt kurz auf 0 % ab. Bei manchen Schaltmanövern erkennt man auch, dass die Längsbeschleunigung kurzzeitig Null wird (z. B. bei 600 m). An der Motordrehzahl  $n_M$  kann man ablesen, ob im richtigen Gang gefahren wurde (d. h. nicht zu früh oder zu spät geschaltet, Motordrehzahl in langsamen Kurven nicht zu niedrig) und ob beim Zurückschalten die Maximaldrehzahl nicht überschritten wurde. Am Lenkwinkel  $\delta$  lassen sich Korrekturen erkennen, die beispielsweise durch Leistungsübersteuern oder ungünstiges Eigenlenkverhalten diktiert wurden. Der Kanal der Querbeschleunigung  $a_y$  zeigt, ob eine Rechts- oder Linkskurve durchfahren wurde und ob das Potential der Reifen ausgeschöpft wurde.

Manche Signale unterliegen starken Schwankungen oder es überlagern sich Störgrößen. Beispielsweise erfassen Beschleunigungsaufnehmer auch die vom Verbrennungsmotor hervorgerufenen Vibrationen und dadurch erhält ihr Signal ein starkes Rauschen. Solchermaßen unscharfe Messschreibe werden zum Betrachten der wesentlichen Einflüsse gefiltert oder geglättet. Dafür gibt es verschiedene Methoden mit ebenso unterschiedlichen Vor- und Nachteilen. Ein Signal filtern heißt auch es verändern. Und genau da liegt die Gefahr: Durch starkes Nachbehandeln können entscheidende Überlasten, Einbrüche oder Aussetzer unentdeckt bleiben. Das Behandeln von Messwerten kann während der Aufzeichnung vom Datenlogger selbst erfolgen oder erst später mit einem Computer. Eine weitere Möglichkeit ist ein Tiefpassfilter (*low pass filter*). Dieser lässt nur Signale niedriger Frequenzen zum Sensor durch und so kommen störende Vibrationen erst gar nicht zum Datalogger. Wird das Filtern erst mit den aufgezeichneten Werten durchgeführt, hat dies den Vorteil, dass die hervorgerufenen Änderungen mit dem Originalschrieb verglichen werden können. Eine gängige Methode ist folgende. Anstelle jedes einzelnen Messwerts wird das arithmetische Mittel dargestellt,



**Abb. Q.29** Glättung eines Signalverlaufs durch gleitende Mittelwerbildung. Die ursprünglichen Werte (oranger Schrieb) wurden geglättet (blaue Kurve) indem jeder Messwert durch den Mittelwert aus diesem Punkt samt 4 Werten links und rechts von ihm ersetzt wurde ( $n = 4$ )

das aus diesem Wert und  $n$  Werten beiderseits dieses Werts gebildet wird (gleitender Mittelwert, *moving average filter*). Auf diese Weise kommen einzelne Ausreißer weniger stark zum Tragen und das Rauschen des Signals nimmt ab, Abb. Q.29. Mathematisch stellt sich das Vorgehen so dar:

$$y_m(t) = \frac{1}{2n+1} \sum_{i=-n}^n y(t + n \cdot \Delta t) \quad (\text{Q.7})$$

$y_m(t)$  Gemittelter Messwert zum Zeitpunkt  $t$

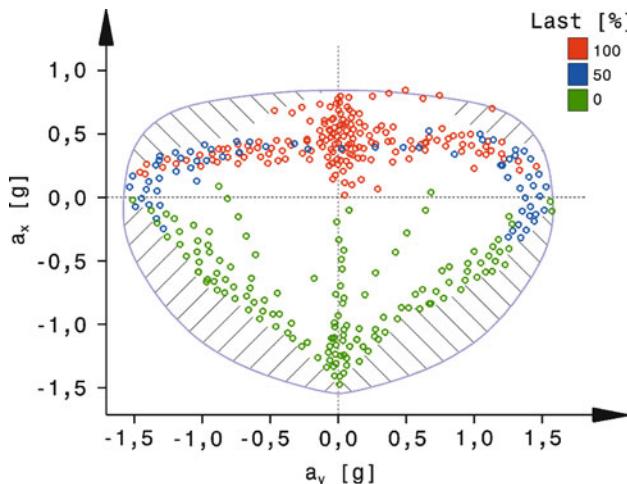
$y(t)$  Messwert zum Zeitpunkt  $t$

$n$  Zählindex.  $2n+1$  = Breite des gleitenden Fensters

$\Delta t$  Zeitintervall zwischen den Messpunkten

Eine weitere Möglichkeit der Analyse bietet das Auftragen der Werte eines Sensors über den zeitlich zugehörigen Werten eines anderen Kanals. Ein häufiges – weil aussagekräftiges – Beispiel dafür ist das g-g-Diagramm *traction circle*: Die Längsbeschleunigung wird über der Querbeschleunigung dargestellt, Abb. Q.30. Mit dieser Darstellung wird sichtbar, wie weit Fahrer und Fahrzeug das Reifenpotential ausschöpfen. Die theoretisch mögliche Einhüllende stellt nämlich das Reifenkennfeld dar, vgl. Kap. G insbesondere Abb. G.44 und G.47. Bei dieser Art der Darstellung wird offensichtlich, wie weit der Fahrer an die Grenzen der Reifenhaftung (einhüllende, graue Kurve) herangekommen ist bzw. wo er sich noch verbessern kann. In diesem Beispiel könnte beim Einlenken ( $a_y$  wächst nach links oder rechts) auf der Bremse ( $a_x$  negativ) diese früher gelöst oder stärker eingelenkt werden ohne dass die Reifen überfordert wären. Das Ziel jedes Fahrers wird es also sein – abgesehen von Ausnahmen durch die Fahrlinie – möglichst auf dieser Traktionsgrenze („Kammscher Kreis“) zu fahren.

Datenanalysen offenbaren – mit Daten entsprechender Messkanäle – sämtliche Bedien-Aktivitäten des Fahrers: Lenkwinkel und Fahrpedalstellung samt deren Betätigungs geschwindigkeiten, gewählter Gang, Bremsdruck mitsamt dessen Aufbau und eventuell Kupplungsbetätigung. Statistische Auswertungen der Fahrpedalstellung (meist in 0 bis 100 % kalibriert) liefern ein Häufigkeitsschaubild (Histogramm) der Last. Je höher der Volllastanteil desto geringer die (Runden-)Zeit. Als größte umsetzbare Betätigungs geschwindigkeit beim Beschleunigen wird der Wert 150 %/s angesehen [11], d. h.



**Abb. Q.30** Beispiel eines g-g-Diagramms gebildet aus Messwerten. Die Längsbeschleunigungen  $a_x$  sind über den Querbeschleunigungen  $a_y$  aufgetragen. Die graue Kurve stellt den nutzbaren Bereich der Reifen dar. Die schraffierten Flächen sind somit jene Bereiche, die vom Fahrer nicht ausgenutzt wurden. Zusätzlich ist mit Farbe die Information der Fahrpedalstellung (Last) eingetragen

Pedalweg von 0 bis 100 % in ca. 0,7 s. Es existieren auch Erfahrungswerte für fahrbare Beschleunigungsmanöver aus einer Kurve, also während die Querbeschleunigung abgebaut wird, Tab. Q.12. Ab einer bestimmten Querbeschleunigung, die von der Motorleistung diktiert wird, sollte der Fahrer voll am Gas stehen. Ist ihm das nicht möglich, zeugt das u. a. von Untersteuern im Kurvenausgang. Zu bedenken ist in dem Zusammenhang, dass nicht in jeder Kurve die maximale Querbeschleunigung erreicht wird. Außerdem können Bodenwellen ebenfalls zu einer Sensoranzeige von Querbeschleunigung führen. In [38] wird von ca. 0,75g ( $7,4 \text{ m/s}^2$ ) über 0,4 s berichtet.

Beim Bremsen können folgende Zahlenwerte zu Vergleichszwecken herangezogen werden. Bremsdruckaufbau: 300 bis 800 bar/s bei Bremsbeginn. Zurücknahme des Bremsdrucks mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit: 90 bar/s [11]. Die Bremsverzögerung sollte 95 % der maximalen Querbeschleunigung erreichen, wobei für Fahrzeuge mit Frontmotor 2 % abgezogen und für Heckmotorisierungen 2 % addiert werden können [38].

Querbeschleunigungen über dem Lenkwinkel aufgetragen, bilden einen S-förmigen Verlauf der Punkteschar, Abb. Q.31. Ein solches Diagramm zeigt, bei welchen Lenkwinkeln der Fahrer den op-

**Tab. Q.12** Zielwerte der Querbeschleunigung bei Vollast, [11]

Maximale Motorleistung	Relative Querbeschleunigung bei Vollast (Fahrpedalstellung 100 %)
< 110 kW	0,95 $a_{y,co,max}$
110 bis 190 kW	0,90 $a_{y,co,max}$
190 bis 300 kW	0,85 $a_{y,co,max}$
> 300 kW	0,80 $a_{y,co,max}$

$a_{y,co,max}$ : Maximale Querbeschleunigung des Fahrzeugs in der betrachteten Kurve.

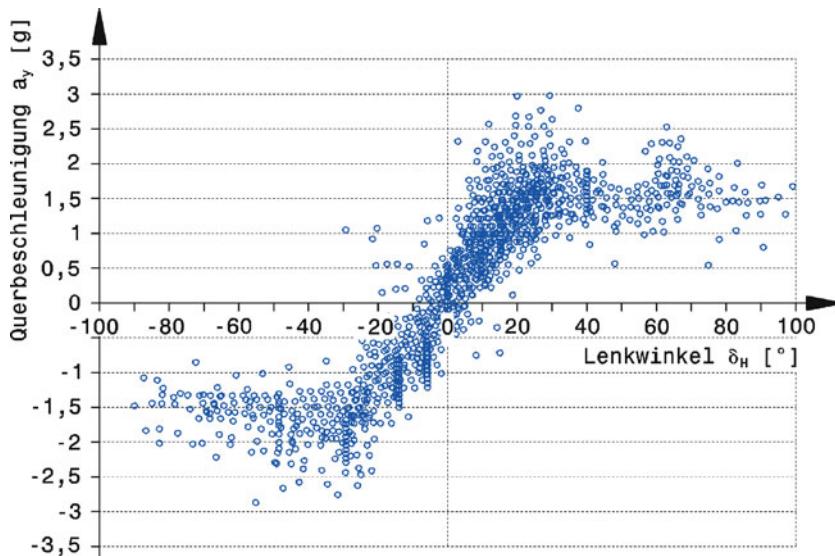


Abb. Q.31 Auswertung Querbeschleunigung über Lenkwinkel, nach [36]

timalen Schräglauwinkel der Reifen erzielt hat bzw. wo er diesen über- oder unterschritten hat. Im gezeigten Fall erreicht die Querbeschleunigung bei etwa  $20^\circ$  Lenkwinkel ihr Maximum. Die höhere Dichte an Messpunkten in diesem Bereich zeugt davon, dass der Fahrer mehr Zeit bei diesem Beschleunigungswert verbracht hat. Bei größeren Lenkwinkeln fallen die Beschleunigungswerte bei Links- und Rechtskurven ab.

Manuelle Hochschaltmanöver dauern im Allgemeinen 0,5 s (Renngetriebe ohne Synchronisierung). Eine gute Getriebeabstufung sollte beim Gangwechsel einen Abfall der Längsbeschleunigung unter  $0,02\text{g}$  ( $0,2 \text{ m/s}^2$ ) verursachen.

Datenanalysen helfen weiters beim Abstimmen der Dämpfer. Der grundsätzliche Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit und Fahrwerkbeanspruchung kann grob abgeschätzt werden. Eine Bodenwelle mit den Abmessungen nach Abb. Q.32 werde von einem Rad überfahren. Die konstante Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_V$  soll dadurch nicht beeinflusst werden (was genau genommen nicht stimmt) und die Trägheit des Wagenkastens sei so groß, dass nur das Rad der Bodenwelle folgt. Für das Überfahren des Anstiegs mit der horizontalen Länge  $b$  braucht das Fahrzeug die Zeit  $\Delta t$ :

$$\Delta t = \frac{b}{v_V} \quad (\text{Q.8})$$

$v_V$  Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

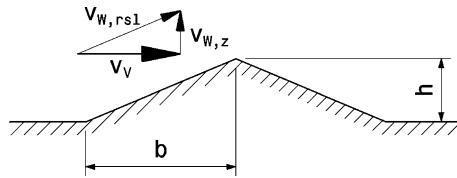
$b$  Horizontale Länge der halben Bodenwelle, m

In dieser Zeit wird das Rad um die Höhe  $h$  der Bodenwelle angehoben. Daraus folgt die mittlere vertikale Geschwindigkeit, die sich mit Gl. (Q.8) ohne Zeitterm darstellen lässt:

$$v_{W,z} = \frac{h}{\Delta t} = \frac{h \cdot v_V}{b} \quad (\text{Q.9})$$

$v_{W,z}$  Mittlere Vertikalgeschwindigkeit des Rads, m/s

$h$  Höhe der Bodenwelle, m



**Abb. Q.32** Skizze zur Berechnung der Bewegung durch eine Bodenwelle.  $h$  und  $b$  Abmessungen.  $v_{W,rs1}$  Vektor der resultierenden Geschwindigkeit des Rads, der sich zusammensetzt aus Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_V$  und der Vertikalgeschwindigkeit  $v_{W,z}$

Die mittlere Hubbeschleunigung des Rads folgt somit zu:

$$a_{W,z} = \frac{v_{W,z}}{\Delta t} = \frac{h \cdot v_V^2}{b^2} \quad (\text{Q.10})$$

$a_{W,z}$  Mittlere Vertikalbeschleunigung des Rads,  $\text{m/s}^2$

Die Radhub-Beschleunigung und damit die Feder/Dämpfer-Belastung wachsen also mit dem Quadrat der Fahrgeschwindigkeit und mit dem Höhen-Längenverhältnis (Anstieg) der Unebenheit.

Der Vollständigkeit halber sei angemerkt, dass die Radhub-Bewegung nicht direkt der Dämpferhub-Bewegung entsprechen muss, weil zwischen diesen Größen eine Übersetzung wirken kann. Aus (Q.8) folgt:

$$v_D = \frac{v_{W,z}}{i_{Sp}} \quad (\text{Q.11})$$

$v_D$  Dämpferkolbengeschwindigkeit,  $\text{m/s}$

$i_{Sp}$  Übersetzungsverhältnis Rad- zu Dämpferhub (*motion ratio*),  $-$ .

Datenaufzeichnungen liefern exaktere und realistische Verläufe von Feder/Dämpferbewegungen. Eine Analyse dieser Daten kann nun mit Hilfe mathematischer Methoden betrieben werden. Die Werte von Signalen werden mithilfe von mathematischen Operationen aufbereitet bzw. kombiniert und anschließend die Ergebnisse analysiert. Als Beispiel dafür betrachten wir Abb. Q.33. Hier ist zunächst der Verlauf der Dämpferposition einer der vier Radaufhängungen herausgegriffen (rote Kurve), also der Verlauf, den ein Linearpotentiometer (vgl. Abb. Q.24) liefert.

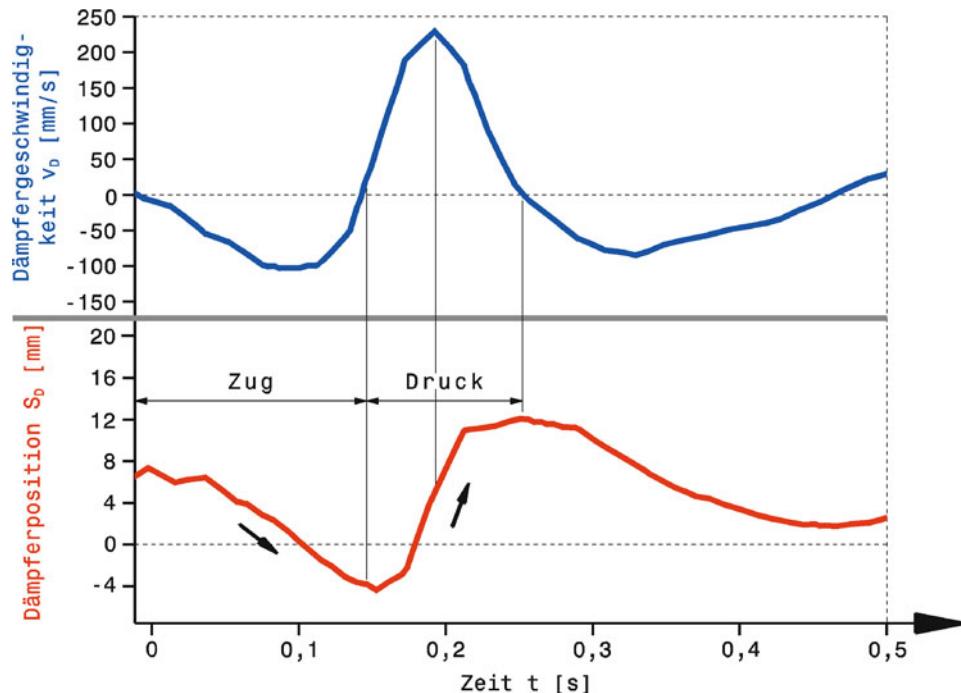
Das Rad überfährt eine Unebenheit der Fahrbahn. Der Dämpfer verbringt dabei eine längere Zeit in der Zugphase als in der anschließenden Druckphase. Die Zugstufe wird also offensichtlich stärker bedämpft. Dazu kommt, dass das Einfedern von der Trägheit des Wagens und der Form der Fahrbahn vorgegeben wird, während das Ausfederverhalten hauptsächlich von Feder und Dämpfer bestimmt wird. Wird nun die (Weg-)Kurve nach der Zeit abgeleitet, erhält man den Geschwindigkeitsverlauf (blaue Kurve) der Dämpferstange bzw. des Dämpferkolbens. Diese Operation wird numerisch über den Differenzenquotient dargestellt. Es gilt:

$$v_D = \frac{ds_D}{dt} \approx \frac{\Delta s_D}{\Delta t} = \frac{s_D(t + \Delta t) - s_D(t)}{\Delta t} \quad (\text{Q.12})$$

$v_D$  Dämpfergeschwindigkeit,  $\text{mm/s}$

$s_D$  Dämpferweg,  $\text{mm}$

$\Delta t$  Zeitschritt zwischen aufeinanderfolgenden Messungen,  $\text{s}$



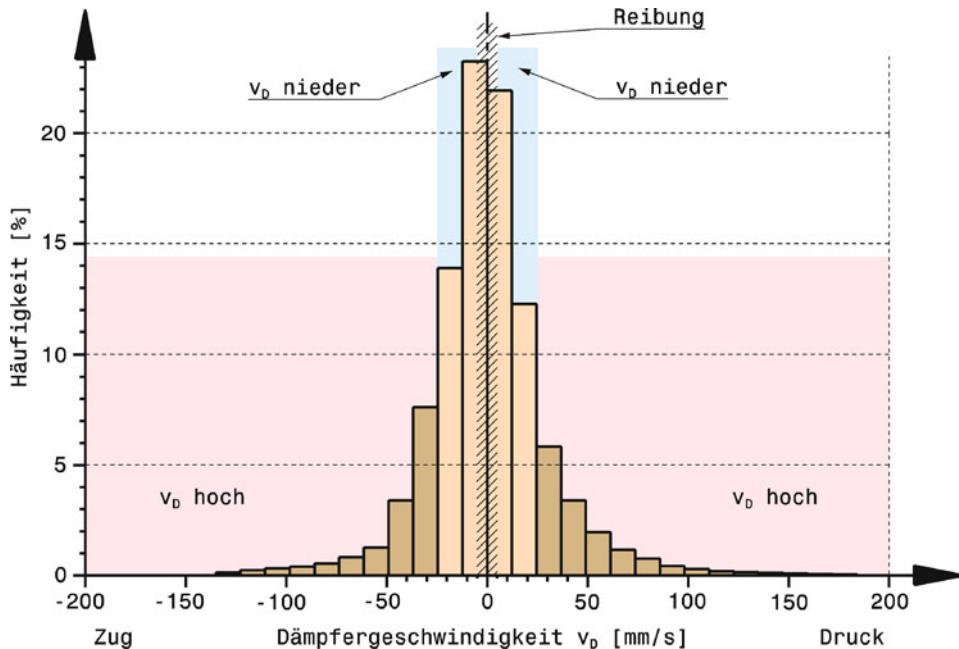
**Abb. Q.33** Ausschnitt aus einer Datenaufzeichnung mit Auswertung [11]. Aufgezeichnet wurde der Dämpferhub über der Zeit (rot, unten). Daraus wurde durch numerische Ableitung des Hubverlaufs die Geschwindigkeit der Dämpferstange ermittelt (blau, oben)

**Tab. Q.13** Maßgebende Geschwindigkeitsbereiche von Dämpfern [11]

Geschwindigkeitsbereich, mm/s	Einfluss
unter 5	Reibung (Dämpferstange mit Dichtring, Gelenkaugen)
nieder <i>low speed</i> 5 bis 25	Trägheitskräfte des Aufbaus in Übergangsphasen (Wanken, Nicken, Diagonalkippen und Hubbewegungen)
Mittel <i>medium speed</i> 25 bis 50	Schwingungen der ungefederten Massen
hoch <i>high speed</i> 50 bis 200	Fahrbahnunregelmäßigkeiten und Latschdeformationen
über 200	Streckenbegrenzung (Kerbs), Schlaglöcher

Die Geschwindigkeit beim Ausfedern (negative G.) wächst zunächst von Null an, überschreitet ein Maximum und erreicht wieder Null. Das ist jene Stelle, an der die Kolbenstange von der Zug- in die Druckbewegung übergeht. Nun wächst die Geschwindigkeit weiter, bis sie etwa beim halben Einfederweg ein Maximum erreicht, wieder abklingt und einen weiteren Nulldurchgang erfährt. Das ist jene Stelle, an der die Feder am stärksten zusammengedrückt ist, bevor sie sich wieder entspannt.

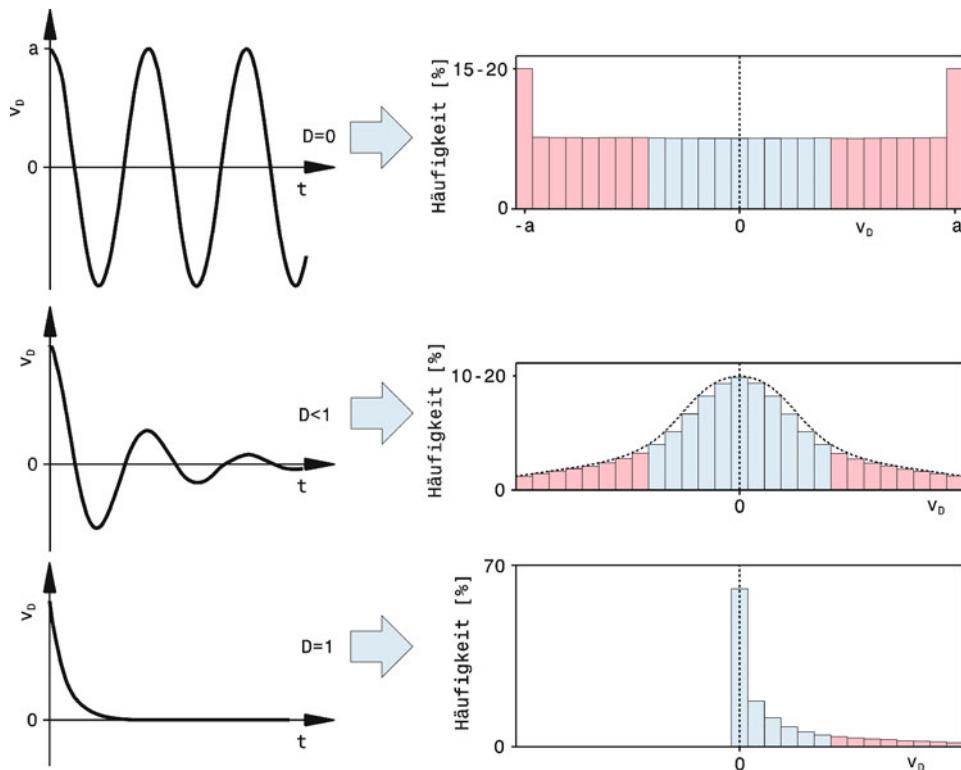
Die Geschwindigkeitsbereiche für Dämpferkolben können grob in vier Bereiche eingeteilt werden, Tab. Q.13 (vgl. auch Abschn. H.5.2). *Low* und *High Speed* finden sich auch bei den Einstellmöglichkeiten vieler Dämpferhersteller wieder. Diese Werte sind allerdings relativ und gelten für Straßenrennwagen. Rallye- und Off-Road-Fahrzeuge erreichen Dämpfergeschwindigkeiten bis zu 3000 mm/s.



**Abb. Q.34** Beispiel eines Histogramms der Dämpfergeschwindigkeiten, nach [11]. Für das Rad links vorne ergibt sich diese Aufteilung der Häufigkeiten der Dämpfergeschwindigkeiten  $v_D$  für eine bestimmte Runde auf einem bestimmten Kurs. Zusätzlich sind die Bereiche der maßgebenden Geschwindigkeiten farbig bzw. schraffiert hinterlegt

Die mit obiger Art ermittelten Geschwindigkeiten des Dämpferkolbens können einer aussagekräftigen statistischen Auswertung unterzogen werden. Nimmt man die gemessenen Werte der Dämpfer aller Räder beispielsweise über eine Runde, so lässt sich mit der beschriebenen Methode sehen wie viel Zeit die Dämpfer in welchem Geschwindigkeitsbereich verbracht haben. Abbildung Q.34 stellt exemplarisch solch eine Auswertung dar. Für den Dämpfer eines Rads ist eine Häufigkeitsverteilung der errechneten Dämpfergeschwindigkeiten vorgenommen und in einem Häufigkeitsschaubild (Histogramm) als Balkendiagramm dargestellt worden. Man erkennt, dass der Dämpfer die meiste Zeit (ca. 25 %) um die Ruhelage ( $v_D = 0$  bis 5 mm/s) verbringt. Im für das Fahrverhalten interessanten Bereich der Dämpfergeschwindigkeit zwischen 5 und 25 mm/s verbringt der Dämpfer etwas mehr Zeit in der Zug- als in der Druckstufe. Der hohe Geschwindigkeitsbereich (25 bis 200 mm/s), der durch Fahrbahnunebenheiten hervorgerufen wird, verteilt sich auf niedrige und niedrigste Zeitanteile. Allgemein soll der Histogrammverlauf möglichst symmetrisch sein, also gleichgroße Zeitanteile für Zug- und Druckstufe aufweisen. Außerdem soll der Verlauf idealerweise einer Normalverteilung (Gauß'sche Glockenkurve) gleichkommen. Ist das der Fall, so ist die Radlastschwankung minimal. Für eine Fahrzeug-Dämpferabstimmung betrachtet man die Histogramme aller vier Räder und vergleicht sowohl für Zug- als auch für Druckstufe hohe und niedrige Dämpfergeschwindigkeiten insbesondere zwischen Vorder- und Hinterachse. Bei Abweichungen vom Idealverlauf können zur Verbesserung gezielt Änderungen an der Dämpfereinstellung vorgenommen werden.

Folgende Untersuchungen helfen ein Geschwindigkeits-Histogramm einzuschätzen und Abhilfemaßnahmen zu setzen, falls die Verteilung ungünstig ist, Abb. Q.35. Bei einer ungedämpften Schwingung kommen sämtliche Geschwindigkeiten gleich oft vor, nur die beiden Klassen um

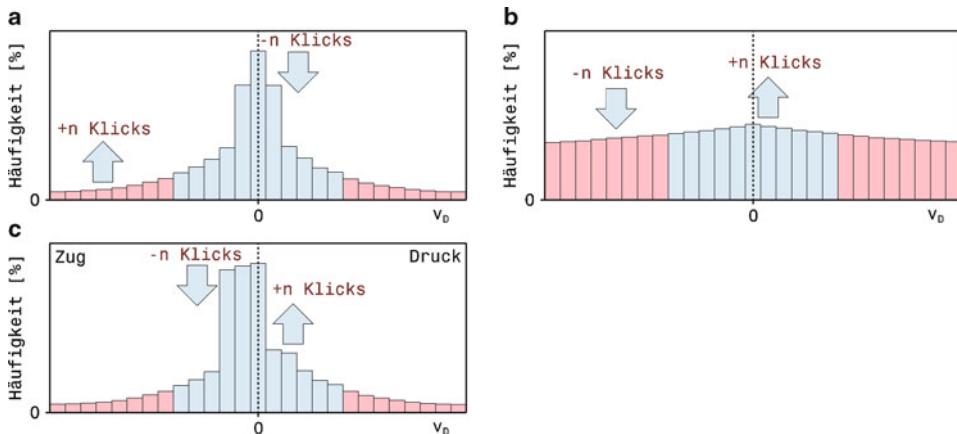


**Abb. Q.35** Grundsätzliches Aussehen von Dämpferhistogrammen bei Schwingungen. Die Histogramme zeigen die Häufigkeit der Geschwindigkeiten  $v_D$ , deren Verlauf links zu sehen ist.  $D$  Dämpfung (siehe Abschn. H.5.2).  $D = 0$ : Ungedämpfte Schwingung (oben),  $D < 1$ : Gedämpfte Schwingung (Mitte),  $D = 1$ : Aperiodischer Grenzfall (unten)

die Amplituden überragen (Abb. oben). Eine gedämpfte Schwingung ergibt eine Normalverteilung (Gauß'sche Glockenkurve, strichiert eingetragen) der Geschwindigkeiten um die Ruhelage (Abb. Mitte). Die Mittelwerte der Radlastschwankungen, Radhubbewegungen usw. entsprechen den statischen Gleichgewichtslagen. Im Grenzfall einer aperiodischen Bewegung überragt die Geschwindigkeit 0 (Ruhelage) die übrigen bei weitem (Abb. Q.35 unten).

Aus den obigen Darstellungen folgt: Ist die Dämpfung zu stark (der Extremfall wäre gar keine Bewegung), so ist das Histogramm extrem spitz um die Geschwindigkeit Null. Ist gar keine Dämpfung vorhanden, sind kein Balken hervor. Zur gezielten Beeinflussung der Schwingungen und damit des Aussehens eines Histogramms stützt man sich auf folgende Überlegung: Will man den Zeitanteil eines bestimmten Geschwindigkeitsintervalls verringern, so muss die Dämpfung für diese Geschwindigkeit zurückgenommen werden und umgekehrt. Abbildung Q.36 stellt das prinzipielle Vorgehen schematisch dar.

Zum Einstellen der Dämpfer muss natürlich das gesamte Fahrzeug mit allen vier Dämpfern im Zusammenspiel betrachtet werden. Die Evaluierung folgt schrittweisen Überlegungen, die sich auf Messdaten von Läufen stützen. Zunächst muss klar sein, welche Achse des Fahrzeugs eine Änderung ihrer Abstimmung braucht: Vorne oder hinten und weicher oder steifer? Dann konzentriert man



**Abb. Q.36** Maßnahmen zur Abstimmung von Dämpfern basierend auf Dämpferhistogrammen, schematisch. **a** Häufigkeitsverlauf zu spitz: Low-Speed-Anteil kann durch Zurücknehmen der Dämpfung reduziert werden, High-Speed-Anteil kann durch steifere Dämpfung erhöht werden; **b** Histogramm zu flach: Der Zeitanteil für Low-Speed-Dämpfung kann durch mehr Dämpfung vergrößert werden, der High-Speed-Anteil kann durch weniger Dämpfung kleiner gemacht werden; **c** Verlauf im Low-Speed-Bereich stark asymmetrisch: Anteil der Zugstufe kann mit steiferer Low-Speed-Dämpfung reduziert und der Anteil der Druckstufe mit weicherer Low-Speed-Einstellung angehoben werden

sich auf jene Seite, die die größeren Probleme gezeigt hat. Ideal ist es, wenn von vorangegangenen Bewerben auf dieser Strecke die günstigste Glockenkurve bekannt ist.

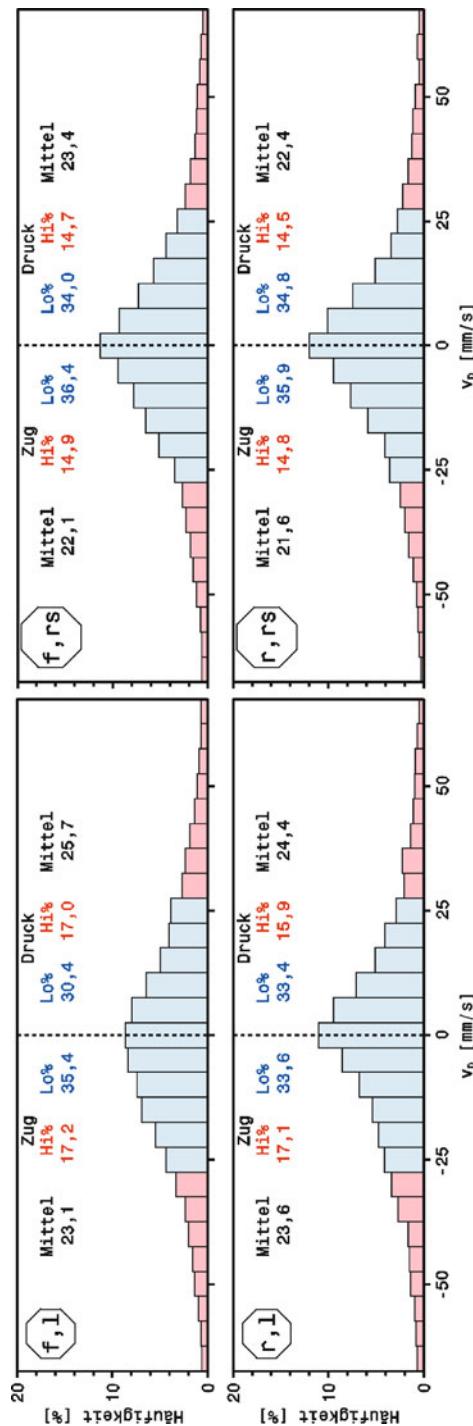
Beim Erstellen der Histogramme muss aus Gründen der Vergleichbarkeit immer dieselbe Klassenbreite (*bin width*) und dieselbe maximale Kolbengeschwindigkeit für die größte Klasse gewählt werden. Ebenso muss die Grenze zwischen High- und Low-Speed ident sein. Man wird hierfür die Kniegeschwindigkeit des Dämpfers wählen. Es empfiehlt sich des Weiteren die Klassenbreite schmal zu halten (etwa 5 mm/s).

Die Vorgehensweise soll an Hand eines Beispiels verdeutlicht werden, Abb. Q.37. Die Messwerte aller vier Dämpfer eines Fahrzeugs werden ausgewertet. Die Klassenbreite zur Histogrammerstellung wurde mit 6,5 mm/s und die Grenze zwischen Low- und High-Speed mit 25 mm/s gewählt. Als erstes wird die Symmetrie der einzelnen Histogramme betrachtet. Dabei fällt der Dämpfer links vorne (f,l) mit der größten Asymmetrie im Low-Speed-Bereich auf: 35,4 % Anteil in der Zug- stehen 30,4 % in der Druckstufe gegenüber. Als Abhilfe kann bei diesem Dämpfer entweder die Zugstufe weicher oder die Druckstufe steifer gestellt werden.

Im nächsten Schritt wird das Wanken des Aufbaus betrachtet. Dabei ist zunächst zu klären, ob das Wankverhalten der Vorder- oder der Hinterachse verändert werden soll. Angenommen die Vorderachse soll beim Wanken steifer werden. Dann werden zum übersichtlichen Vergleich die Differenzen zwischen den Häufigkeiten von Zug und Druck für die beiden Geschwindigkeitsbereiche dieser Achse gebildet:

	Vorne links	Vorne rechts
Low Speed	$35,4 - 30,4 = 5,0$	$36,4 - 34,0 = 2,4$
High Speed	$17,2 - 17,0 = 0,2$	$14,9 - 14,7 = 0,2$

In dem Fall ist es somit zielführender die Low-Speed-Ventile beider Dämpfer in Richtung mehr Druckstufe zu verstehen und zwar etwa 4 Klicks beim linken Dämpfer und 2 Klicks beim rechten.



**Abb. Q.37** Beispiel einer vollständigen Dämpfergeschwindigkeits-Auswertung, nach [35]. Die einzelnen Histogramme beschreiben die Häufigkeit von Geschwindigkeitsbereichen für jeden Dämpfer eines Fahrzeugs. Die Abkürzungen bedeuten: f vorne, r hinten, l links und r rechts. Mittel Mittelwert der Geschwindigkeit in mm/s, Hi% Anteil High-Speed und Lo% Anteil Low-Speed in Prozent

Die tatsächliche Anzahl der Klicks hängt von der Zahl der möglichen Rasten und vom Ergebnis des Dämpferprüfstands ab.

Läge der umgekehrte Fall vor, dass die Hinterachse rascher Wanken soll, betrachtet man die Häufigkeitswerte der beiden hinteren Dämpfer auf übertragene Weise:

	Hinten links	Hinten rechts
Low Speed	33,6 – 33,4 = 0,2	35,9 – 34,8 = 1,1
High Speed	17,1 – 15,9 = 1,2	14,8 – 14,5 = 0,3

Die Geschwindigkeitsverteilungen der hinteren Dämpfer erweisen sich zunächst als wesentlich symmetrischer als die vorderen. Es bietet sich somit an sowohl Zug- als auch Druckstufe Richtung mehr Oldurchfluss zu verstellen und gleichzeitig die Symmetrie weiter zu verbessern. Ein erster Versuch könnte so aussehen: Bei beiden Dämpfern bei Low-Speed 2 Klicks weniger in der Druckstufe. Beim linken Dämpfer 2 Klicks weniger in der Zugstufe und beim rechten 3 Klicks weniger. Im High-Speed-Zug des linken Dämpfers 1 Klick weniger.

**Wankwinkel roll angle.** Den mittleren Wankwinkel des Aufbaus erhält man aus den Radhüben oder den Dämpferhüben. Bei letzteren muss jedoch das Übersetzungsverhältnis zwischen Rad- und Dämpferhub berücksichtigt werden. Für kleine Wankwinkel – wie sie bei Rennfahrzeugen in der Kurve auftreten – gilt:

$$\phi = \frac{180^\circ}{\pi} \arctan \left( \frac{(s_{Sp,f,l} - s_{Sp,f,rs}) \cdot i_{Sp,f} + (s_{Sp,r,l} - s_{Sp,r,rs}) \cdot i_{Sp,r}}{b_f - b_r} \right) \quad (\text{Q.13})$$

$\phi$  Wankwinkel, °

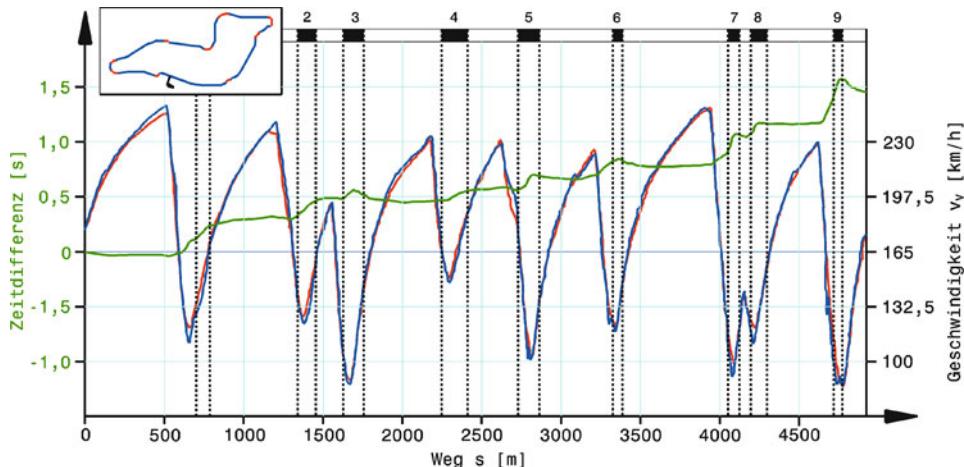
$i_{Sp}$  Übersetzungsverhältnis, siehe (H.1).

$s_{Sp}$  Federhub, mm

$b$  Spurweite, mm

Mit (Q.13) lassen sich die Messdaten der Feder/Dämpferhub-Sensoren in einem interessanten Diagramm auswerten. Trägt man die Wankwinkel über der zugehörigen Querbeschleunigung auf, tritt der Zusammenhang zwischen den beiden Größen anschaulich zu Tage. Legt man eine Ausgleichsgerade durch die Datenpunkte, liefert deren Steigung die mittlere Wanksteifigkeit in der Dimension Winkel pro Beschleunigung z. B. [%/g].

Ein Datenvergleich legt auch detailliert offen, an welchen Stellen Fahrleistungsunterschiede zu stehen kommen. Abbildung Q.38 zeigt als Beispiel dafür die Geschwindigkeitsschriebe zweier Fahrzeuge (rote und blaue Kurve) einer fliegenden Runde auf der Rennstrecke in Imola (Autodromo Enzo e Dino Ferrari, Italien). Zum direkten Vergleich wird die Geschwindigkeit nicht über der Zeit sondern über dem zurückgelegten Weg aufgetragen. So lassen sich beide Kurven übereinanderlegen und die Geschwindigkeiten an sämtlichen Stellen der Strecke vergleichen. Zusätzlich ist die Differenz der bis zur betrachteten Stelle gefahrenen Zeit eingetragen (grüne Kurve = Fahrzeit blauer minus roter Wagen). Die betrachteten Fahrzeuge sind Formel-3000-Wagen zweier Generationen. Der Nachfolger zeichnet sich durch einen etwa 20 % größeren Abtrieb bei höherem Luftwiderstand aus. Seine Reifen sind etwas größer im Durchmesser. Das Vorgängermodell (blaue Kurve) beschleunigt daher leicht stärker und erreicht eine höhere Geschwindigkeit vor dem Anbremsen der ersten Kurve. Die maximale Differenz beträgt etwa 2 km/h. Die Zeitdifferenz (grüne Kurve) fällt auf den 500 m der Startgeraden somit zugunsten des Vorjahreswagens aus. Aber bereits in der ersten Bremszone und vor allem in der nachfolgenden Kurve fährt der aktuelle Wagen einen Vorsprung von etwa 0,25 s heraus. Der höhere Luftwiderstand unterstützt die Bremse und der Abtrieb



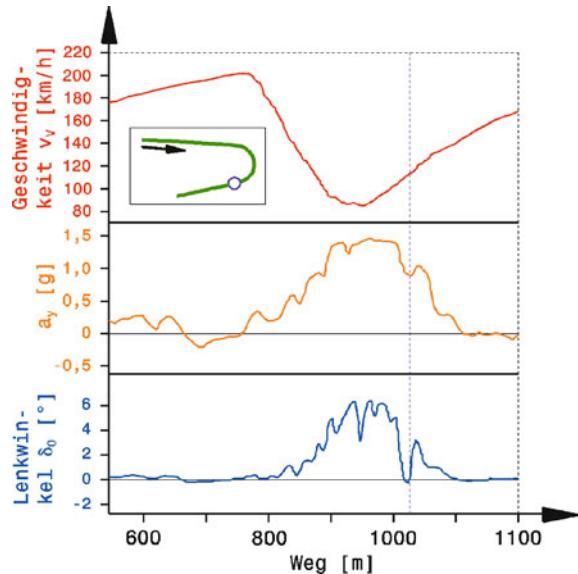
**Abb. Q.38** Rundenzeitvergleich zweier Fahrzeuge, nach [6]. Die Geschwindigkeitsverläufe einer fliegenden Runde in Imola werden für zwei Fahrzeuge (rot und blau) übereinandergelegt. Zusätzlich ist die Differenz der gefahrenen Zeit aufgetragen (grüne Kurve). Der Streckenverlauf ist im Kasten links oben ersichtlich

erlaubt höhere Geschwindigkeiten in langsamem Kurven. Dieses Verhalten setzt sich über die gesamte nachfolgende Strecke fort. An der Steigung des Differenzzeitverlaufs lassen sich die Stellen mit Zeitgewinn ermitteln: Steile Anstiege zeigen Passagen, an denen der jüngere Wagen schneller ist. Flachstellen weisen auf Gleichstand beider Fahrzeuge hin und abfallende Gradienten der grünen Kurve treten auf, wenn das Vorjahresfahrzeug einen Zeitgewinn erzielt. Der Anstieg der Zeitdifferenz erfolgt im betrachteten Beispiel durchwegs beim Bremsen und in langsamem Kurven. Beim Beschleunigen hingegen verläuft die Zeitdifferenz zuweilen flach bzw. sogar leicht nach unten, d.h. der Vorjahreswagen ist auf diesen Passagen schneller. In Summe jedoch beendet das jüngere Fahrzeug die 4933 m lange Runde mit etwa 1,5 s Vorsprung. Man stellt übrigens oft fest, dass der Zeitgewinn eines Fahrers beim Qualifying vorwiegend in der Bremszone stattgefunden hat.

Datenanalysen helfen auch das Eigenlenkverhalten eines Wagens objektiv zu beurteilen. Die einfachste (wenngleich nicht exakte) Methode dafür bietet eine sogenannte Referenzrunde. Man zeichnet bei einer vergleichsweise geringen Fahrgeschwindigkeit (etwa 80 % des üblichen Tempos) den Lenkwinkelverlauf über dem Weg auf. Legt man später diese Referenzrunde über die Daten einer zu untersuchenden Fahrt, so stechen Bereiche mit starken Abweichungen der Lenkwinkel hervor. Ist der aktuelle Lenkwinkel dem Betrag nach größer als der Referenzwinkel, so könnte Untersteuern der Grund sein. Übersteuern macht sich oft durch starke wechselseitige Abweichungen der Lenkbewegungen („Gegenlenken“) vom Sollverlauf bemerkbar.

Für genauere Untersuchungen müssen die physikalischen Zusammenhänge berücksichtigt werden. Eine einfache, aber auch ungenaue Möglichkeit bietet die gemeinsame Auswertung des Lenkwinkels und der Querbeschleunigung  $a_y$ . Ein Gierratensor ist somit nicht erforderlich. Beim Übersteuern weist die Querbeschleunigung einen Einbruch auf. Meist wird diese Erscheinung durch eine Lenkkorrektur und/oder einen Gasstoß begleitet. Abbildung Q.39 zeigt ein typisches Beispiel. Bei der Ausfahrt aus einer 180°-Kehre muss der Fahrer den Lenkwinkel von etwa 5° kurz auf 0° zurücknehmen (vertikale Bezugslinie bei ca. bei 1000 m), die Querbeschleunigung bricht entsprechend ein und nach der Lenkkorrektur setzt der Verlauf erwartungsgemäß fort. Mit dem Zurücklenken auf die folgende Gerade wird die Querbeschleunigung völlig abgebaut.

**Abb. Q.39** Datenaufzeichnung mit typischem Übersteuern. Die Datenaufzeichnung beschreibt das Durchfahren einer 180° -Kehre (kleines Bild). Der Kreis im Streckenverlauf entspricht jener Stelle, an der im Datenschrieb die vertikale Bezugslinie steht (ca. 1000 m)



Die Genauigkeit der Untersuchungen steigt, wenn erforderliche Zusammenhänge rechnerisch hergestellt werden. Folgende Methode ist ein Beispiel dafür. Gleichzeitig zeigt diese, dass nicht direkt erfasste Größen über physikalische Beziehungen aus Messwerten errechnet werden können.

Der erforderliche Lenkwinkel einer Referenzrunde lässt sich auch trigonometrisch aus einem Einspurmodell des Fahrzeugs errechnen (vgl. Abschn. J.2.1):

$$\delta_A = \arctan\left(\frac{l}{R}\right) \quad (\text{Q.14})$$

$\delta_A$  Lenkwinkel nach Ackermann, °

$l$  Radstand des Fahrzeugs, m

$R$  Kurvenradius, m

Der Kurvenradius wird in der Regel nicht bekannt sein und wird daher aus der kinematischen Beziehung für die Normalbeschleunigung  $a_y$  errechnet, die ein Beschleunigungssensor an Bord des Fahrzeugs erfasst. Obiger Ausdruck wird damit zu:

$$a_y = \frac{v_v^2}{R} \quad (\text{Q.15})$$

$a_y$  Querbeschleunigung, m/s<sup>2</sup>

$v_v$  Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

(Q.14) und (Q.15):

$$\delta_A = \arctan\left(\frac{a_y \cdot l}{v_v^2}\right) \quad (\text{Q.16})$$

Da mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit die Schräglauftypen der Reifen ansteigen, wächst die Abweichung des kinematischen Lenkwinkels vom realen. Dies kann durch einen geschwindigkeits-

abhängigen Faktor berücksichtigt werden, der erst ab einer kritischen Geschwindigkeit wirksam wird.

$$\delta_{\text{dyn}} = \delta_A \frac{v_V}{v_{V,\text{krit}}} \quad (\text{Q.17})$$

$\delta_{\text{dyn}}$  Dynamischer Lenkwinkel, °

$v_{V,\text{krit}}$  Grenzgeschwindigkeit, m/s. Werte liegen je nach Fahrzeug und Strecke zwischen 18 und 36 m/s.

Unter der kritischen Geschwindigkeit bleibt der Lenkwinkel nach (Q.16) und über dieser Geschwindigkeit wird der Winkel nach (Q.17) herangezogen. Datenanalyse-Systeme ermöglichen über einen sogenannten mathematischen Kanal (*math channel*) die Darstellung dieses errechneten Lenkwinkelverlaufs über den gemessenen Größen, wie Geschwindigkeit und Querbeschleunigung. Durch Vergleichen des gemessenen Lenkwinkels mit dem errechneten kann Über- bzw. Untersteuern ermittelt werden. Zum Messen des Lenkwinkels ist an der Stelle festzuhalten, dass die Vorderräder im Allgemeinen nicht denselben Einschlagwinkel aufweisen werden (Stichwort Ackermann) und an beiden Rädern ein Lenkwinkelsensor angebracht sein muss. Unter den denkbaren Methoden daraus einen Wert zu bilden ist die gängige die, nur den Wert des jeweils kurvenäußeren Rads für den Vergleich heranzuziehen, weil dieses den Löwenanteil der Seitenführung übernimmt.

Wird das Fahrzeug mit einem Gierratensensor ausgerüstet, kann das Eigenlenkverhalten direkt aufgezeichnet werden. Die (kinematische) Winkelgeschwindigkeit eines gleichmäßig rotierenden Körpers in Bezug zum Inertialsystem folgt aus der (Tangential-)Geschwindigkeit und dem Bahnradius. Diese dient als Soll-Winkelgeschwindigkeit für die Erhebung des Fahrzustands:

$$\omega_k = \frac{v_V}{R} \quad (\text{Q.18})$$

$\omega_k$  kinematische (auch: Bahn-)Winkelgeschwindigkeit, s<sup>-1</sup>

Setzt man für den Kurvenradius einen Ausdruck aus (Q.15) ein, folgt eine Beziehung für die Winkelgeschwindigkeit, die nur Messgrößen enthält und somit einfach bestimmt werden kann:

$$R = \frac{v_V^2}{a_Y}$$

in (Q.18) liefert:

$$\omega_k = \frac{a_Y}{v_V} \quad (\text{Q.19})$$

Der Gierratensensor an Bord erfasst die tatsächliche Drehgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  des Wagens. Die Differenz dieser beiden Drehungen kann als Schwimmwinkeländerung  $\dot{\gamma}$  aufgefasst werden:

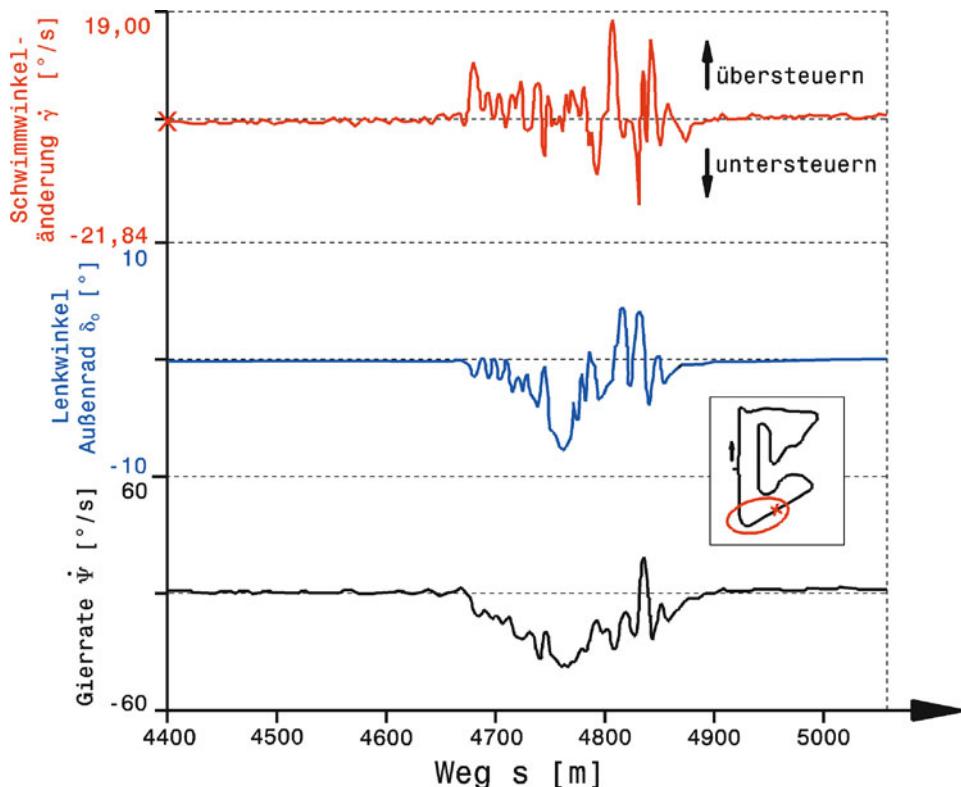
$$\dot{\gamma} = \dot{\psi} - \omega_k = \dot{\psi} - \frac{a_Y}{v_V} \quad (\text{Q.20})$$

$\dot{\gamma}$  Änderung des Schwimmwinkels, s<sup>-1</sup>

$\dot{\psi}$  gemessene Gierrate (Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs um Hochachse), s<sup>-1</sup>

Hinweis: 1/s = 1 rad/s = 57,3° s<sup>-1</sup>

Ein positiver Wert von  $\dot{\gamma}$  ( $\dot{\psi} > \omega_k$ ) weist auf einen übersteuernden Fahrzustand hin: Der Schwimmwinkel wächst rascher als er es aus der reinen kinematischen Drehung tun würde. Umgekehrt weist



**Abb. Q.40** Analyse des Fahrzustands aus der Gierrate, nach [11]. Betrachtet wird die letzte Kurve des Grand-Prix-Kurses Bahrain (Messbeginn Marke „x“ kleines Bild). Das Fahrverhalten wurde aus Messwerten (Gierrate, Geschwindigkeit und Querbeschleunigung) näherungsweise errechnet

ein negativer Wert auf Untersteuern hin. In Abb. Q.40 ist ein Beispiel einer solchen Analyse zu sehen. Neben dem Verlauf der Gierrate und der errechneten Schwimmwinkeländerung ist auch noch jener des Einschlagwinkels des kurvenäußeren Vorderrads über der Zeit zu sehen. Das betrachtete Fahrzeug ändert das Fahrverhalten während der Kurvenfahrt, was auch an den entsprechenden (Gegen-)Lenkkorrekturen zu erkennen ist.

**Rennstrategie race strategy.** Eine Aufzeichnung von Messwerten dient auch als aussagekräftige Entscheidungsgrundlage für eine Rennstrategie. Interessierende Bereiche sind hierbei in erster Linie Kraftstoffverbrauch, Reifenverschleiß und Leistungskonstanz des Fahrers. Ist der Kraftstoffverbrauch – z. B. aus vorangegangenen Messungen oder via Telemetrie direkt aus den Angaben des Motorsteuergeräts (ECU) – bekannt, können entscheidende Werte während des Rennens ermittelt werden. So etwa die Anzahl der Runden, die noch mit dem im Tank befindlichen Kraftstoff gefahren werden können, und die Abnahme der Fahrzeugmasse pro Runde. Aus ähnlichen Gründen wird auch das Verhalten der Reifen im Training untersucht. Die Dauer bis zum Erreichen der vollen Haftung bei Neureifen, die Anzahl der gefahrenen Runden bis zum deutlichen Abklingen des Grips und die Abklingrate sind nennenswerte Parameter für den Renningenieur. Eine ungleichmäßige Abnahme der Reifenleistung einer der Achsen führt unweigerlich zu einer Verstimmung der Fahrzeugbalance.

**Tab. Q.14** Übersicht der Unterschiede in der Datenverwaltung bei Rennsport und Serie, nach [25]

Rennsport (Formel 1)	$\leftarrow$ Anforderung $\rightarrow$	Serie
Für eine Veranstaltung	Optimierter Datenstand	Für alle möglichen Fahrzustände
2 Wochen	Entwicklungszyklen	Mehrere Monate bis Jahre
„extremly late configuration“	Datenerzeugung	offline, d. h. am Prüfstand
Global	Verfügbarkeit der Daten	Im (Produktions-) Werk
Wenige Tage	Applikationsvorgang	Wochen, Monate
Extrem	Zeitdruck	Groß

Kennt man das Verhalten, kann man das in der Strecken-Abstimmung entsprechend vorhalten. Auch die Aktivitäten des Fahrers (bzw. der Fahrer bei Langstreckenrennen) werden laufend überwacht. Eine Zunahme von Schaltfehlern oder frühes Bremsen usw. sind ein Anzeichen eines ermüdenden Fahrers.

**Datenmanagement.** Eine große Datenmenge hat jedoch nicht nur Vorteile. Mit der Menge an erfassenen Daten steigt die Notwendigkeit effizientes Datenmanagement sicher zu stellen. Allein an einem Formel-1-Motor sind über 50 von Hand kalibrierte Sensoren verbaut, deren Kalibrier- und Laufzeitdaten vom Prüfstand über den Testeinsatz bis hin zur Rennstrecke verfolgt werden müssen [25]. Es gilt aber auch die passenden Datenstände für Steuergeräte von Motor und Getriebe bereitzustellen. Im Gegensatz zu Serienanwendungen werden diese Softwarestände nicht einmalig für einen größeren Zeitraum erstellt, sondern es werden sogar mehrere Kennfelder vorbereitet und erst in buchstäblich letzter Minute in Abhängigkeit von Umgebungsbedingungen (Wetter, Rennstrecke, Luftdruck und -feuchte etc.) in die Steuergeräte geladen. Wenn es das Reglement gestattet, ist ein Update des Datenstands selbst während des Rennens nicht unüblich. Tabelle Q.14 stellt die Anforderungen bei der Datenverwaltung von Rennsport und Serie gegenüber.

Generell werden im Training weit mehr Daten erfasst als im Rennen. Das ergibt sich durch den baulichen Aufwand und durch das Reglement. Professionelle Teams zeichnen beispielsweise über 500 Kanäle im Testbetrieb auf, im Rennen sind es bedeutend weniger.

Nicht zuletzt durch die technischen Möglichkeiten ist die Tendenz in jüngster Zeit nicht nur Daten ausgewählter Kanäle zur späteren Analyse aufzuzeichnen, sondern auch laufend Daten von weit mehr Messkanälen zur Überwachung des Fahrzeugs während des Rennens in Echtzeit in die Box zu senden. Der Fahrer wird dadurch von der zusätzlichen Tätigkeit entlastet ständig Öl- sowie Kühlflüssigkeitsdrücke und -temperaturen usw. im Auge zu behalten. Radindividuelle Überwachung der Reifendrücke kann sogar lebensrettend sein.

Eine zusammenfassende Übersicht, welcher Messkanal für welche Untersuchung dienen kann, soll diese Betrachtungen abschließen.

Geschwindigkeit (meist über Raddrehzahl ermittelt): Am häufigsten eingesetzter Messwert. Feststellen von Kurven- und Höchstgeschwindigkeiten. Vergleichen unterschiedlicher Runden bzw. Fahrlinien eines Fahrers oder verschiedene Fahrer in einer Runde durch Übereinanderlegen von Messschrieben im Wegbereich (Beschleunigung, Bremspunkte, Bremsverzögerung, Kurvengeschwindigkeit, Beschleunigungsbeginn). Mit radindividuellen Sensoren können zusätzlich noch Bremsblockieren, Traktionsprobleme kurvenausgangs und Gierraten ermittelt werden.

Motordrehzahl (meist vom Motorsteuergerät ausgegeben): Feststellen der Schaltdrehzahlen und Überdrehzahlen (Fehlschaltungen). Über Häufigkeitsverteilung bevorzugte Drehzahlbereiche für Motorhersteller bzw. -tuner aufzeigen.

**Abb. Q.41** Temperatur-Messstreifen. Der Messstreifen zeigt die größte im Betrieb aufgetretene Temperatur des Dämpfers durch Verfärbung an



Fahrpedalstellung: Vollastanteile ermitteln (mit demselben Ziel wie oben bei Motordrehzahl). Fahrbarkeitsprobleme im Kurvenausgang feststellen. Balance-Probleme ermitteln (abruptes Gaswegnehmen).

Längsbeschleunigung (Beschleunigungsaufnehmer): Bremsverzögerung. Brempunkte exakter feststellen als über Geschwindigkeitskanal. Zusammen mit Querbeschleunigung Ausnutzen des Reifenpotentials prüfen.

Querbeschleunigung (Beschleunigungsaufnehmer): Reifenpotential bei Kurvenfahrt ermitteln. Zusammen mit Längsbeschleunigung g-g-Diagramme erstellen. Zusammen mit Lenkwinkelsensor Eigenlenkverhalten analysieren.

Lenkwinkel (Drehgeber): Einlenkpunkt des Fahrers festlegen. In Zusammenarbeit mit Gierratensensor oder Querbeschleunigung Eigenlenkverhalten des Wagens untersuchen.

Federweg (linearer Wegaufnehmer): Aerodynamischen Abtrieb, Nick- und Wankbewegungen feststellen.

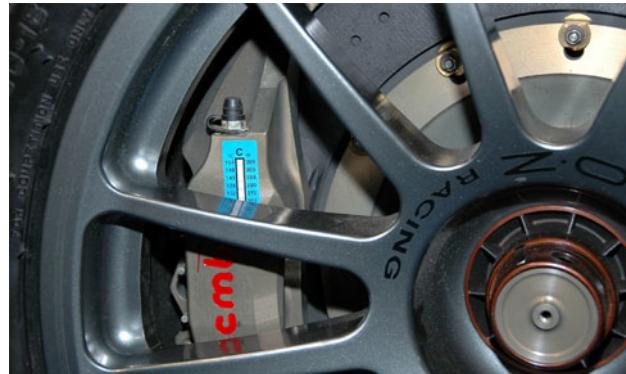
**Verschleiß, Temperaturen Wear, Temperatures** Aufschlussreiche Erkenntnisse lassen sich auch über relativ einfache Methoden auch abseits der Elektronik gewinnen. In der Erprobungsphase und zur Sicherheit auch später (es können Sensoren ausfallen) werden Temperaturen beispielsweise mit Messstreifen (Abb. Q.41 und Q.42) erfasst, die auf kritische Stellen geklebt werden. Am stehenden Fahrzeug kann mit einem Blick geprüft werden, wie hoch die Maximaltemperatur an dieser Stelle war. Temperaturen sind deshalb maßgebliche Größen, weil sich Werkstoffeigenschaften zum Teil erheblich mit der Temperatur ändern (z. B. nimmt die Festigkeit von CFK-Teilen je nach verwendetem Harz stark ab) und die Lebensdauer von manchen Komponenten (Schwingungsdämpfer, elektronische Bauteile, Dichtungen, ...) stark verkürzt wird. Außerdem geben unerwartet hohe Temperaturen an bestimmten Stellen einen Hinweis auf Fehlfunktionen (Radlager, Wellen, ...).

Ein einfacher O-Ring auf der Kolbenstange eines Dämpferbeins zeigt wie ein Schleppzeiger den maximalen Hub an, der im Betrieb aufgetreten ist. Das liefert mit Berücksichtigung der Federrate eine Aussage über die maximalen Radlasten. Man darf nur nicht vergessen, den O-Ring vor Abfahrt des Wagens auf „Null“ zu stellen.

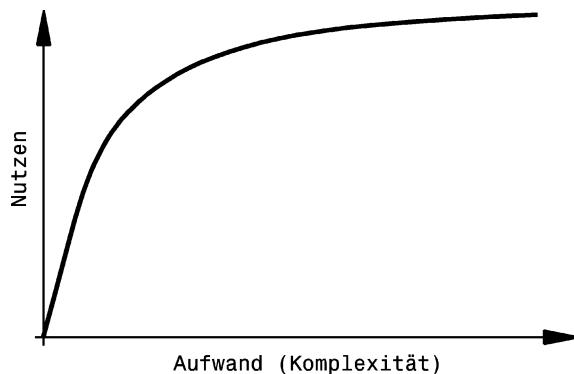
### 4.3.2 Simulation Simulation

Bei einer Simulation wird ein reales System (z. B. Ventiltrieb, Motor, Fahrzeug) durch ein vereinfachtes mathematisches Modell näherungsweise nachgebildet und anschließend werden an diesem

**Abb. Q.42** Temperatur-Messstreifen. Der Messstreifen erfassst die Maximaltemperatur der Bremszange eines FIA-GT-Wagens



**Abb. Q.43** Nutzen einer Simulation als Funktion des Aufwands. Bereits mit geringem Aufwand kann ein relativ großer Nutzen erzielt werden. Sollen die Aussagen einer Simulation noch genauer werden steigt die Komplexität und damit der Aufwand überproportional an

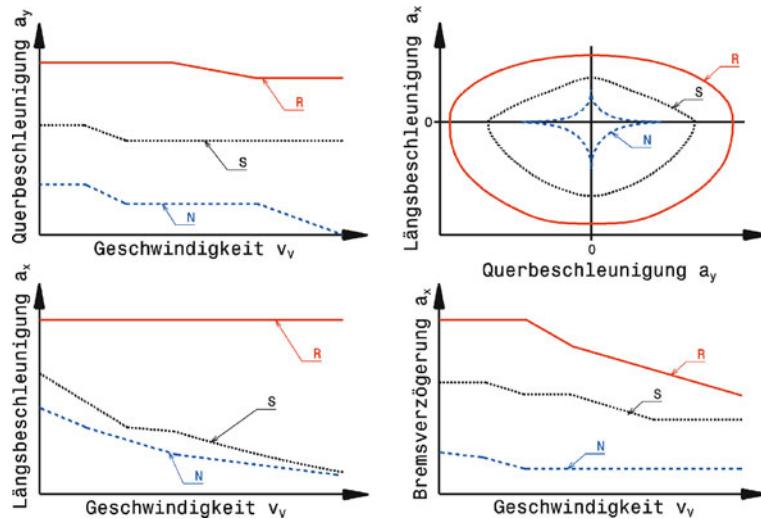


Modell Experimente durchgeführt [12]. Ein solches Vorgehen bietet sich unter anderem an, wenn das zu untersuchende System noch gar nicht existiert (z. B. Fahrzeug in der Planungsphase), die Versuchsreihe zu teuer ist (z. B. systematische Streckentests mit unterschiedlichen Fahrzeug-Einstellungen), die Versuche (noch) gar nicht möglich sind (z. B. Setup-Ermittlung im Vorfeld zu einer weit entfernt liegende Rennstrecke) oder das Experiment zu gefährlich ist (z. B. Untersuchungen von Fahrstabilität im Grenzbereich).

Je exakter das Fahrzeugmodell das reale Fahrzeug erfassst, desto realistischer sind die Ergebnisse, allerdings steigt der Programmier- und Rechenaufwand überproportional an. Der erzielte Nutzen steigt somit nicht im selben Maß mit dem Aufwand an, Abb. Q.43. Umgekehrt lassen sich grundsätzliche Aussagen bereits mit erstaunlich einfachen Modellen treffen.

Simulationen haben ihre Grenzen. Dämpfer, Reifen und vor allem der Fahrer lassen sich nur eingeschränkt mathematisch darstellen, was auch bei komplexen Gesamtmodellen zu ebenso eingeschränkten Aussagen führt.

Das Verhalten des Fahrers wird allgemein durch dreidimensionale g-g-v-Diagramme (vgl. Kap. B Konzept) dargestellt. Damit sind die Grenzen von Längs- und Querbeschleunigung, die ein Fahrer zu fahren bereit ist, abgesteckt. Abbildung Q.44 zeigt exemplarisch für drei verschiedene Fahrertypen ebene Schnitte aus einem 3D-g-g-v-Diagramm. Der Normalfahrer (blaue Kurven) verhält sich mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_y$  immer vorsichtiger, während der Rennfahrer (rote Kurven) die Grenzen auszuloten imstande ist. Das Diagramm Längsbeschleunigung über Querbe-



**Abb. Q.44** Verhalten von Fahrertypen, nach [24]. R: Rennfahrer S: Sportlicher Fahrer. N: Normalfahrer

schleunigung (rechts oben) zeigt für eine Fahrzeuggeschwindigkeit die Grenzen des Fahrverhaltens, die auch in Abb. Q.30 zu erkennen sind.

**Rundenzeitsimulation lap time simulation.** Am Beispiel einer einfachen Rundenzeitsimulation soll die grundsätzliche Vorgehensweise anschaulich dargelegt werden. Die groben Schritte sind: Man ermittelt zunächst den Verlauf der gefahrenen Geschwindigkeit über der Zeit und errechnet sich daraus den zurückgelegten Weg. Ist die Streckenlänge erreicht, liegt die Rundenzeit fest.

Im Detail kann eine solche Simulation bereits auch mit einem Tabellenkalkulationsprogramm durchgeführt werden. Das Fahrzeugmodell ist hierbei ein „gummibereifter“ Massenpunkt. Es werden somit keine Einflüsse der Schwerpunkthöhe oder von Massenträgheitsmomenten berücksichtigt. Abbildung Q.45 veranschaulicht das zugehörige physikalische Modell.

Die Fahrwiderstände  $F_{dr}$  werden durch die Gleichungen (K.4)–(K.9) beschrieben. Die resultierende Beschleunigung  $a_x$  ergibt sich gemäß (K.20) aus dem Quotienten des Zugkraftüberschusses  $F_{V,X,ex}$  mit der reduzierten Fahrzeugmasse. Der Zugkraftüberschuss selbst folgt aus (K.16) aus der Differenz der Antriebskraft  $F_{W,X,A}$  und der Fahrwiderstände  $F_{dr}$ . Es gilt also:

$$a_x = \frac{F_{V,X,ex}}{m_{V,t} \cdot k_m} = \frac{F_{W,X,A} - F_{dr}}{m_{V,t} \cdot k_m} \quad (\text{Q.21})$$

$a_x$  Längsbeschleunigung,  $\text{m/s}^2$

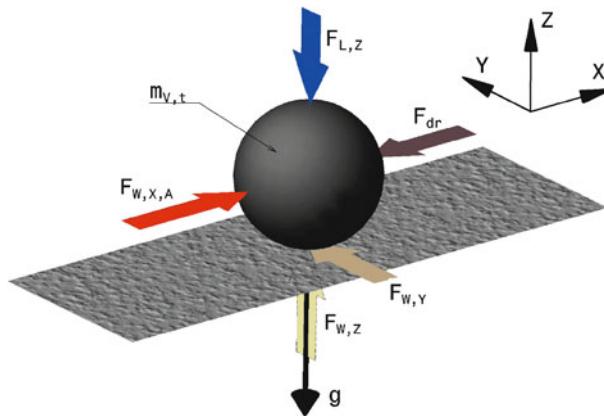
$F_{W,X,A}$  Antriebskraft an den Rädern, N

$F_{dr}$  Fahrwiderstände, N

$m_{V,t}$  Gesamtmasse des Fahrzeugs, kg

$k_m$  Drehmassenzuschlagsfaktor, –

Die Antriebskraft  $F_{W,X,A}$  entspricht in diesem einfachen Modell der effektiven Zugkraft  $F_{V,X,e}$  an den angetriebenen Rädern (das stellt einer Volllastbeschleunigung mit einem idealen Getriebe dar) und



**Abb. Q.45** Freikörperbild des Fahrzeugmodells einer einfachen Rundenzeitsimulation. An der Masse  $m_{v,t}$  greifen antreibende ( $F_{w,x,A}$ ) und bremsende ( $F_{dr}$ ) Kräfte an. Neben der Erdanziehung  $g$  unterstützt auch noch die Luftkraft  $F_{L,z}$  die Reibung gegenüber der Fahrbahn. Die resultierende Kontaktkraft  $F_{w,z}$  zur Fahrbahn wird in der Rechnung nicht direkt gebraucht. Bei einer Kurvenfahrt wirkt noch die seitliche Reibkraft  $F_{w,y}$

wird von der maximalen Motorleistung  $P_{M,\max}$  bestimmt. Aus (K.13) wird somit:

$$F_{w,x,A} = F_{v,x,e} = \frac{3600 \cdot P_{M,\max}}{\nu_v} \eta \quad (\text{Q.22})$$

- $P_{M,\max}$  maximale Motorleistung, kW
- $\nu_v$  Fahrgeschwindigkeit, km/h
- $\eta$  Wirkungsgrad des Antriebstrangs, -

Es existiert allerdings eine physikalische Grenze für die maximale übertragbare Zugkraft, die nicht überschritten werden kann, weil die angetriebenen Reifen keine größere Reibkraft auf die Fahrbahn übertragen können – die Kraftschlussgrenze  $F_{w,x,\max}$ . Aus (K.2) und (E.6) wird für das Gesamtfahrzeug vereinfacht:

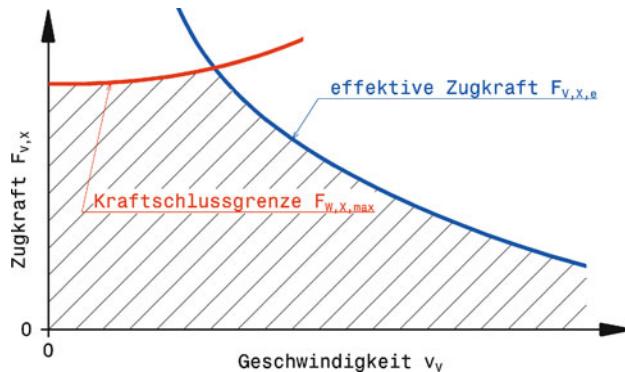
$$F_{w,x,\max} = \mu_{w,x} \cdot (m_{v,t} \cdot g + F_{L,z}) \cdot Ant_A \quad (\text{Q.23})$$

- $F_{w,x,\max}$  maximale durch die Reifen übertragbare Zugkraft, N
- $F_{L,z}$  aerodynamische Abtriebskraft, N.  $F_{L,z} = f(\nu_v)$ , siehe (E.3)
- $Ant_A$  Anteil der Achslast an der Antriebsachse, -. Für ein allradgetriebenes Fahrzeug ist  $Ant_A = 1$ .

Mit dieser Gleichung wird also angenommen, dass der Abtrieb sich so wie die statische Achslast verhält, die Balance des Fahrzeugs also konstant bleibt. Zudem wird der Anteil, der von der Achslastverlagerung durch die Massenträgheit herrührt, vernachlässigt. Hinterachsgetriebene Fahrzeuge beschleunigen daher bei hohen Beschleunigungen besser, frontgetriebene schlechter als das beschriebene Modell. Den von den genannten Grenzen eingeschlossenen Bereich der fahrbaren Zugkraft zeigt Abb. Q.46.

Damit ist die Beschleunigung  $a_x$  bestimmt und die Geschwindigkeit kann daraus errechnet werden.

Weil einige der obigen Größen von der Geschwindigkeit selbst abhängig sind, lässt sich die resultierende Geschwindigkeit allerdings nicht mit einfachen mathematischen Methoden ermitteln, sondern



**Abb. Q.46** Bereich der fahrbaren Zugkraft (schematisch). Der fahrbare Bereich wird begrenzt durch die maximale Reibung der angetriebenen Reifen und die größte Zugkraft des Motors

es liegt eine Differenzialgleichung vor. Diese Differenzialgleichung kann jedoch näherungsweise numerisch gelöst werden. Eine einfache Methode stellt das Euler'sche Streckenzugverfahren dar.

Die Fahrzeugbeschleunigung  $a_x$  ist eine Funktion der Fahrgeschwindigkeit  $v_v$  und der Zeit  $t$  und sie ist die erste Ableitung der Geschwindigkeit nach der Zeit, also die Änderung der Geschwindigkeit über der Zeit:

$$a_x = f(v_v, t) = \frac{dv_v}{dt} \quad (\text{Q.24})$$

$t$  Zeit, s

Ist die Geschwindigkeit  $v_{V,0}$  zum Zeitpunkt  $t = t_0$  bekannt so folgt die Geschwindigkeit  $v_{V,1}$  für den Zeitpunkt  $t_1$  nach einem Zeitschritt  $\Delta t$  zu: Für

$$t = t_1 = t_0 + \Delta t \quad \text{wird} \quad v_{V,1} = v_{V,0} + \Delta t \cdot a_{x,0}$$

$\Delta t$  Zeitschritt, s.

Für alle weiteren Zeitschritte folgt die Geschwindigkeit analog. Es gilt also allgemein zum Zeitpunkt  $t_i$ :

Für

$$t = t_i = t_{i-1} + \Delta t = t_0 + i \cdot \Delta t \quad \text{wird} \quad v_{V,i} = v_{V,i-1} + \Delta t \cdot a_{x,i-1} \quad (\text{Q.25})$$

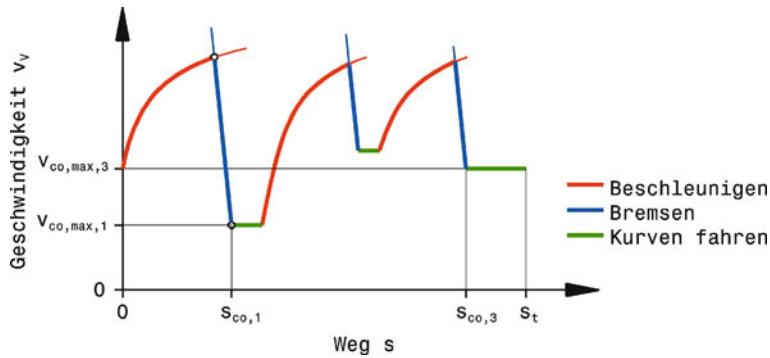
$i$  Zählvariable,  $-i = 1, 2, 3, \dots$

Je kleiner der Zeitschritt  $\Delta t$ , desto näher liegt das Ergebnis an der exakten Lösung.

Beim Bremsen wird statt der Motorzugkraft  $F_{W,X,A}$  aus (Q.22) die negative Bremskraft  $F_{W,X,B}$  in die Berechnung der resultierenden Kraft auf das Fahrzeug, (Q.21), eingesetzt:

$$a_x = \frac{-F_{W,X,B} - F_{dr}}{m_{V,t} \cdot k_m} \quad (\text{Q.26})$$

Die Beschleunigung  $a_x$  des Fahrzeugs wird dadurch negativ – die Fahrgeschwindigkeit nimmt über der Zeit ab. Die durch die Reifen übertragene Bremskraft  $F_{W,X,B}$  folgt aus (I.7), die die auf das Fahrzeug



**Abb. Q.47** Vorgehensweise bei Rundenzeitsimulation (schematisch). Beschleunigung, Bremsen und Kurvenfahrten wechseln einander ab. Die maximale Kurvengeschwindigkeit  $v_{co,max}$  diktieren das vorhergehende Bremsmanöver.  $s_{co,1}$  Weg bis zu Kurveneingang erste Kurve  $s_t$  Streckenlänge

wirkende Gesamtbremeskraft  $F_{W,X,B}$  beschreibt, indem nur die Anteile berücksichtigt werden, die über die Reifen übertragen werden (die Anteile aus den Fahrwiderständen berücksichtigt ja (Q.26)):

$$F_{W,X,B} = \mu_{W,X} \cdot \left( m_{V,t} \cdot g + \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_A \cdot A_V \cdot v_V^2 \right) \quad (\text{Q.27})$$

$F_{W,X,B}$  durch die Reifen übertragene Gesamtbremeskraft, N

Nun bleibt nur noch die Frage, ab welchem Zeitpunkt das Bremsmanöver gestartet werden soll. Eine Frage die übrigens auch den realen Fahrer beschäftigt. Bremst er zu früh, verschenkt er Beschleunigungszeit und wird womöglich überholt („ausgebremst“). Falls er zu spät bremst, geht ihm die Straße aus, wie diese unangenehme Situation im Rennfahrerjargon heißt.

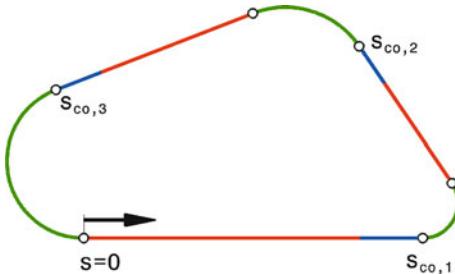
Bei einer Simulation fällt diese Entscheidung leichter: Die Zielgeschwindigkeit eines Bremsmanövers wird von der maximalen Kurvengeschwindigkeit der folgenden Kurve mit dem Radius  $R$  diktiert. Die höchste fahrbare Geschwindigkeit in einer Kurve  $v_{co,max}$  beschreibt (E.4):

$$v_{co,max} = \sqrt{\frac{g}{\frac{1}{\mu_{W,Y} \cdot R} - \frac{\rho_L \cdot c_A \cdot A_V}{2m_{V,t}}}} \quad (\text{Q.28})$$

Die Kurve selbst wird mit konstanter Geschwindigkeit, also mit Beschleunigung  $a_X = 0$  befahren. Ist der Radius dieser Kurve größer als der kritische Radius  $R_{krit}$ , vgl. (E.5), wird nicht gebremst, sondern weiter beschleunigt bis die Bremsung für die folgende Kurve, die für das untersuchte Fahrzeug eine echte Grenzgeschwindigkeit aufweist, einsetzen muss.

Es muss zunächst der erforderliche Bremsweg ermittelt werden. Dabei beginnt die Berechnung am Kurveneingang mit der Geschwindigkeit  $v_{co,max}$  und beschleunigt „rückwärts“ mit der Bremsverzögerung, bis der Schnittpunkt mit dem wachsenden Geschwindigkeitsverlauf erreicht ist. Weil auch die Bremsverzögerung von der Geschwindigkeit abhängt, wird diese Berechnung wie oben beschrieben näherungsweise mit dem Streckenzugverfahren, (Q.25), vorgenommen. Abbildung Q.47 stellt diese Vorgehensweise schematisch dar. Der reale Fahrer fährt allerdings nicht so „digital“, sondern lenkt noch bremsend ein (*trail braking*) und beschleunigt bereits kurvenausgangs. Dadurch ist der Verlauf des Graphen im Bereich der Kurve tatsächlich nicht so stark horizontal ausgeprägt, sondern im Idealfall nur eine Spitze. Man erkenn daraus auch die typische Fahrweise eines Rennfahrers: Sein Bestreben

**Abb. Q.48** Aufteilung einer Strecke (schematisch). Der Rundkurs wird in Gerade und Kreisbögen zerlegt. Der Berechnungsstart ( $s = 0$ ) wird mit dem Anfangspunkt der ersten Geraden gewählt. Der Weg bis zum Kurveneingang der ersten Kurve ist mit  $s_{co,1}$  bezeichnet



ist es in jedem Abschnitt die maximale Beschleunigung zu erzielen. Also auf der Geraden entweder Beschleunigen oder bremsen und maximale Querbeschleunigung in der Kurve. Der Normalfahrer wird im Gegensatz dazu auf der Geraden auch mit konstanter Geschwindigkeit fahren, vor der Kurve vom Gas gehen, also nur mit der Motorbremse verzögern, und mit moderater Geschwindigkeit die Kurve durchfahren.

Die zu simulierende Strecke wird in geometrische Abschnitte (Gerade, Kreisbogen) aufgeteilt, wobei mit einer Geraden begonnen wird, Abb. Q.48. Die kennzeichnenden Parameter eines Abschnitts sind Länge (Gerade) bzw. Winkel und Radius (Kurve). Für genauere aber eben auch aufwändigere Simulationen können noch Längs- und Querneigung der Fahrbahn hinzukommen.

Die Simulation beginnt zum Zeitpunkt  $t_0 = 0$ . Die Anfangsgeschwindigkeit  $v_{V,0}$  ist entweder nahe Null (weil das numerische Verfahren mit  $v_V = 0$  keine Ergebnisse liefert) oder die Geschwindigkeit der letzten Kurve (also jener vor der Startgeraden) für eine „fliegende“ Runde.

Für jeden Zeitschritt  $i$  werden basierend auf der aktuellen Geschwindigkeit  $v_{V,i}$  die Fahrwiderstände ermittelt. Aus Fahrwiderständen und effektiver Zugkraft folgt die resultierende Beschleunigung  $a_{X,i}$ , woraus mit (Q.25) die Endgeschwindigkeit  $v_{V,i+1}$  für diesen Zeitschritt erfolgt. Damit kann der Vorgang für den folgenden Zeitschritt wiederholt werden.

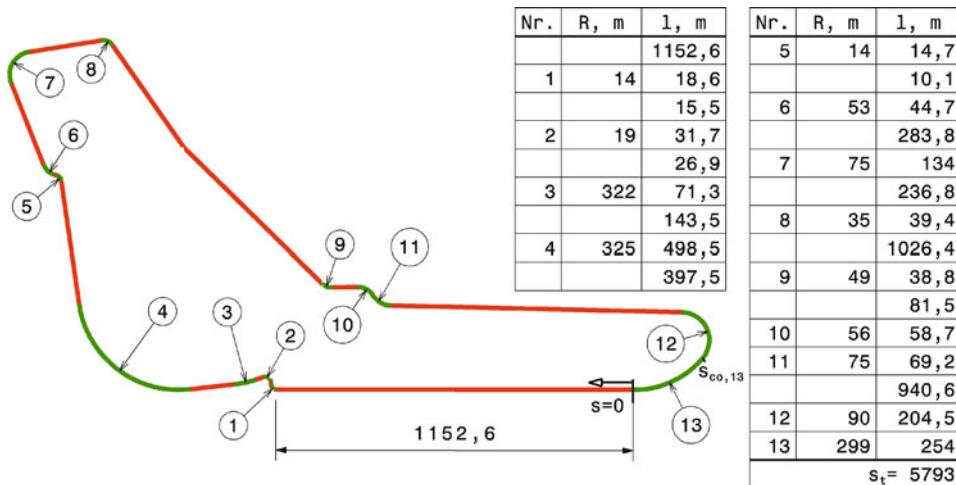
Der Verlauf der Geschwindigkeit  $v_V$  über der Zeit ist somit bestimmt. Der zurückgelegte Weg  $s$  folgt nun aus der Integration der Geschwindigkeit über der Zeit. Auch die Integration kann näherungsweise numerisch erfolgen. Dazu können vorteilhaft die den einzelnen Zeitschritten zugehörigen Werte aus der Geschwindigkeitsberechnung herangezogen werden. Der zu einem Zeitpunkt  $t_n$  gehörende Weg  $s_n$  errechnet sich mit der Trapezformel zu:

$$s_n = \int_0^{t_n} v_V(t) dt \approx \sum_{i=0}^{n-1} \frac{v_{V,i+1} + v_{V,i}}{2} \cdot \Delta t \quad (\text{Q.29})$$

$s_n$  Wegstrecke zu Zeitpunkt  $t_n$ , m

Wenn der Weg der Gesamtlänge  $s_t$  der zu simulierenden Strecke entspricht, ist die Simulation beendet. Der dazugehörige Zeitpunkt  $t_t$  ist die gesuchte Rundenzeit. Diese Simulation fußt im Grunde auf dem zweiten Newtonschen Axiom (Q.21) und benutzt damit die fünf wesentlichen Parameter, die die Fahrleistungen eines Rennfahrzeugs bestimmen: Die Fahrzeugmasse, die Motorleistung, die Reifenhaftung, der Luftwiderstand und der Abtrieb.

Mit diesem beschriebenen Verfahren soll nun eine fliegende Runde auf der Rennstrecke in Monza (Autodromo Nazionale di Monza, I) mit einem Formel-1-Wagen simuliert werden. Die erforderlichen Daten für das Fahrzeug werden [10] entnommen, worin sowohl eine detaillierte Beschreibung des Fahrzeugs als auch Messergebnisse zu finden sind. Der Verlauf der Rennstrecke selbst basiert auf einer Luftaufnahme, die aus [13] stammt. Die Richtigkeit der Größenverhältnisse kann mit der offiziellen



**Abb. Q.49** Streckenverlauf Monza für Simulation. Kurven sind mit fortlauenden Nummern gekennzeichnet. Zusätzlich sind die wesentlichen Streckendaten in einer Tabelle eingetragen:  
R Kurvenradius, l Länge des Abschnitts, s<sub>t</sub> Gesamtlänge

**Tab. Q.15** Eingabedaten für Rundenzeitsimulation Kurs Monza

Bezeichnung	Wert
Fahrzeugmasse $m_{v,t}$	600 kg
Drehmassenzuschlagsfaktor $k_m$	1,2
Achslastanteil Hinterachse $Ant_A$	0,58
maximale Motorleistung $P_{M,max}$	610 kW
Wirkungsgrad Antriebstrang $\eta$	0,88
Rollwiderstandszahl $k_R$	0,013
Reibungskoeffizient längs $\mu_{W,X}$	2,0
Reibungskoeffizient quer $\mu_{W,Y}$	2,0
Luftdichte $\rho_L$	1,189 kg/m <sup>3</sup>
proj. Querschnittsfläche $A_Y$	1,24 m <sup>2</sup>

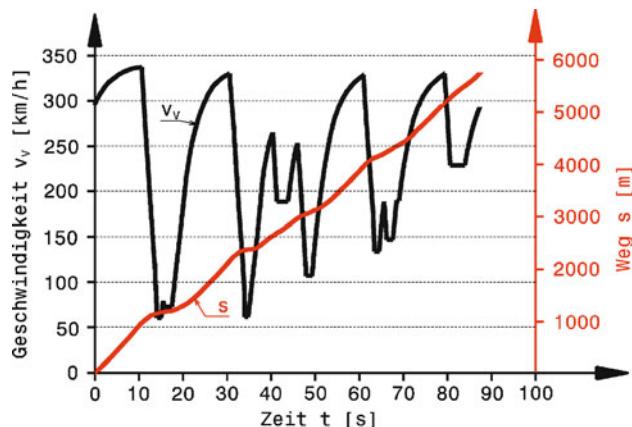
Länge der Strecke, aus [14], abgesichert werden. Abbildung Q.49 zeigt die wesentlichen Abmessungen der Strecke, wie sie für die Simulation gebraucht werden.

Tabelle Q.15 zählt die Daten auf, die zur Beschreibung des Fahrzeugs und der Umgebungsbedingungen eingegeben werden:

Diese Strecke weist eine Besonderheit auf: Die Anfangsgeschwindigkeit für die erste Gerade folgt nicht einfach aus der Maximalgeschwindigkeit der vorhergehenden Kurve 13 nach (Q.28), weil dieser Kurvenradius größer als der kritische Radius ist und diese Kurve daher nicht durch die Querbeschleunigung begrenzt ist. Die Geschwindigkeit folgt somit aus einer Beschleunigung ausgehend von der maximalen Kurvengeschwindigkeit der Vorgängerkurve 12 ab dem Weg  $s_{co,13}$  durch die Kurve 13.

Das Ergebnis dieser Berechnung mit einem Zeitschritt  $\Delta t$  von 0,1 s zeigt die Abb. Q.50. Die 5793 m werden in 1:27,6 min bewältigt. Das Ergebnis einer vergleichbaren Messung auf dieser Strecke ist in Abb. Q.27 zu sehen: 1:23,85 min wurden gestoppt. Die Differenz zur Simulation beträgt in dem Fall

**Abb. Q.50** Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit einer Runde in Monza (Simulation). Zusätzlich ist der zurückgelegte Weg eingetragen



also 3,75 s bzw. nur 4,5 %. Der Vergleich der beiden Geschwindigkeitsverläufe zeigt, dass das kein Zufall ist, sondern wie wenige Parameter im Wesentlichen die Rundenzeit bestimmen.

Man erkennt in beiden Fällen – Simulation und Messung, dass für ein Formel-1-Fahrzeug der Kurs, der sich offiziell aus 13 Kurven und 2 Geraden zusammensetzt, auf 6 Gerade (Beschleunigungsphasen) und 6 Kurven (lokale Geschwindigkeitsminima) „vereinfacht“.

Bereits mit einer solchen einfachen Simulation kann der erforderliche Kompromiss zwischen Abtrieb und Luftwiderstand gezielt vorgenommen werden. Während das abtriebslastige Wertepaar  $c_w/c_A$  von 0,84/2,554 eine Rundenzeit von 1:27,6 min liefert, führt die geschwindigkeitsorientierte Einstellung  $c_w/c_A$  von 0,65/1,868 zu einer Zeit von 1:29 min. Ein Beispiel für eine vollständige derartige systematische Auswertung stellen die Abb. E.83 und E.84 dar.

Eine Simulation gestattet auch einen direkten Vergleich zwischen unterschiedlichen Fahrzeugen und vermittelt so eine Vorstellung von der Leistungsfähigkeit verschiedener Konzepte. Ein Mittelklasse-Pkw ( $m_{V,t} = 1450$  kg,  $P_{M,\max} = 100$  kW,  $c_w/c_A = 0,4/0,01$ ) würde für eine Runde in Monza 2:58 min, ein Formel Renault 2000 ( $m_{V,t} = 580$  kg,  $P_{M,\max} = 133$  kW,  $c_w/c_A = 0,56/0,59$ ) 2:06,7 min brauchen.

Die simulierte Rundenzeit stellt bei den gewählten Einschränkungen und Verhältnissen (Eingabewerten) die Untergrenze dar. Abweichungen davon könnten entstehen durch Fahrereinfluss (Bremsbeginn, Ausnutzen des Reifenpotentials, Wahl der Fahrlinie), und Verkehr (andere Fahrzeuge). In der Wirklichkeit kommen noch hinzu: Streckeneinfluss (Bodenwellen, Neigung, Oberfläche,...), Fahrzeuggöße (4 Reifen, Massenverteilung,...), Getriebeabstufungen und Windeinfluss um einige wesentliche zu nennen.

Obige Simulation zeigt das Ideal eines Massepunktes. Die Entwicklung eines realen Fahrzeugs (und Fahrers) zielt darauf ab, im Fahrverhalten diesem Ideal nahe zu kommen. Das Fahrzeug muss dazu ein ausgeglichenes Eigenlenkverhalten (Balance) haben, das Reibungspotential der vier Reifen muss möglichst gleichmäßig (Radlastschwankungen klein) genutzt und völlig ausgeschöpft werden, der Motor muss seine Leistung vorhersehbar entfalten (Fahrbarkeit), das Getriebe muss ein Anschmiegen an die Zugkrafthyperbel ermöglichen, die Bremsen müssen im Einklang mit dem Fahrzeug stabiles Verzögern ermöglichen, der Abtrieb muss die Reifen bei der Kraftübertragung unterstützen und so fort. Der Fahrer muss die Bremspunkte richtig setzen, die Fahrlinie ohne Lenkkorrekturen treffen, kräftig beschleunigen ohne dass der Wagen instabil wird.

Es muss an dieser Stelle auch noch festgehalten werden, dass das theoretisch ideale, also schnellste Setup tatsächlich nicht den gewünschten Erfolg bringt. Das theoretisch beste Setup erweist sich für den menschlichen Fahrer als zu instabil und somit unfahrbare.

Allgemein werden Simulationen – je nach Komplexität des Fahrzeug/Fahrermodells – unter anderem für folgende Aufgabenstellungen herangezogen [11]:

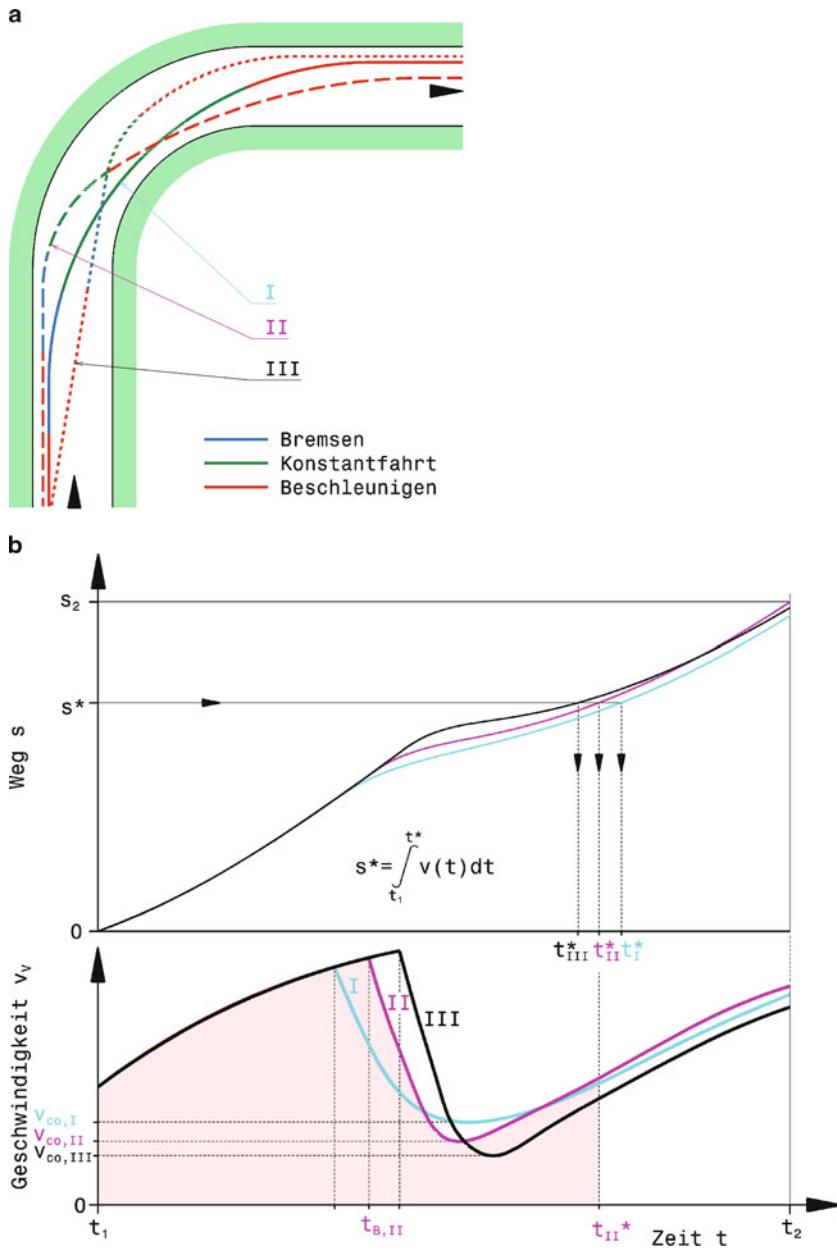
- Festlegung der Getriebeabstufungen für eine bestimmte Strecke
- Untersuchung des Einflusses der Schaltzahl und der Schaltzeit auf die Rundenzeit
- Finden des besten Kompromisses zwischen Abtrieb und Luftwiderstand
- Untersuchung möglicher Motorabstimmungen
- Untersuchung des Einflusses von Fahrzeuggewicht und Gewichtsverteilung auf die Rundenzeit (z. B. Kraftstoffmenge, Ballastgewicht)
- Untersuchung des Einflusses von Reglementvorgaben auf die Fahrleistungen und Rundenzeiten: Restriktordurchmesser zu Fahrzeuggasse, Ballastmassen
- Vergleich der Fahrleistungsgrenzen unterschiedlicher Fahrzeuge
- Optimierung der Bremskraftaufteilung
- Optimierung des Fahrwerks-Setups
- Abschätzen von Umwelteinflüssen auf die Rundenzeit: Wind, Umgebungstemperatur und Luftdruck
- Untersuchung des Einflusses der Reifenermüdung auf die Rundenzeit
- Bestimmung von nicht gemessenen Fahrzeugparametern aus erfassten Werten anderer physikalischer Größen: Luftwiderstand und Abtrieb
- „Durchspielen“ unterschiedlicher Rennstrategien: Tankstopps, Reifenwechsel, Einsatz von (K)ERS und DRS, Reifenverschleiß bzw. Reifenabbau über Renndistanz mit unterschiedlichen Fahrstilen.

Es gibt nicht die eine Ideallinie, sondern unterschiedliche Linien (Abb. Q.51), die von der Fahrbahn (Längs-, Querneigung, sauber, verschmutzt), der Witterung (trocken, feucht, nass), vom Bewerb (alleine, gleichzeitig mit anderen) und nicht zuletzt vom Fahrzeug (Antriebsart, Reifen, Motorisierung, Leistungsgewicht, Abtrieb) abhängen. Die klassische Ideallinie (I) legt einen größtmöglichen Bogen durch die Kurve unter Ausnutzung der vollen Fahrbahnbreite. Die Linie „Spätes Einlenken“ (II) bringt Vorteile, wenn das Fahrzeug über außergewöhnlich hohes Beschleunigungsvermögen besitzt. Die Kampfslinie (III) ist geprägt von einem diagonalen Einfahren mit extrem späten Bremspunkt („Ausbremsen des Gegners“), was einen Haken bei geringer Geschwindigkeit erzwingt, damit die Kurve reglementkonform verlassen werden kann. Die Idee dahinter ist einerseits schneller in der Kurve zu sein, damit den Gegner zu überholen und ihm gleichzeitig den Weg abzuschneiden.

Für die weitere Betrachtung obiger Fahrlinien sehen wir uns deren Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit an. Bei der klassischen Linie (I) wird am frühesten gebremst und die größte Kurvengeschwindigkeit realisiert. Die Bremsverzögerung der Kampfslinie (III) muss wesentlich größer sein, damit noch ein erfolgreiches Lenkmanöver möglich ist. Die Kurvengeschwindigkeit ist wesentlich geringer, weil enger gekurvt werden muss. Spätes Einlenken (II) macht nur dann Sinn, wenn das Fahrzeug von der minimalen Kurvengeschwindigkeit  $v_{co,II}$ , die kleiner als jene der klassischen Linie ist, stärker beschleunigen kann, sonst ist der Klassiker schneller.

Aus dem Geschwindigkeitsverlauf erhält man durch Integration den zurückgelegten Weg  $s$  (Teil b der Abb.). Zum zeitlichen Vergleich der drei Fahrlinien muss ein bestimmter Weg  $s_*$  betrachtet werden. Bis zum gewählten Weg  $s_*$  ist die Kampfslinie (III) die schnellste. Man braucht mit ihr dafür die Zeit  $t_{III}^*$ . Das Ende der betrachteten Kurve (Weg  $s_2$ ) erreicht man aber mit der Linie „Spätes Einlenken“ (II) als erster. Man erkennt in dem Beispiel bereits, wo Fahrzeit gutgemacht oder verloren werden kann, nämlich in der Bremszone. Tatsächlich ist das jener Bereich, in dem die meisten Überholmanöver stattfinden und in dem ein Fahrer beim Qualifying den wesentlichen Zeitvorsprung im Vergleich zum Rennen herausfährt.

Die benötigte Zeit für aufeinanderfolgende Streckenabschnitte können nicht immer isoliert betrachtet werden. In S-Kurven beispielsweise ruft die Linienwahl der Eingangskurve eine Linie in



**Abb. Q.51** Fahrlinien in einer Kurve. **a** Fahrlinien (schematisch), **b** Geschwindigkeitsverläufe über der Zeit. I Klassische Ideallinie, II Spätes Einlenken, III Kampflinie.  $v_{co,II}$  Minimale Kurvengeschwindigkeit der Linie II,  $t_{B,II}$  Zeitpunkt des Bremsbeginns der Linie II. Die Fläche unter dem Geschwindigkeitsverlauf entspricht dem in der Zeit  $t^* - t_1$  zurückgelegten Weg (hier für Linie II schattiert dargestellt)

der Folgekurve zwangsläufig hervor. Eine geringe Abschnittszeit in der Eingangskurve bedingt somit einen Zeitverlust in der Folgekurve. In ähnlicher Weise hängen Bremspunkt und minimale Kurvengeschwindigkeit zusammen. Ein extrem spätes Bremsen wird einem ebenso extrem engen Scheitelradius geschuldet, der eine geringe Kurvengeschwindigkeit diktiert. Zusammengefasst bedeutet das, ein Zusammensetzen vieler kleinster Abschnittszeiten führt zu einer unrealistisch minimalen Gesamtzeit.

### 4.3.3 Prüfstände und Prüfeinrichtungen *Test Rigs and Testing Facility*

Streckentests sind enorm kostspielig bzw. teilweise limitiert, daher werden vermehrt Prüfstände für intensive Untersuchungen herangezogen. Damit lassen sich unter definierten und somit nachvollziehbaren Umgebungsbedingungen Einzelteile, Baugruppen und sogar Fahrzeuge beladen und messen. Außerdem liefern diese Tests Daten für die Berechnung und bestätigen umgekehrt die Richtigkeit von Auslegungen, vgl. Abb. Q.18. Bei Streckentests kann sich das Team so auf die Steigerung der Fahrleistungen konzentrieren.

**Fahrimulator Motion Simulator.** Ein Fahrimulator vermittelt einer Testperson den Eindruck eines Fahrzeugs zu Lenken. Es handelt sich hierbei um einen Prüfstand, bei dem ein Mensch in die Wirkungskette eingebunden ist. Die Reaktionen des Fahrzeugs auf die Eingaben des „Fahrers“ beschreibt ein Computermodell. In einem Bewegungsgefühl für den Menschen werden sie durch Aktuatoren umgesetzt. Dadurch, dass der Mensch auf diese Fahrzeugantwort reagiert, ist der Regelkreislauf geschlossen. Man kann in dem Zusammenhang auch von Human-in-the-Loop in Abwandlung des Begriffs Hardware-in-the-Loop (HIL) sprechen. Abbildung Q.52 zeigt eine typische Hexapod-Plattform (Stewart-Plattform), wie sie für Fahrprüfstände eingesetzt wird. Die Plattform trägt einen Fahrerplatz und steht selbst auf sechs Beinen (daher der Name Hexa-Pod). Durch Längenänderung der Beine lassen sich sämtliche sechs Freiheitsgrade der Plattform im Raum (3 Rotationen und 3 Translationen) darstellen. Das Herstellen eines realistischen Bewegungsgefühls (*motion cueing*) birgt den größten Entwicklungsaufwand. Kurzzeitige Beschleunigungen und Stöße können direkt mit der Plattformbewegung abgebildet werden. Lang anhaltende Beschleunigungen, wie Querbeschleunigung bei Kurvenfahrt oder Längsbeschleunigung beim Bremsen, können nicht direkt mit der Plattform realisiert werden, weil die Verfahrenswege zu klein sind. Diese Beschleunigungsanteile werden durch Kippen der Plattform simuliert. Durch die entsprechenden Anteile der Erdbeschleunigung entsteht beim Menschen der gewünschte Eindruck einer anhaltenden Beschleunigung (allerdings ist damit natürlich nur max. 1 g darstellbar). Die Bewegungsgrößen, die der Rechner über das Fahrzeugmodell liefert, müssen also zunächst in hoch- und niederfrequente Anteile zerlegt und in Folge für die Ansteuerung der Aktuatorbeine aufbereitet werden. Neben den haptischen (körperlich durch Druck gefühlt) und vestibulären (über Gleichgewichtsorgan im Innenohr) Reizen vervollständigen Lautsprecher sowie ein Bildschirm oder eine Projektionsfläche die Sinneseindrücke für die Testperson.

Die Schwierigkeit bei der Abstimmung des Motion Cueing besteht darin, authentische Reaktionen des Menschen hervorzurufen und die sogenannte Simulatorkrankheit zu verhindern. Passen nämlich die Bewegungen des Simulators nicht mit den visuellen Eindrücken zusammen, kann das zu Schwindel und Übelkeit von Testpersonen führen. Aufwändige Simulatoren verfügen über eine Kuppel, auf die die Fahrumgebung projiziert wird und die so eine Rundumsicht für den Fahrer fingiert.

Mit solchen Fahrsimulatoren werden Fahrertrainings durchgeführt, Fahrer auf unbekannte Strecken vorbereitet und Fahrzeugsetups nach Fahrervorlieben erarbeitet. Manche Simulatoren verfügen über dieselben Messkanäle wie reale Fahrzeuge bzw. sogar solche, die am echten Fahrzeug gar nicht möglich sind, wie etwa die Beanspruchung der Reifen [39].

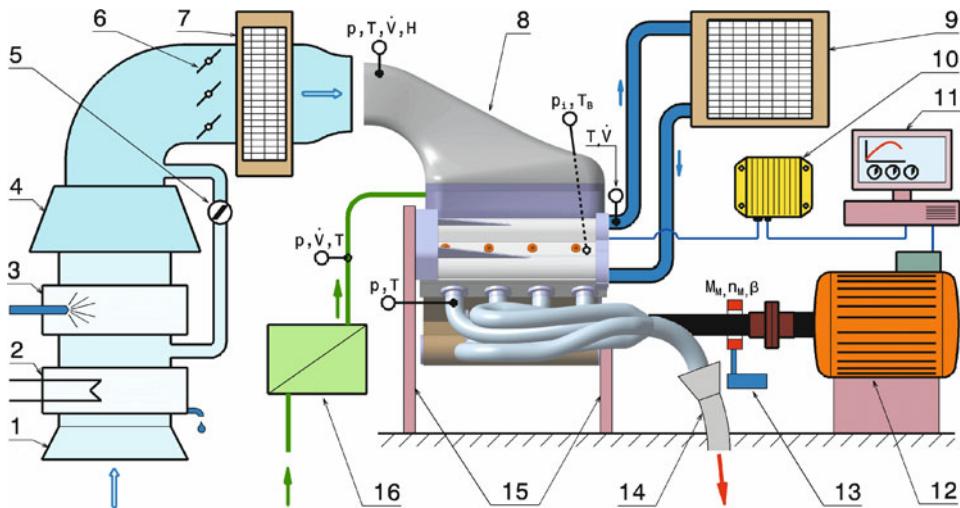
**Abb. Q.52** Fahrsimulator auf Hexapod-Basis



**Motorprüfstand *engine dynamometer*.** Ein Motorprüfstand ist unverzichtbarer Bestandteil jeder gezielten Motorentwicklung. Im Grunde geht es darum für den Motor nachvollziehbare Umgebungs- und Betriebsbedingungen zu schaffen und diese auch zu messen. Jeder Motor – egal ob völlig neu konstruiert oder bestehend und mit geänderten Systemen (Aufladung, Restriktor, Abgasanlage, ...) versehen – muss zuerst appliziert werden. Typische Entwicklungsziele sind hierbei: Sicherer Kalt- und Warmstart; breites, nutzbares Drehzahlband; hohe Spitztleistung ohne Klopfen (Ottomotor); annähernd lineare Momentenentfaltung über Drosselklappenstellung und verzögerungsfreies Übergangsverhalten. Für die Grundaufgabe der Motorabstimmung (*engine calibration*) reicht ein stationärer Prüfstand. Dabei werden Kennfelder für Zündzeitpunkt und Einspritzmenge erstellt, optimiert und auf dem Motorsteuergerät gespeichert. Auch für die Leistungsprüfung, die für die Freigabe jedes montierten Motors vorgenommen wird, genügt ein solcher Prüfstand. Der Motor wird bei festgehaltenen Drehzahlen von einer reinen Bremse (passive Belastungseinheit) mit bestimmten Momenten belastet und so die gewünschten Kennfeldpunkte (*mapping points*) angefahren. Eine weitere Aufgabe, die fester Bestandteil im Motorentwicklungsablauf ist, ergibt sich durch die Verbrennungsdagnostik. Zur Analyse der Verbrennung wird der Zylinderdruck über dem Kurbelwinkel erfasst (indiziert). Daraus kann der Wärmefreisetzung- und der Brennverlauf ermittelt werden. Des Weiteren ist die Verbrennungsstabilität von Interesse.

Für Untersuchungen an instationären Vorgängen wie Startverhalten, Beschleunigungsanreicherungen, Schaltvorgänge, Fahrbarkeit, Dauererprobungen und Rundensimulationen muss die Belastungseinheit aktiv sein, also nicht nur bremsen sondern auch antreiben können.

Folgende Größen beeinflussen die Motorleistung und die Emissionen direkt und müssen daher konstant gehalten (konditioniert) werden: Zusammensetzung des Kraftstoffs; Druck, Temperatur und Feuchte der Verbrennungsluft. Indirekt wird der Motor von seiner Umgebungstemperatur beeinflusst.



**Abb. Q.53** Schema eines Motorprüfstands. 1 Lufteinlass air inlet, 2 Entfeuchtung dryer, 3 Befeuchtung humidifier, 4 Verdichter fan, 5 Umluftklappe by-pass flap, 6 Regelklappe control flap, 7 Wärmetauscher heat exchanger, 8 Prüfling (Motor) specimen (engine) 9 Wärmetauscher heat exchanger, 10 Motorsteuergerät engine control unit 11 Rechner computer, 12 Belastungsmaschine transient dynamometer, 13 Drehmoment- und Drehzahllaufnehmer, Winkelmarkengeber torque and rotational speed sensor, crankshaft position sensor, 14 Abgasabfuhr exhaust gas outlet, 15 Aufnahmeverrichtung rig, 16 Kraftstoffkonditionierung fuel conditioning unit. Messgrößen der Messstellen measure variables of metering point:  $p$ : Druck pressure,  $T$ : Temperatur temperature,  $\dot{V}$ : Volumenstrom volume flow,  $H$ : Luftfeuchte air humidity,  $M_M$ : Motormoment engine torque,  $n_M$ : Motordrehzahl engine speed,  $\beta$ : Kurbelwinkel crank angle,  $p_i$ : indizierter Druck indicated pressure,  $T_B$ : Verbrennungstemperatur combustion temperature

Bei einem Serienaggregat stehen Schadstoffausstoß und Kraftstoffverbrauch neben Fahrbarkeit ganz oben auf der Prioritätsliste der Entwickler. Rennmotoren müssen dagegen bei geforderten Bedingungen maximale Leistung abgeben. Neben der allgemein üblichen Konditionierung der Betriebsmedien erfordert die Rennmotorenentwicklung eine hochdynamische Nachbildung des Luftdruckverlaufs, wie er sich an der Lufteinlassöffnung am Fahrzeug im Betrieb durch den Fahrgeschwindigkeitsverlauf einstellt (vgl. Abschn. E Airbox).

Das Schema eines dynamischen Prüfstands ist in Abb. Q.53 zu sehen. Die Entfeuchtung (2) erfolgt unmittelbar am Eingang (1) der Verbrennungsluft. Hier haben sich Kältetrockner bewährt. Die gewünschte Befeuchtung (3) erfolgt anschließend. Ein Verdichter (4) sorgt für das eingestellte Druckniveau. Zum Erreichen hoher Reaktionsgeschwindigkeiten bei Lastwechseln in beide Richtungen spielen neben der kontinuierlichen Bereitstellung von vorbereiteter, komprimierter Luft die Klappen (Bypass-Klappe (5) und Regelklappe (6)) samt derer Ansteuerung eine große Rolle [26]. Der Wärmetauscher (7) hält die eingestellte Lufttemperatur konstant. Der Luftanschluss zum Prüfmotor (8) erfolgt nicht dicht sondern über einen Spalt zur Airbox. Nur so kann eine Echtzeitsimulation des Gesamtdrucks (= statischer + dynamischer + geodätischer Druck) wirkungsvoll umgesetzt werden [27]. Ebenso wird am anderen Ende des Motorprozesses das Abgas offen abgesaugt (14). Der Motor arbeitet gegen eine Belastungseinheit (12). Diese nimmt Leistung auf (beschleunigte Fahrt) oder treibt den Motor an (Schiebebetrieb). Die Konditionierung der Kühlflüssigkeit und des Motoröls übernehmen geregelte Wärmetauscher (9). Der Prüfstandsrechner (11) regelt sämtliche Abläufe, gibt das Fahrprogramm und die Straßenlast vor (bedient über Aktuator das Fahrpedal und steuert die Belastungsmaschine (12)) und kommuniziert mit dem Motorsteuergerät (10). Die Kraftstoffzufuhr

erfolgt über eine weitere Konditioniereinheit (16). Zusätzlich sind die wichtigsten Messstellen und die erfassten Größen eingetragen. Nicht abgebildet sind die Be- und Entlüftung der Prüfstandszelle zur Abfuhr der Motorabwärme.

Für einen WRC-Rallye-Motor lesen sich die wichtigsten Eckdaten für einen transienten Motorversuch wie folgt [28]: Maximale Drehzahl  $10.000 \text{ min}^{-1}$ , max. Drehmoment 1000 Nm, Drehzahlgradient  $10.000 \text{ min}^{-1}/\text{s}$ , Kraftstofffluss 180 l/h, Kühlleistung 600 kW, Standard-Datenerfassung (96 Kanäle mit 50 Hz), hochdynamische Datenerfassung (16 Kanäle mit 50 Hz und 6 Kanäle mit 10 GHz), Zylinderdruck-Indizierung (4 Kanäle, Auflösung 0,05 °Kurbelwinkel).

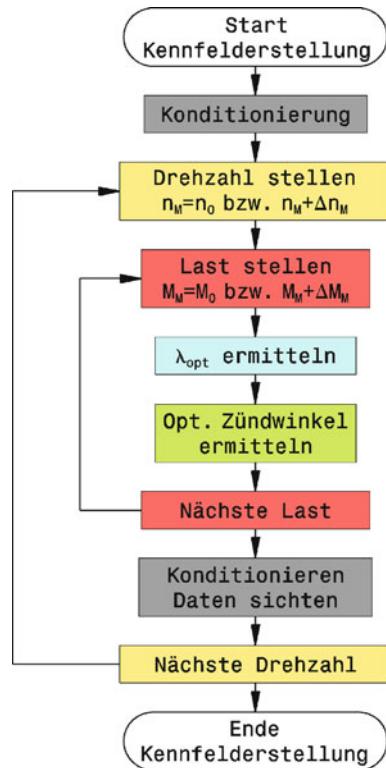
Prüfstände können auch schwenkbar ausgeführt werden, damit der Grenzschwenkwinkel für einen intakten Schmierölhaushalt ermittelt werden kann. Dies ist zum einen interessant für geländegängige Fahrzeuge und zum anderen für Fahrten mit extremen Beschleunigungen in Längs- und Querrichtung.

Die erste Aufgabe am stationären Motorprüfstand ist die Applikation. Das elektronische Steuergerät benötigt Daten, damit es aus gemessenen Größen (Drehzahl, eingebrachte Luftmasse, Temperatur,...) die benötigten Werte von Kraftstoffmenge und Zündzeitpunkt ermitteln kann. Diese Daten werden systematisch über dem Betriebsbereich des Motors ermittelt und in Kennfeldern abgelegt. Welche Größen dafür erfasst werden, gibt die Art der Motorsteuerung vor. Obwohl im Grunde kein Unterschied zur Steuerung eines Serienmotors besteht, werden eigene Motorsteuergeräte im Motorsport eingesetzt. Die Gründe sind: Die Motoren drehen wesentlich höher und die Erfassung der Steuergröße darf keinen Leistungsverlust verursachen. Die Steuerung erfolgt im Allgemeinen über eine von drei Arten. Bei einer Methode geben Drosselklappenwinkel und Motordrehzahl die Einspritzmenge vor (Alpha-n-Methode, bei Saugmotoren). Bei einem weiteren System liefert ein Drucksensor im Saugrohr (*MAP sensor, manifold absolute pressure*) ein Signal, aus dem die eingebrachte Luftmasse errechnet werden kann (Turbomotoren). Zusammen mit der Motordrehzahl ermittelt daraus das Steuergerät die Einspritzmenge. Vor allem bei Serienmotoren findet man die dritte Methode: Ein Luftmassenmesser misst direkt den Massenstrom der Verbrennungsluft. Über die Motordrehzahl und weitere Parameter errechnet das Steuergerät die erforderliche Einspritzmenge. Die Einspritzmenge wird bei allen drei Systemen durch Vorgabe der Öffnungszeit des Einspritzventils eingestellt. Der erste Motorstart und die erste Applikationsarbeit werden mit einem einfachen, vorhandenen Kennfeld begonnen. Ein alternatives Vorgehen bietet ein Prüfstand mit aktiver Bremse. Hier kann der Motor zunächst im Schleppbetrieb von der Belastungseinheit angetrieben werden und bei festgehaltenem Zündzeitpunkt (ca. 20° vor OT) wird die Einspritzmenge erhöht, bis der Motor (von selbst) läuft. Auf diese Art lässt sich in Schritten von etwa  $1000 \text{ min}^{-1}$  das nutzbare Drehzahlband abfahren und bedaten. In Folge wird die Last des gefeuerten Motors erhöht und das Einspritzkennfeld über die bekannten Drehzahlschritte erweitert.

Bei der Erstellung bzw. Erweiterung eines Kennfelds wird der fahrbare Bereich rasterartig abgefahren, d. h. es wird ein Netz an Betriebspunkten erstellt. Für jeden dieser Punkte werden das optimale Luft-Kraftstoffverhältnis sowie der beste Zündzeitpunkt ermittelt. Dieser Raster wird im Motorsteuergerät (ECU) abgespeichert. Zwischen den bekannten Betriebspunkten interpoliert das Steuergerät. Den gesamten Ablauf der Vorgehensweise am Motorprüfstand zeigt Abb. Q.54 als Flussdiagramm.

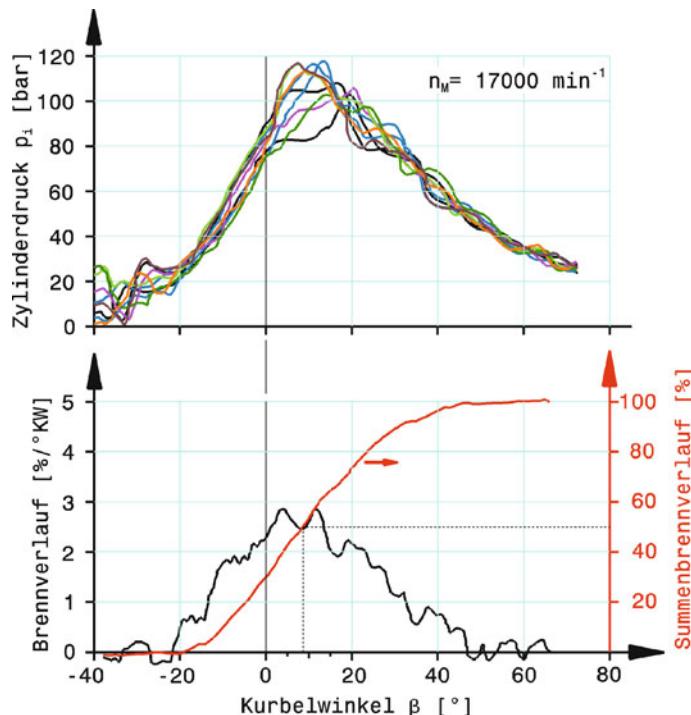
Der Motor wird zunächst auf Betriebstemperatur gebracht (konditioniert) und gegebenenfalls eingefahren. Dann wird die erste lauffähige Motordrehzahl eingestellt und festgehalten. Nun werden verschiedene Lastpunkte angefahren, von Leerlauf bis Vollast. Für jeden Punkt muss das Luft-Kraftstoffverhältnis und der Zündzeitpunkt festgelegt werden. Im Allgemeinen beginnt die Entwicklung mit dem Luft-Kraftstoffverhältnis (Kennwert Luftzahl  $\lambda$ ). Dabei wird das Verhältnis von mager (Luftüberschuss) bis fett (Luftmangel) verstellt, bis das größte Drehmoment vom Motor abgegeben wird. Das Ziel ist den Punkt mit dem höchsten Wirkungsgrad zu finden, also hohes Moment mit geringstem Kraftstoffeinsatz. Ebenso wird der Zündwinkel mit dem selben Ziel variiert. Bei Serienmotoren

**Abb. Q.54** Ablauf bei der Erstellung eines Motorkennfelds



verkompliziert sich die Vorgehensweise, weil die gesetzlich reglementierten Abgasbestandteile ein zentrales Thema sind und daher viele Kompromisse eingegangen werden müssen. Sind Werte für den aktuellen Betriebspunkt gefunden, wird die Last erhöht, d. h. die Belastungseinheit des Prüfstands wird auf ein stärkeres Bremsmoment eingestellt und der Drosselklappenwinkel des Motors vergrößert, damit die Zieldrehzahl gehalten werden kann. Sind bei einer Drehzahl die Werte der Luftzahl und des Zündwinkels für sämtliche geplanten Lastpunkte ermittelt, wird die nächste Drehzahl eingestellt. Davor läuft der Motor einige Zeit im Leerlauf, bis die Temperaturen von Schmieröl und Kühlflüssigkeit wieder die Wunschwerte erreicht haben. Die Schrittweite der Drehzahlerhöhung liegt üblicherweise bei  $400 \text{ min}^{-1}$ . So wird auch das fahrbare Drehzahlband des Motors schrittweise bis zur Höchstdrehzahl abgedeckt, wodurch die Motorsteuergrößen für das gesamte Kennfeld zumindest netzförmig festgelegt worden sind.

Zur Bestimmung des wirkungsgradoptimalen Zündzeitpunkts werden entweder die Spitzen-drucklage oder repräsentative Punkte des Brennverlaufs herangezogen. Beispielhaft für die Verbrennungsdagnostik zeigt Abb. Q.55 eine Verbrennungsauswertung. Das Diagramm oben gibt gemessene Druckverläufe in einem Zylinder (indizierter Druck) wieder. Man kann die für einen Formel-1-Motor typischen starken zyklischen Schwankungen gut erkennen. Aus einer größeren Anzahl (ca. 100–300) von Folgezyklen wird eine statistische Auswertung vorgenommen und in Folge mit Hilfe des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik die Wärmefreisetzung errechnet, Diagramm unten. Der Brennverlauf beschreibt die Rate der Energiefreisetzung (*rate of heat release*), also die augenblicklich freigesetzte Energie im Verhältnis zur gesamten mit dem Brennstoff zuge-

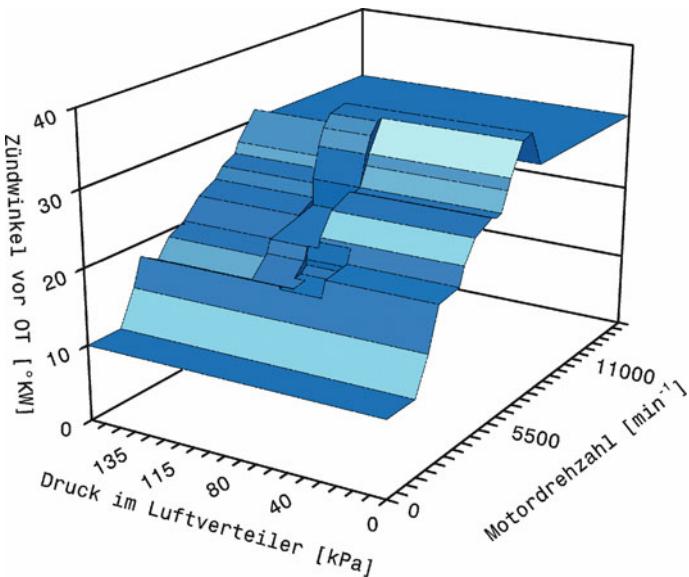


**Abb. Q.55** Beispiel einer Verbrennungsanalyse [29]. Daten eines 3-l V10 Saugmotors (Formel 1), 5. Zylinder. oben: Indizierte Druckverläufe, unten: Analyse der Verbrennung, gemittelt aus 100 Folgezyklen des Druckverlaufs. 50 % des eingebrachten Brennstoffs sind bei etwa 8–9 °KWW verbrannt

führten Energie. Der Summenbrennverlauf (*mass fraction burn*) ergibt sich daraus durch Integration über dem Kurbelwinkel. Bei 50 % liegt der Verbrennungsschwerpunkt und bei 100 % das Brennende.

Abbildung Q.56 zeigt exemplarisch das Zündkennfeld eines Motorradmotors, der für den Einsatz bei der Formula SAE mit einem Kompressor aufgeladen wurde. Auf einem Prüfstand wurden die Zündwinkel für max. Moment ermittelt, indem bei sonst fest eingestellten Größen nur der Zündwinkel variiert wurde (Zündhaken, MBT *minimum spark (ignition advance) for best torque*).

**Getriebeprüfstand Transmission Test Rig.** Auf einem dynamischen Getriebeprüfstand, Abb. Q.57, kann die Antriebseinheit im Grunde wie auf der Rennstrecke belastet werden. Statt des Motors bringt eine elektrische Maschine (1) oder ein Hydraulikmotor die gewünschten Werte von Drehmoment und Drehzahl auf der Kupplungsseite des zu untersuchenden Getriebes (6) auf. Dabei kommt es auf eine hohe Dynamik der Maschine an. Massenträgheitsmomente bei Formel-1-Anwendungen liegen im Bereich von  $0,014 \text{ kgm}^2$ , für NASCAR-Tests bei  $0,5 \text{ kgm}^2$  [31] (zum Vergleich weisen Belastungseinheiten für Pkw-Anwendungen etwa  $1 \text{ kgm}^2$  auf). Ausgangsseitig wird über die linke und rechte Seitenwelle je eine Belastungseinheit (5, 7) anstelle der Räder angetrieben. Diese Belastungseinheiten sind aber keine reinen Bremsen, sondern sie können auch unterschiedliche Drehzahlen darstellen und so Kurvenfahrt simulieren. Außerdem können sie auch antreiben und dabei für das Getriebe die Belastungen eines Schiebebetrags (Motorbremse bzw. Aktivierung Energierückgewinnung) aufbringen.

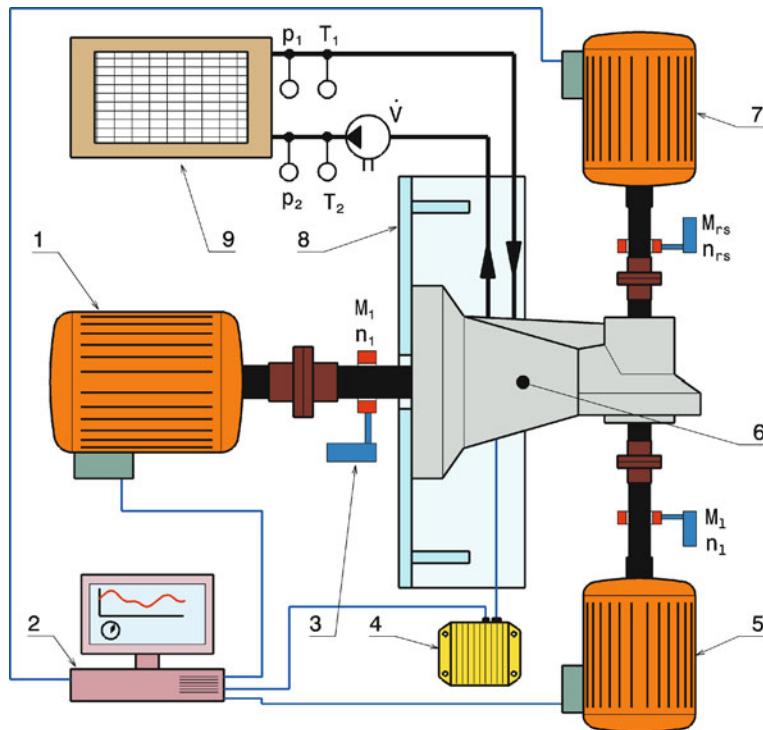


**Abb. Q.56** Zündkennfeld für einen kleinvolumigen Ottomotor, nach [30]. Grundmotor: Yamaha 5SL1-AE1, 4 Zylinder,  $600 \text{ cm}^3$ . Der Motor wurde für eine Teilnahme am Formula-SAE-Bewerb mit einem Kompressor aufgeladen und weist reglementbedingt am Anfang der Saugstrecke einen Luftpengenbegrenzer auf

gen. Der Prüfstandsrechner (2) steuert den Antriebsmotor und die Belastungseinheiten nach dem vorgegebenen Prüfprogramm an. Das Prüfprogramm stammt beispielsweise aus einer Messung, die während eines Bewerbs auf einer bestimmten Rennstrecke aufgezeichnet wurde. Ebenso kommuniziert der Rechner mit dem Getriebesteuergerät (4), das bei Formel-1-Getrieben nicht nur Kupplung und Schaltung, sondern auch das Differenzial kontrolliert. Der Rechner erfasst und speichert dazu noch sämtliche Messwerte, die z. B. berührungslose Drehzahl- und Drehmomentaufnehmer (3) liefern. Aus der Differenz zwischen Eingangs- und Ausgangsleistung kann der Wirkungsgrad des Getriebes bestimmt werden. Das Schmieröl des Getriebes wird auf einem bestimmten Zustand gehalten (konditioniert). Diese Aufgabe übernimmt eine eigene Einheit (9) bestehend aus Pumpe und Wärmetauscher samt Temperaturregler.

Mit diesem Prüfstand kann u. a. die Mindestölmenge ermittelt werden, die zur Kühlung und Schmierung der Zahnräder sowie Lager erforderlich ist. Manche Prüfstandsvorrichtungen können dazu noch um zwei Achsen gekippt werden und der Ölpiegel im Getriebe erfährt somit eine Auslenkung wie beim Bremsen/Beschleunigen und bei Kurvenfahrten (links/rechts). Ebenso kann die Lebensdauer des Getriebes auf einem dynamischen Prüfstand abgesichert werden. Schaltvorgänge können unter Last durchgeführt und ihre mechanische Auswirkung auf den Antriebstrang untersucht werden.

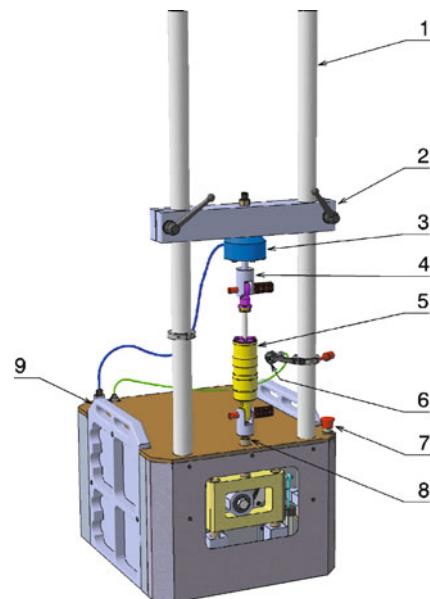
Zur gemeinsamen Untersuchung der Motor-Getriebeeinheit (*power pack*) werden manchmal die beiden oben beschriebenen Prüfstände kombiniert. Auf einem solchen Antriebstrangprüfstand treibt der Motor das Getriebe wie im Fahrzeug an. Am Getriebeausgang bzw. statt des Radantriebs sitzen Belastungseinheiten, die die Straßenlast simulieren. Damit lassen sich realitätsnah Kurvenfahrten, unterschiedliche Reifenschlupfraten links/rechts und Curbs-Überfahrten darstellen. Außerdem kommen die gegenseitigen Beeinflussungen (Torsionsschwingungen,...) von Verbrennungsmotor und Getriebe hinzu.



**Abb. Q.57** Schema eines Getriebeprüfstands. 1 Antriebsmotor driving motor, 2 Rechner computer, 3 Drehmoment- und Drehzahlaufnehmer torque and rotational speed sensor, 4 Getriebesteuergerät transmission control unit, 5 Linke Belastungseinheit power absorber unit left, 6 Prüfling tests pecimen, 7 Rechte Belastungseinheit power absorber unit right, 8 Haltevorrichtung mounting bracket, 9 Konditioniereinheit conditioning unit. Messgrößen measured variable:  $p_1, p_2$ : Öldruck Eingang bzw. Ausgang oilpressure in resp. out,  $T_1, T_2$ : Öltemperatur Eingang bzw. Ausgang oil temperature in resp. out,  $\dot{V}$  : Volumenstrom flow rate,  $M_1, M_{rs}$ : Drehmoment Eingang, Ausgang links bzw. rechts torque input, output left resp. right,  $n_1, n_{rs}$ : Drehzahl Eingang, Ausgang links bzw. rechts rotational speed input, output left resp. right

**Bremsenprüfstand Brake Dynamometer.** Vom Aufbau her ähnlich wie ein Getriebeprüfstand sieht ein Bremsenprüfstand aus. Dieser dient dazu eine Bremse, also das System Bremsscheibe, Bremsbelag und Bremszange, im Betrieb zu untersuchen. Ein Elektromotor treibt eine Welle, auf der kuppelbare Schwungräder sitzen, auf die Wunschdrehzahl an. Diese Rotoren repräsentieren die rotierenden Massen und die anteilige translatorische Masse eines Fahrzeugs, d.h. die kinetische Energie dieser Anordnung muss dem Anteil eines fahrenden Fahrzeugs entsprechen, für den die Prüf-Bremsscheibe zuständig ist. Am anderen Ende der Welle sitzt die Prüfbremsscheibe. Die Bremszange stützt sich am Gestell ab, auf dem auch der Antriebsmotor montiert ist. Ist die Zielgeschwindigkeit erreicht, wird mit einer Bremsung begonnen. Je nach Untersuchungsziel wird mit konstantem Hydraulikdruck oder mit gleichbleibendem Bremsmoment gebremst. Während dieses Vorgangs, werden interessierende Größen aufgezeichnet, so etwa Drehzahl, Temperaturen (Scheibenoberfläche, Bremszange,...), Betätigungsdruck und Bremsmoment. Es können auch Folgebremssungen vorgenommen werden. Die Wärmeabfuhr durch den Fahrtwind simuliert ein Gebläse. Des Weiteren kann die Beanspruchung durch einen Rennlauf nachgestellt werden. In dem Fall erhält der Elektromotor bzw. der

**Abb. Q.58** Mobiler Dämpferprüfstand (Bauart Roehrig). 1 Säulen columns, 2 Querbalken crossbar, 3 Kraftmessdose load cell, 4 Gabel clevis, 5 Prüfling specimen, 6 Temperaturfühler temperature sensor, 7 Notausschalter emergency stop, 8 Aktuator actuator, 9 Tragegriff handle



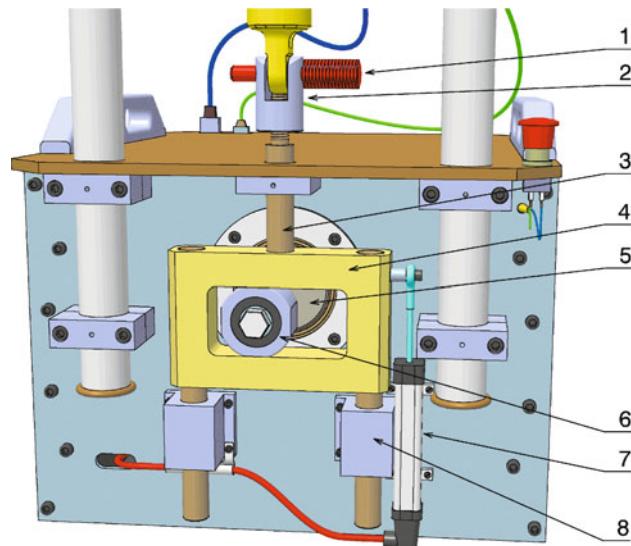
Frequenzumrichter vom Steuerrechner des Prüfstands die Zielgeschwindigkeiten samt den Beschleunigungen von aufgezeichneten Daten eines Rennlaufes. Die Betätigung der Bremse erfolgt ebenfalls vom Prüfstandsrechner. Weitere Messungen können sein: Deformation der Bremsscheibe bzw. des Scheibentopfs (auch im Betrieb mit berührungslosen Messverfahren), Verschleißraten von Scheibe und Belag sowie Lebensdauer der Bauteile.

**Dämpferprüfstand Damper Dynamometer.** Die Funktion von Dämpfern und die Auswirkung von bestimmten Einstellungen können auf einem Dämpferprüfstand untersucht und reproduzierbar gemessen werden. Mit solchen Prüfständen werden Aufwärmzyklen gefahren, Gas- und Reibungskräfte ermittelt und Dämpferkennlinien aufgenommen. Außerdem können Federkennlinien aufgezeichnet werden. Aufbau und Funktion sollen an Hand einer mobilen Einrichtung, wie sie von vielen Teams gerne eingesetzt wird, erklärt werden, Abb. Q.58.

Der Prüfling (5) wird zwischen einer feststehenden, in der Höhe verstellbaren Aufnahme (2) und einer bewegten Aufnahme (8) eingespannt. Vom Aktuator wird dem Dämpfer eine Hubbewegung aufgezwungen. Die Reaktionskräfte des Dämpfers werden von einer Kraftmessdose (3) erfasst. Die Dämpfertemperatur wird durch einen Infrarotsensor (6) berührungslos gemessen. Ein an dieses Gerät angeschlossener Computer steuert den Prüfablauf, zeichnet die Messwerte auf und wertet diese Größen nach unterschiedlichen Kriterien aus.

Die genaue Arbeitsweise des Aktuators erkennt man bei abgenommener Abdeckung, Abb. Q.59. Ein Exzenter (6) ist auf die Stirnseite der Elektromotorwelle (5) geschraubt. Bohrungen mit unterschiedlichen Abständen zur Drehmitte ermöglichen das Einstellen unterschiedliche Hübe. Gängige Hübe sind 30, 40, 50 und 100 mm. 40 mm Hub ist ein „klassisches“ Maß für Formel-3-Fahrzeuge, Tourenwagen fahren typischerweise mit 50 mm Dämpferhub und 100 mm Hub sind für geländegängige Fahrzeuge geeignet. Die kontinuierliche Drehbewegung des Exzentrums wird durch die Kurbelschleife (4) in eine harmonische Hubbewegung übersetzt, in dem diese nur die vertikalen Anteile mitmacht. Diese Bewegung wird direkt über die Stange (3) auf das untere Dämpferauge übertragen. Der zu-

**Abb. Q.59** Detail des Dämpferprüfstands von Abb. Q.58 (Abdeckung entfernt).  
 1 Stift pin, 2 Gabel clevis, 3 Aktuatorstange actuator shaft,  
 4 Kurbelschleife scotch yoke, 5 Motorwelle motor shaft, 6 Exzenter eccentric, 7 Wegaufnehmer displacement sensor, 8 Stangenführung rod guide. Das Ende der Aktuatorstange (3) weist ein Gewinde auf. Damit ist ein spielfreies Drücken des Dämpferauges gegen den Stift (1) und die Bohrung der Gabel (2) möglich



rückgelegte Weg wird von einem Wegaufnehmer (7) erfasst. Die dazu gehörige Kraft misst der Kraftaufnehmer (3, Abb. Q.dam) am fest gehaltenen Auge. Damit kann der Rechner bereits den grundlegenden Zusammenhang „Dämpferkraft über Kolbenstangenweg“ für eine bestimmte Motordrehzahl aufzeichnen. Dabei vollführt der Exzenter aus Gründen der Messgenauigkeit mehrere Umdrehungen und der Dämpfer durchfährt somit mehrmals aufeinanderfolgende komprimierende und expandierende Hubbewegungen. Daraus kann der durchschnittliche Verlauf eines Vollhubs errechnet werden. Bei Einrohrdämpfern wird die statische Kraft, die durch den Gasdruck auch bei unbewegtem Dämpfer vorherrscht, vom Rechner als Konstante von den ermittelten Werten abgezogen. Dieser Vorgang wird für unterschiedliche Motordrehzahlen wiederholt und es folgen Diagramme wie Abb. H.93. Entnimmt man nur die Kraftwerte, die bei maximaler Stangengeschwindigkeit auftreten – also in der Mitte zwischen den beiden Endlagen – und trägt diese über der Geschwindigkeit auf, so folgen Diagramme wie Abb. H.94 und H.96 (Kennlinie Kraft über Geschwindigkeit).

Die mathematischen Zusammenhänge folgen aus der Kinematik der Kurbelschleife, Abb. Q.60. Im Gegensatz zum oben vorgestellten Prüfstand ist in dieser Abbildung der Dämpfer liegend angeordnet. Die Wegkomponente  $z$  folgt aus dem Kurbelwinkel  $\omega$ , die Dämpfergeschwindigkeit aus deren Ableitung nach der Zeit:

$$z = e \cdot \sin(\varphi) \quad (\text{Q.30})$$

$z$  Weg, m

$$\dot{z} = v_D = e \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \quad (\text{Q.31})$$

mit  $\omega = \dot{\varphi}$

$e$  Exzentrizität, m

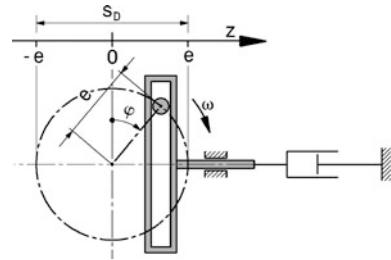
$\varphi$  Kurbelwinkel, rad

$s_D$  Dämpferhub, m,  $s_D = 2e$

$\omega$  Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle,  $\text{s}^{-1}$

$v_D$  Kolbengeschwindigkeit des Dämpfers, m/s

**Abb. Q.60** Skizze zu Kinematik einer Kurbelschleife. Benennung der Größen siehe (Q.30)

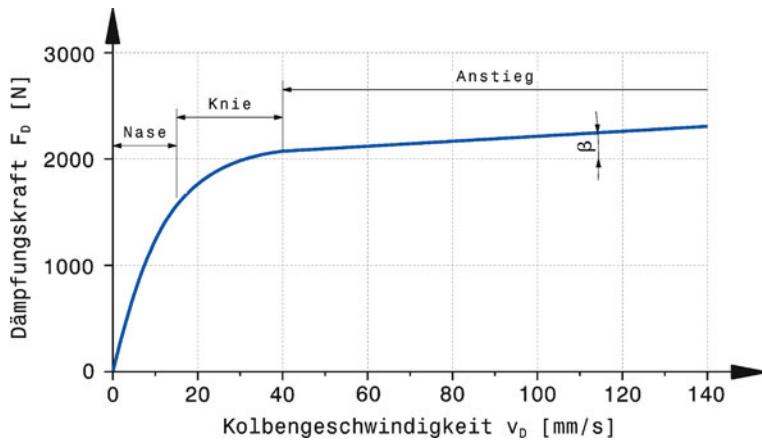


Die Geschwindigkeit über der Zeit  $t$  folgt also einer harmonischen Funktion. Der Betrag der maximalen Kolbengeschwindigkeit ist  $e\omega$  und tritt bei den Winkeln  $\varphi = 0$  und  $\pi$  auf, also genau auf halben Weg zwischen den beiden Endlagen  $-e$  (ausgefahren) und  $+e$  (eingefahren). In den beiden Umkehrpunkten  $\varphi = \pi/2$  und  $3\pi/2$  ist die Geschwindigkeit gleich Null.

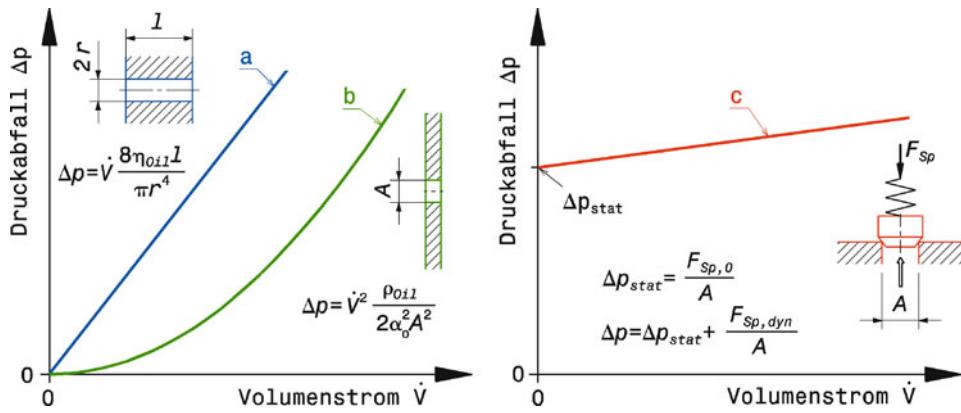
Die Anregung des Dämpfers mit einer harmonischen Funktion entspricht i. A. nicht der stochastischen (regellosen) Bewegung beim Befahren einer realen Fahrbahn. Soll der Dämpfer wie im Fahrzeug beansprucht werden, muss der Prüfstand mit einem Linearmotor ausgerüstet sein, der den gewünschten Geschwindigkeits-Weg-Verlauf für die Kolbenstange darstellen kann.

Der charakteristische Verlauf einer typischen Dämpferkennlinie kann in drei Bereiche eingeteilt werden, Abb. Q.61. Ein steiler Anstieg (Nase) bei geringen Geschwindigkeiten geht durch einen Übergang (Knie) von 10.15 bis 30.40 mm/s in einen (meist linearen) Verlauf (Anstieg) im Hochgeschwindigkeitsbereich über. Die sogenannte Kniegeschwindigkeit kennzeichnet den Übergangsbereich von der Beeinflussung der Bewegung der gefederten zur Beeinflussung der ungefederten Massen.

Der Verlauf der Kennlinie wird – neben der Ölviskosität – durch die Gestaltung der Dämpferventile beeinflusst. Die Dämpferkraft ergibt sich durch die verdrängende Kolbenfläche, auf die eine



**Abb. Q.61** Allgemeine Dämpferkennlinie. Der Verlauf der Kennlinie kann typischerweise in drei Bereiche eingeteilt werden: Nase nose, Knie knee, Anstieg slope



**Abb. Q.62** Wirkprinzipien hydraulischer Widerstände. **a** laminare Strömung in Bohrung, **b** Drosselblende, **c** Druckbegrenzungsventil.  $\eta_{Oil}$  dynamische Ölviskosität,  $Ns/mm^2$ ,  $\rho_{Oil}$  Dichte des Öls,  $kg/mm^3$ ,  $A$  Drosselquerschnitt,  $mm^2$ ,  $\alpha_0$  Durchflusskoeffizient,  $-$ ,  $F_{Sp}$  Federkraft, N

Druckdifferenz wirkt (vgl. auch Abschn. H.5.2, insbesondere (H.9)):

$$F_D = \Delta p A_D \quad (\text{Q.32})$$

$F_D$  Dämpferkraft, N

$$\dot{V} = v_D A_D \quad (\text{Q.33})$$

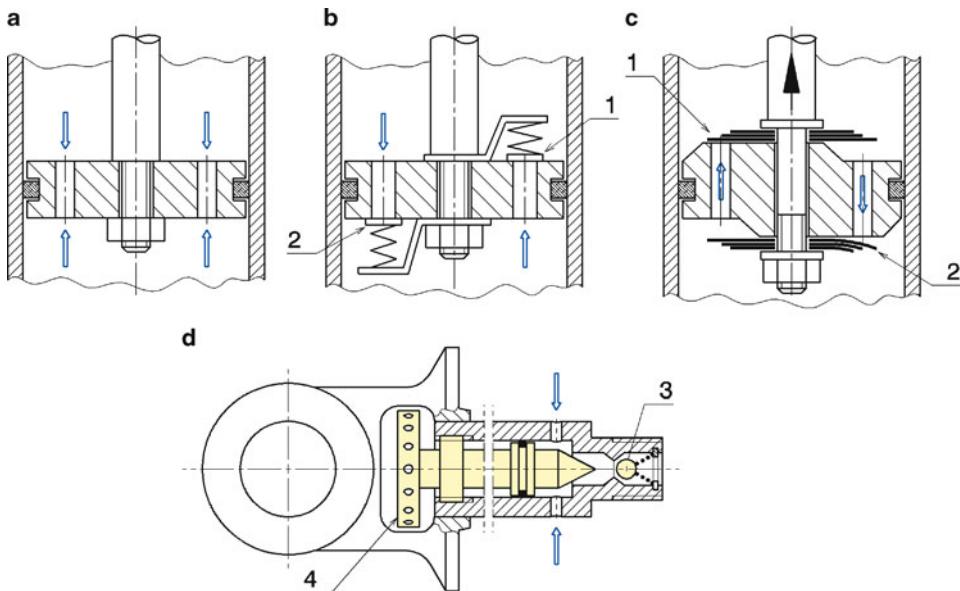
$\Delta p$  Druckabfall, N/mm<sup>2</sup>

$A_D$  Verdrängerfläche des Kolbens, mm<sup>2</sup>. Diese Fläche ist jene Fläche, die das Öl im betrachteten Augenblick verschiebt (also abzüglich der aktiven Drosselbohrungen und in der Zugstufe ohne Kolbenstangenquerschnitt).

$\dot{V}$  Volumenstrom des Öls, mm<sup>3</sup>/s.

Die Druckdifferenz wiederum ist eine Funktion des Öl-Volumenstroms und der Drosselart. Abbildung Q.62 liefert hierzu eine Zusammenstellung der wichtigsten hydraulischen Widerstände und ihrer Einflussgrößen.

Wie diese hydraulischen Widerstände im Dämpferkolben realisiert werden, zeigt Abb. Q.63 schematisch. Kleine Bohrungen im Kolben (a) werden von beiden Seiten, also bei Zug- und Druckbewegung, durchströmt und ergeben eine stark progressive Kennlinie. Federbelastete Ventilplatten auf größeren Bohrungen (b) öffnen den Drosselspalt bei höheren Geschwindigkeiten weiter und bewirken so einen degressiven Verlauf. Außerdem können Zug- und Druckstufenventil mit unterschiedlichen Kraftverläufen gestaltet werden. Werden Ventilplatten und Federn zu einem Bauteil vereint, wird Baulänge gespart (c). Die Ventilkennung kann durch Anzahl und Gestaltung (Dicke, Durchmesser) der Federpakete eingestellt werden. Für geringe Öldurchsätze – also für den Low-Speed-Bereich – bieten sich Nadelventile (d) an. Solche Ventile können in der Kolbenstange untergebracht werden und sowohl für die Zug- als auch für die Druckstufe eingesetzt werden. Ein Rückschlagventil (3) stellt die gewünschte Durchflussrichtung sicher. Nadelventile können durch axiale Verschiebung der Nadel justiert werden. Dies geschieht am einfachsten über ein Gewinde. Die Nadel wird über ein Einstellräddchen (4) gedreht und so verkleinert bzw. vergrößert sich der Ringspalt.



**Abb. Q.63** Bauarten von Dämpferventilen, schematisch. **a** Drosselbohrungen *orifice*, **b** federbelastete Ventile *spring loaded valves*, **c** Paket von Federplättchen *stack of shims*. Die Kolbenstange fährt nach oben und das Zugstufenventil öffnet durch Biegen der Plättchen, **d** Nadelventil *needle valve*. **1** Druckstufenventil *bump valve*, **2** Zugstufenventil *rebound valve*, **3** Rückschlagventil *check valve*, **4** Einstellräddchen *adjuster*

Einen linearen Kraftverlauf liefern entweder Ventilplatten mit geringer Vorspannung oder eine Kombination aus konstantem Durchlass und Federplättchen. Der Winkel der Steigung wird durch Federhärte, Anzahl und Stapelform der Plättchen justiert. Die Höhe der Dämpfung wird diktiert bei kleinen Kolbengeschwindigkeiten von Entlüftungskanälen und eingeprägten Voröffnungen sowie Ventile für geringe Fließgeschwindigkeit, im mittleren Geschwindigkeitsbereich durch die Öffnungsweite der Ventilplatten (Vorspannung der Feder) und bei hohen Geschwindigkeiten (Ventile voll geöffnet) durch die Zahl und Durchmesser der Bohrungen.

Abbildung Q.64 gibt eine Auswahl an unterschiedlich ausgeführten Dämpferkolben wieder. Bei Rennfahrzeugen für die Rundstrecke wird im Hochgeschwindigkeitsbereich auf lineares bis degressives Verhalten abgezielt. Verstellbare Nadelventile für den Low-Speed-Bereich werden vorteilhaft in der Kolbenstange untergebracht.

Ein Dämpfer beeinflusst das Schwingungsverhalten der gefederten und ungefederten Massen und dies in Zug- und Druckrichtung. Die Auswirkungen der Kennlinien auf das Fahrverhalten zeigt Abb. Q.65 in einem schematischen Überblick.

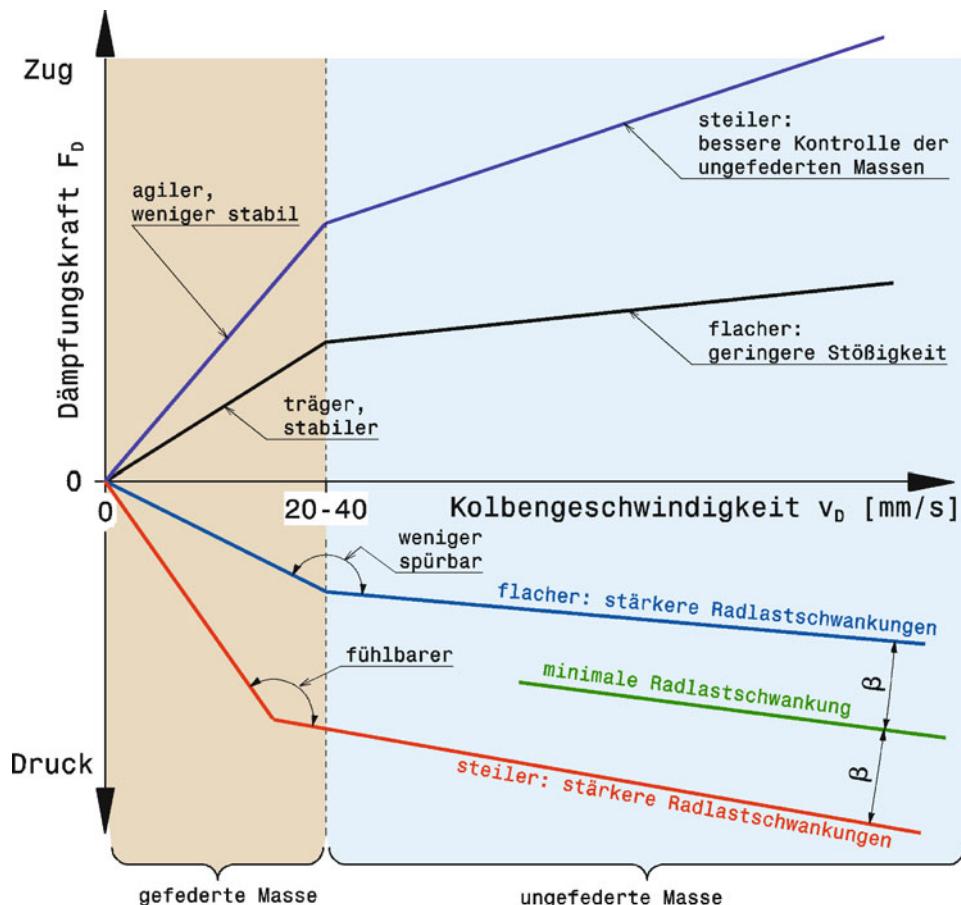
**Fahrdynamikprüfstände Road-Simulator.** Die vergleichsweise einfachste Art die Vertikaldynamik, also das Aufbauverhalten hervorgerufen durch Radhubbewegungen, zu untersuchen bieten 4-Stempel-Anlagen (*4-post test rig*). Diese sind daher bevorzugt bei Serienfahrzeugen zu finden. Die Räder des Testfahrzeugs stehen auf jeweils einem Hydraulikstempel, der in vertikaler Richtung die Fahrbahnanregungen simuliert oder nach Vorgabe einen gewünschten Frequenzbereich mit einer sinusförmigen Bewegung durchläuft (Sweep Test). Der Aufbau antwortet auf die Anregungen entsprechend der Feder-Dämpferabstimmung (sog. Übertragungsfunktion). Die Bewegungen werden nach Frequenz, Geschwindigkeit und Weg aufgezeichnet und ausgewertet. Damit kann die grundsätz-

**Abb. Q.64** Auswahl an unterschiedlichen Dämpferkolben. Die Gestaltung der Kolben (im Zusammenspiel mit den Ventilplättchen) zielt auf eine lineare Charakteristik im Hochgeschwindigkeitsbereich ab



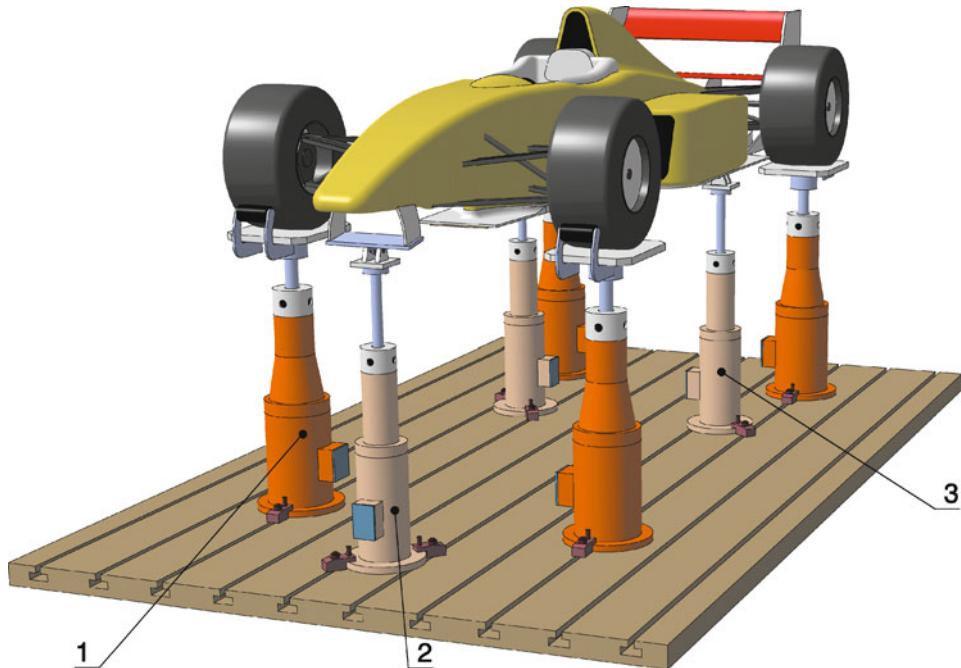
liche Feder-Dämpfersauslegung ermittelt werden und das Verhalten der beiden Achsen aufeinander abgestimmt werden. Ergebnisse sind u. a. Eigenfrequenzen von Vorder- und Hinterachse, dynamischer Bodenabstand, maximale Federwege und Dämpfergeschwindigkeitshistogramme. Während bei Serienfahrzeugen diese Anlagen zur Prüfung ausreichen, kommen bei Rennfahrzeugen neben den Masseneinflüssen noch aerodynamische Kräfte hinzu. Deshalb kommen 6-Stempel-Anlagen zum Einsatz. Zwei zusätzliche Hydraulikzylinder (*aero loader*) simulieren dabei die Luftabtriebskräfte vorne und hinten, indem diese an geeigneter Stelle am Aufbau befestigt werden. Eine Simulation von Streckenfahrten (*track replay*) ist allerdings nur mit 7-Stempel-Anlagen (*7-post road simulator*) möglich, Abb. Q.66. Neben den vier hochfrequenten Rad-Stempeln (1) ermöglichen zwei niederfrequente Stempel (3) im hinteren Wagenbereich nicht nur das Aufbringen der hinteren Abtriebskraft sondern auch die Einleitung einer Seitenneigung (Rollbewegung). Der ebenfalls niederfrequente Stempel (2) für den Abtrieb vorne, sorgt auch für die Nickbewegung des Wagens. Solche Prüfstände sind äußerst hilfreich beim Erstellen eines streckenspezifischen Basis-Setups. Geht es jedoch um Festigkeit und Verformungen bei Radaufhängungen müssen andere Prüfstände eingesetzt werden, die Kräfte und Momente in sämtlichen relevanten Richtungen aufbringen, wie die unten beschriebenen. Eine weitere Einschränkung ergibt sich aus dem Phänomen, dass rollende Reifen weniger dämpfen als ruhende.

Auf einem Fahrdynamikprüfstand werden die Räder durch die Stempel zu Hubbewegungen angeregt und die gefederten Massen folgen diesen Bewegungen je nach Frequenz und Feder/Dämpferabstimmung mehr oder weniger. Vor der näheren Betrachtung des Fahrzeugverhaltens sollen die typischen Frequenzbereiche von Fahrzeugkomponenten in Erinnerung gerufen werden (vgl. auch Abschn. H.5.2). Aufbaubewegungen erfolgen mit geringen Frequenzen (< 5 Hz), die ungefederten Massen schwingen im Bereich um 5 bis 20 Hz und die Reifenaufstandsfläche federt mit hohen Frequenzen (über 20 Hz). Fährt man einen Frequenzbereich mit gleichbleibender Stempelhubamplitude durch und zeichnet die Antwort des Wagens auf, erhält man ein Diagramm wie Abb. Q.67. In einem doppelt logarithmischen Maßstab sind die Übertragungsfunktionen vom Aufbau (1, gefederte Massen) und den Reifendeformationen (2) über der Anregungsfrequenz aufgetragen. Die Übertragungsfunktion ist das Verhältnis der erzwungenen Bewegungen z bzw. der resultierenden



**Abb. Q.65** Einfluss der Dämpfereinstellungen auf das Fahrverhalten, schematisch. Das Knie liegt im Übergangsbereich von gefederter zu ungefederter Masse

Deformation zum Anregungshub  $h$  der Stempel. Ist die Übertragungsfunktion gleich 1 so bewegt sich der Aufbau gleichbleibend mit dem Stempel – oder im Fall der realen Fahrt mit der Straße – mit. Der Aufbau kopiert sozusagen den Straßenverlauf. Dies ist bei niedrigen Frequenzen der Fall. Wird die Resonanzfrequenz erreicht, übertrifft der Ausschlag die Anregung und die Übertragungsfunktion erreicht ihr Maximum (roter bzw. blauer Pfeil). Der Aufbau bewegt sich stärker als die Anregung, im vorliegenden Fall doppelt so viel ( $z_{Bo}/h = 2$ ). Wird die Anregungsfrequenz noch weiter gesteigert, kann die angeregte Masse durch ihre Trägheit der Anregung immer schlechter folgen und die Übertragungsfunktion geht gegen Null. Ist der Aufbau durch seine hohe Trägheit quasi in Ruhe, muss der Reifen (und die Aufbaufeder) die Bewegung zwischen Stempel und Aufbau ausgleichen. Das Rad selbst hat auch eine Masse, was bei sehr hohen Frequenzen dazu führt, dass letztlich der Reifen nun als einzige verbleibende Feder die vollständige Stempelbewegung ausgleichen muss (Übertragungsfunktion  $z_T/h = 1$ ).

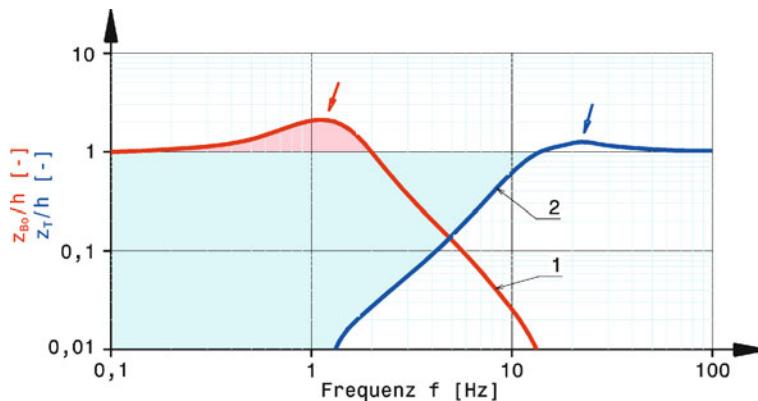


**Abb. Q.66** 7-Stempel-Prüfstand 1 Stempel für Radlasten, 2 Stempel für Abtrieb des Frontflügels und Nicken, 3 Stempel für Abtrieb Diffusor sowie Heckflügel und Wanken

Aus den Verläufen der beschriebenen Übertragungsfunktionen kann das Fahrverhalten charakterisiert werden. Die Stabilität wird bestimmt durch die Isolation des Wagenaufbaus gegenüber der Anregung. Maßgebliche Werte dafür sind das Maximum der Übertragungsfunktion (roter Pfeil) und die hellrote Fläche zwischen der Kurve (1) und dem Wert 1 der Übertragungsfunktion. Je kleiner diese Werte desto ruhiger bleibt der Aufbau während der Fahrt. Das Grippotential, das die Radaufhängung den Reifen ermöglicht, wird durch die Reifendeformation repräsentiert. Je stärker die Radlastschwankungen sind, desto größer fallen die Reifendeformationen aus. Kennzeichnende Werte sind in dem Fall das Maximum der Übertragungsfunktion (blauer Pfeil) und die hellblaue Fläche zwischen der Kurve (2) und dem Wert 1. Das Maximum sollte möglichst klein und die Fläche groß sein.

Aus dem errechneten Verlauf von Übertragungsfunktionen eines sogenannten Viertelfahrzeugs wird der Einfluss der Radmasse ersichtlich. Dieses Rechenmodell besteht aus einem Gebilde, das ein Viertel der Aufbaumasse mit einem Rad repräsentiert (vgl. Abb. H.86). Der Aufbau ist über eine Feder samt Dämpfer mit dem Rad verbunden, das wiederum über eine weitere Feder mit Dämpfer (= der Reifen) von der Fahrbahn in vertikaler Richtung angeregt wird. Die Ergebnisse für ein masseloses (a), ein leichtes (b) und ein schweres Rad (c) zeigt Abb. Q.68. Man erkennt, dass die Übertragungsfunktion Straße zu Rad (grüne Kurve) in der Nähe der Eigenfrequenz des Rads (ca. 10 Hz) groß wird. Auch die Reifendeformation (blau) wächst stark um diese Frequenz an. Beim schwereren Rad (c) ist die Reifendeformation größer, die Haftung würde also negativ beeinflusst werden.

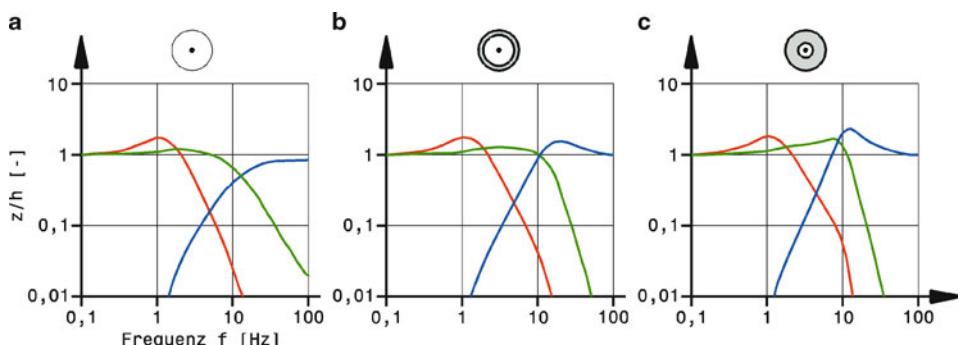
Für dasselbe Viertelfahrzeug mit dem leichten Rad soll nun der Einfluss der Dämpfung genauer betrachtet werden, Abb. Q.69. Das Diagramm mit mittlerer Dämpfung (b) ist demnach dasselbe wie in Abb. Q.68. Bei geringer Dämpfung (a) schwingt der Aufbau stärker über (rote Kurve bei et-



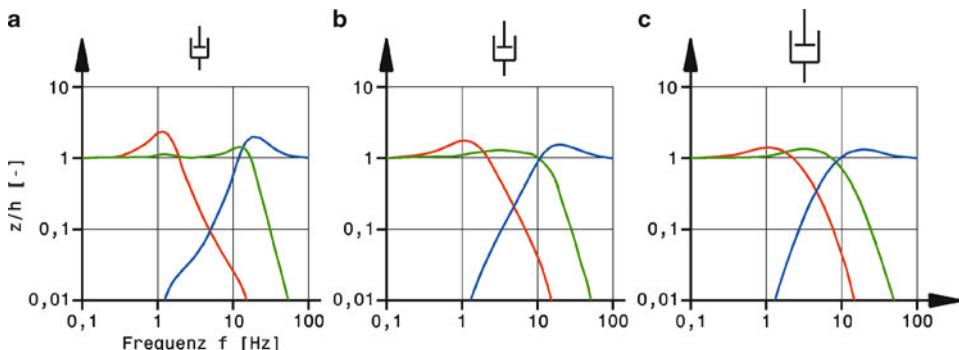
**Abb. Q.67** Ermittlung von Stabilität und Reifenhaftung mittels Übertragungsfunktionen. 1 Übertragungsfunktion zwischen Stempel und Aufbau 2 Übertragungsfunktion zwischen Stempel und Reifendeformation.  $h$  Hubbewegungen der Stempel (Straße),  $z_{B0}$  Hubbewegungen der gefederten Massen,  $z_T$  Deformation des Reifens

wa 1 Hz). Bei starker Dämpfung (c) fällt die Resonanzbewegung zwar wesentlich geringer aus, dafür liegt im komfort- und griprelevanten Bereich zwischen 1 und 10 Hz die Antwort des Aufbaus auf die Anregung durchwegs höher als bei geringer Dämpfung. Die Reifendeformation (blaue Kurve) ist im selben Frequenzbereich ebenfalls größer, was für die Haftung schlecht ist. Bei weicher Dämpfung (a) ist die Radlastschwankung im angesprochenen Frequenzbereich geringer, dafür nimmt sie aber drastisch im Eigenfrequenzbereich des Rads zu (über 10 Hz). Am ausgewogensten verlaufen die Übertragungsfunktionen bei mittlerer Dämpfung (b). Diese Konfiguration ist demnach für Stabilität des Aufbaus und Haftung der Reifen anzustreben.

Bei einem realen Fahrzeug kommt gegenüber dem Rechenmodell der Einfluss der Radaufhängungselemente hinzu, die allesamt ebenfalls eine Masse, Dämpfungs- und Federeigenschaften aufweisen. Im Gegensatz zur Rechnung werden diese Einflüsse aber auf einer Mehrstempelanlage ohne Mehraufwand erfasst.



**Abb. Q.68** Frequenzgänge eines Viertelfahrzeugs mit unterschiedlichen Rädern, nach [11]. a masseloses Rad, b Radmasse 30 kg, c Radmasse 60 kg. Folgende Übertragungsfunktionen sind dargestellt: rot: Straße zu Aufbau, grün: Straße zu Rad, blau: Straße zu Reifendeformation. Eingabegrößen sind: Aufbauteilmasse 300 kg, Federrate 20 N/mm, Dämpfungsrate 3800 N/ms<sup>-1</sup>, Reifenfederrate 300 N/mm, Reifendämpfung 300 N/ms<sup>-1</sup>

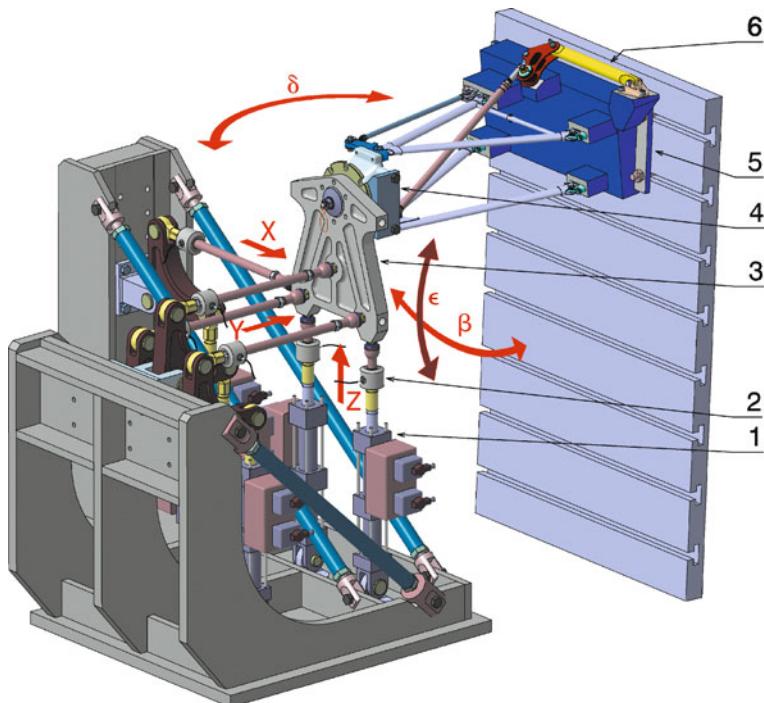


**Abb. Q.69** Frequenzgänge eines Viertelfahrzeugs mit unterschiedlicher Dämpfung, nach [11]. a weiche Dämpfung ( $2500 \text{ N/ms}^{-1}$ ), b normale Dämpfung ( $3800 \text{ N/ms}^{-1}$ ), c harte Dämpfung ( $4800 \text{ N/ms}^{-1}$ ). Das Fahrzeug entspricht jenem aus Abb. Q.68, ebenso die farbliche Zuordnung zu den Übertragungsfunktionen

**Radaufhängungsprüfstände Corner Rigs.** Einzelne Radaufhängungen und ganze Fahrzeuge werden auf ihre Kinematik und Elastizitäten hin untersucht, in dem der Aufbau gefesselt wird und über Rad-Attrappen weg- oder kraftgesteuert Kräfte und Momente eingeleitet werden. Die Messergebnisse werden mit den Werten der Auslegungsberechnungen verglichen bzw. liefern für zukünftige Rechnungen realistische Steifigkeitswerte. So lassen sich beispielsweise die Sturz- und Vorspuränderung hervorgerufen durch eine Bremskraft messen und beobachten. Im Prinzip entspricht der Aufbau solcher Elastokinematik-Prüfstände (*kinematics and compliance (K&C) measuring rig*) jenem des Prüfstands in Abb. Q.70. Anstelle des Rads ist ein Radersatz (3) in derselben Art wie das Rad mit der Radnabe bzw. dem Radflansch verschraubt. Aus dynamischen Gründen hat diese Platte dieselbe Masse und dasselbe Massenträgheitsmoment wie das vollständige Rad. Die zu untersuchende Radaufhängung wird entweder an einer entsprechend gestalteten Aufnahmeverrichtung (5) befestigt oder man nimmt direkt das Monocoque, das mittels einer Vorrichtung gefesselt wird. Die Feder/Dämpfereinheit wird durch eine starre Verbindung (6) ersetzt. Wenn die Wirkung von Bremskräften realitätsnah untersucht werden soll, muss das Rad über die Bremse oder eine Vorrichtung (4) starr mit dem Radträger verbunden werden. Die Einleitung der Bewegung bzw. der Kräfte erfolgt direkt oder über Umlenkhebel durch (hydraulische) Aktuatoren (1). Typische Betätigungs Kräfte liegen im Bereich von 25 bis 30 kN. Direkt im Betätigungsstäbe sitzen Kraftaufnehmer (2), die die auftretenden Kräfte erfassen und an den Prüfstandsrechner weitergeben. Die Momente „Lenken“ und „Sturzwirkung“ werden über Kräftepaare – also zwei gegenläufige – Aktuatoren aufgebracht.

Solche Prüfstände sind aber auch hervorragend für dynamische Tests von Fahrwerken geeignet und haben in dieser Hinsicht den 4- und 7-Stempel-Prüfständen den Rang abgelaufen, weil jene nur Vertikalkräfte aufbringen. Das gefesselte Monocoque verhält sich ja beim Radaufhängungsprüfstand annähernd wie im Betrieb des Fahrzeugs, wo die gefederten Massen durch ihre Trägheit die Kräfte in der Radaufhängung hervorrufen. Nun können über die Aktuatoren Radkräfte eingeleitet werden, die beispielsweise während einer Rennrunde aufgezeichnet wurden. Solcherart kann die Zeitfestigkeit der Radaufhängung nachgewiesen bzw. Schwachstellen aufgedeckt werden. Für Formel-1-Anwendungen beispielshalber werden Bauteile als renntauglich angesehen, wenn sie 1000 simulierte Runden am Prüfstand unbeschadet überstanden haben [32].

**Reifenprüfstand Tyre Test Rig.** Reifen wurden unter Laborbedingungen getestet und vermessen, indem sie gegen die Innen- oder Außenseite einer großen Stahlrolle (Durchmesser 2–3,5 m) gedrückt

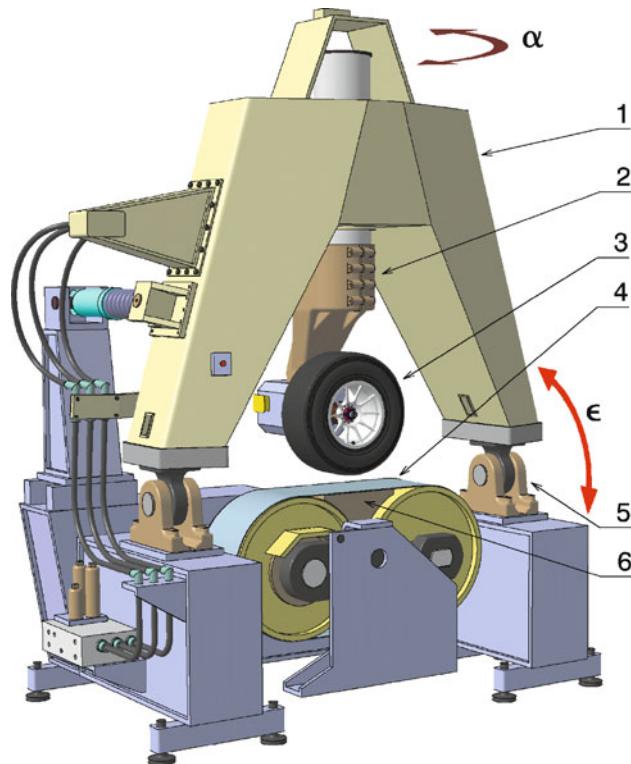


**Abb. Q.70** 6-Achs-Radaufhängungsprüfstand. Untersucht wird eine linke Vorderradaufhängung.  
 1 Aktuator *actuator*, 2 Kraftaufnehmer *load cell*, 3 Radattrappe *wheel dummy*, 4 Bremszangenersatz *caliper substitute*, 5 Wagenkastenersatz *body mock up*, 6 Stange *solid bar*. Die 6 Achsen (rot) ermöglichen Längs- (X), Quer- (Y) und Vertikalkräfte (Z), sowie Lenk- ( $\delta$ ), Sturz- ( $\epsilon$ ) und Bremsmomente ( $\beta$ )

wurden. Um die Ergebnisse der Messungen besser an die Realität anzupassen wurden Prüfstände mit einem flachen Laufband entwickelt, auf dem die Reifen ähnlich wie auf der Fahrbahn deformiert werden, Abb. Q.71. Der Prüfling (3) wird von einem Motor angetrieben und mit der gewünschten Vertikalkraft auf ein Laufband (4) gedrückt, das ebenfalls angetrieben wird. Durch eine Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Reifen und Laufband lassen sich Antriebs- und Bremsschlupf simulieren. Das endlose Stahl-Laufband wird auf zwei Rollen geführt und unter der Reifenaufstandsfläche durch ein wassergespeistes Hydrolager (6) abgestützt und gekühlt. Auf der Fahrbahnseite ist es rau beschichtet. Bei Prüfständen für Rennreifen können Geschwindigkeiten von bis zu 320 km/h gefahren werden. Der Radträger (2), der auch die Vertikalkraft aufbringt, kann um die Säulenlachse gedreht werden und so werden unterschiedliche Schräglauwinkel  $\alpha$  dargestellt. Der gesamte A-förmige Aufbau (1) lässt sich um die Lager (5) kippen. Der Kippwinkel ist gleichbedeutend mit einem Sturzwinkel  $\epsilon$  des Reifens. Die aufgebrachten bzw. entstehenden Kräfte und Momente werden von Kraftaufnehmern erfasst und dienen als Grundlage für die Erstellung von Reifenkennlinien und -kennfeldern. Manche Prüfstände erlauben eine gezielte Änderung und damit auch ein überwachtes Festhalten des Reifenfülldrucks im Betrieb, womit dieser Parameter ebenfalls in die systematische Untersuchung einfließen kann. Lässt der Prüfstand dynamische Veränderungen der Einstellparameter zu, können auch Fahrmanöver in Echtzeit nachvollzogen werden.

Wird ein Reifenkennfeld vermessen, wird für Längs- und Querkräfte nach einem durchdachten Prüfablauf vorgegangen. Abbildung Q.72 gibt einen möglichen Prüfprozedere für die Ermittlung

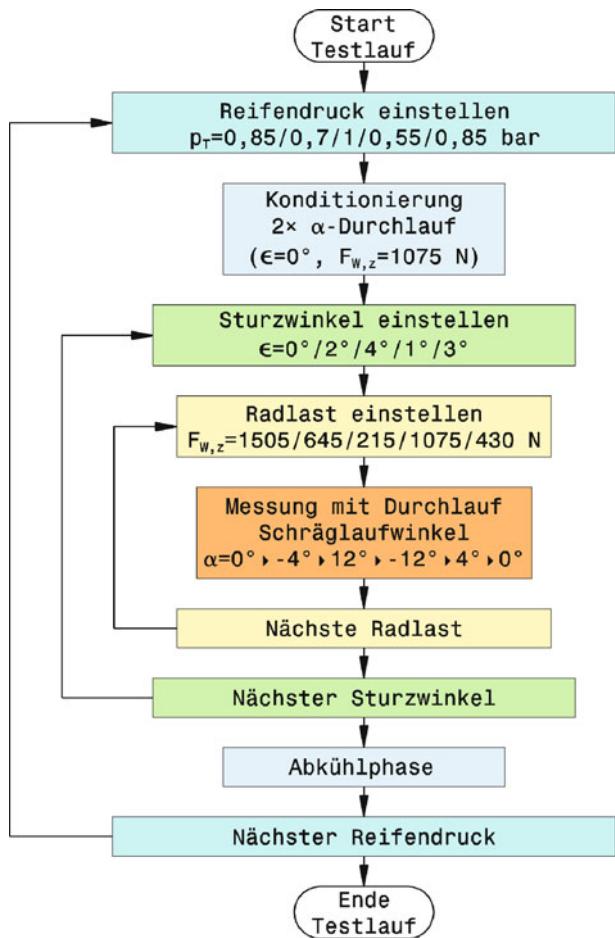
**Abb. Q.71** Reifenprüfmaschine mit Laufband (MTS Flat Trac System). Die geometrischen Einstellparameter (rot) sind Sturzwinkel  $\epsilon$  und Schräglaufwinkel  $\alpha$ .  
 1 A-Gestell A-frame, 2 Radträger wheel carriage, 3 Prüfling specimen, 4 Laufband revolving belt, 5 Lager bearing, 6 Hydrodynamisches Wasserlager hydrodynamic water bearing



der Einflüsse auf den Querschlupf wider. Das zentrale Element der Messung ist ein Ändern des Schräglauwinkels  $\alpha$  nach einem vorgegebenen zeitlichen Verlauf. Dieser Durchlauf wird für unterschiedliche Reifendrücke, Sturzwinkel und Radlasten wiederholt. Vor der eigentlichen Messung wird der Prüfling auf Betriebstemperatur gebracht (konditioniert). Vor dem Ändern des Fülldruckes lässt man den Reifen auskühlen.

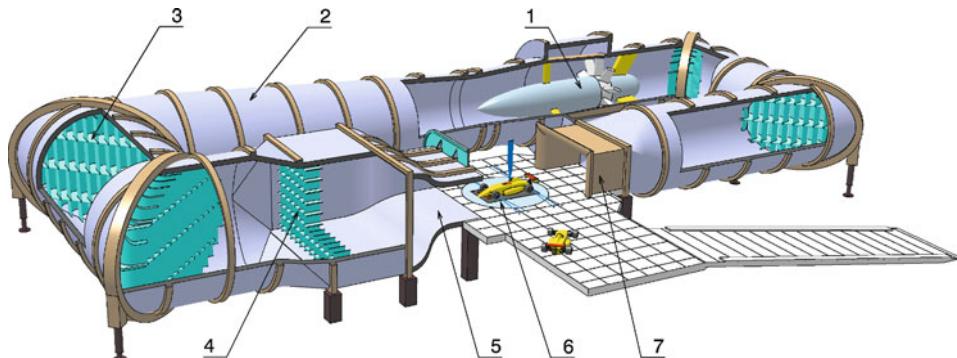
**Windkanal Wind Tunnel** In einem Windkanal werden aerodynamische Untersuchungen durchgeführt indem das zu untersuchende Objekt stillsteht und die Luft zu einer Relativbewegung zum Prüfling gezwungen wird. Im Grunde besteht dabei zur realen Fahrt kein Unterschied und die Messungen fallen bei stehendem Objekt wesentlich leichter. Allerdings steht bei üblichen Anlagen auch der Boden ebenso rotieren die Räder nicht. Es bildet sich somit eine energiearme Grenzschicht an den Wänden aus, die entlang der Messstrecke am Boden noch weiter anwächst. Das führt dazu, dass tendenziell kleinere Abtriebswerte und geringere Luftwiderstände als in der Wirklichkeit gemessen werden. Ist die Bodenfreiheit des Fahrzeugs sehr klein, verfälscht die Grenzschicht die Unterbödenströmung völlig und Bodeneffekte kommen nicht zum Tragen. Für Entwicklungen von Unterböden von Rennfahrzeugen können solche Windkanäle daher nur bedingt eingesetzt werden. Bei realer Fahrt drehen sich die Räder und der Boden bewegt sich – bei Windstille – mit derselben Geschwindigkeit wie die Luft in Relation zum Fahrzeug. Die Lösung im Windkanal sieht so aus, dass die Bodengrenzschicht am Beginn der Messstrecke abgesaugt und deren erneuter Aufbau durch ein nachgeschaltetes, mit Windgeschwindigkeit bewegtes Laufband verhindert wird. Die Rotation der Räder

**Abb. Q.72** Prüfablauf zur Ermittlung eines Reifenkennfeldes, Teil Querschlupf



ergibt sich nun von selbst, wenn der Wagenkasten gefesselt wird. Solche Anordnungen sind eine wesentliche Voraussetzung für Aerodynamikarbeiten an Rennfahrzeugen.

Nachfolgend soll die für Fahrzeuge gängige Bauform eines geschlossenen Windkanals (Göttinger Bauart) beschrieben werden, Abb. Q.73. Die Luft wird dabei durch ein Gebläse (1) im Kreis bewegt, sodass dieses Gebläse nur die Verluste durch Wandreibung und Einbauten abdecken muss. Außerdem gestattet eine geschlossene Bauweise einen Betrieb mit konstanten Verhältnissen (Klimawindkanal). Dazu befindet sich in der Ansaugstrecke ein Wärmetauscher. Die Luft wird vom Gebläse in einen nachfolgenden Diffusor (2) gedrückt. Aus Platzgründen ist der Windkanal im Grundriss meist nicht kreis- sondern rechteckförmig. In den „Ecken“ sind Umlenkschaufeln (3) angeordnet, damit die Strömungsverluste klein bleiben. Aus demselben Grund ist der Kanal im Querschnitt kreisförmig. Bevor die Luft durch eine Düse (5) in den eigentlichen Messbereich (6) geblasen wird, durchströmt sie eine Beruhigungsstrecke mit Gleichrichtern (4). Die dargestellte Messstrecke ist offen, das heißt die Berandung des Kanals beschreibt einen wesentlich kleineren Querschnitt als die Wände der Messstrecke (der offene Bereich wird in dem Fall Plenum genannt). Die Luft umströmt das Messobjekt, das entweder auf einer Unterflur-Waage steht oder durch einen Profilstiel



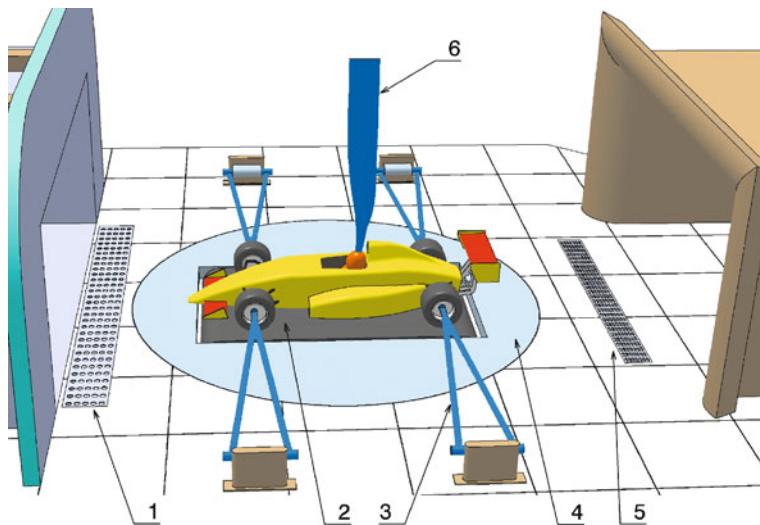
**Abb. Q.73** Gesamtansicht eines Windkanals. Windkanal in geschlossener Form mit offener Messstrecke. 1 Gebläse *fan*, 2 Diffusor *diffuser*, 3 Umlenkschaufeln *turning vanes*, 4 Gleichrichter *antiturbulence screen*, 5 Düse *nozzle*, 6 Messstrecke *test section*, 7 Auffangtrichter *collector*

von der Decke her gehalten wird. Die abströmende Luft tritt durch den Auffangtrichter (7) wieder in den Kanal ein und gelangt über weitere Umlenkschaufeln zum Saugbereich des Gebläses zurück.

Die zugehörige Messstrecke im Detail mit einem Prüfobjekt zeigt Abb. Q.74. Die Boden-Grenzschicht wird durch ein Lochblech (1) abgesaugt und hinter der Messstrecke der umwälzenden Luft wieder zugeführt (5). Das Prüfobjekt – im gezeigten Fall ein Modell eines Formelwagens – wird von einem an der Decke befestigten Stiel (6) gehalten. Im Stiel sind Kraftaufnehmer enthalten, die die auf den Wagenkörper einwirkenden Luftkräfte (Widerstand, Abtrieb, Nickmoment) erfassen. Die Räder samt Reifen werden völlig unabhängig von eigenen Vorrichtungen (3) in der vorgesehenen Stellung zum Fahrzeug gehalten. Wären die Räder direkt am Wagen befestigt, würden deren Stütz- und Antriebskräfte das Messergebnis der Luftkräfte verfälschen. Stattdessen befinden sich in den Stützen Waagen, die die auf die Räder wirkenden Kräfte feststellen. Die Räder stehen auf einem breiten Laufband (2) und rotieren durch dessen Bewegung. Die gesamte Laufbandeinheit ist in einer Drehscheibe (4) untergebracht. In manchen Windkanälen rastet diese Drehscheibe auf Waagen zur Bestimmung der wirkenden Luftkräfte. In dem Fall wird das Fahrzeug mit Seilen direkt auf der Drehscheibe gefestelt und der Profilstiel (6) entfällt.

Während für die Entwicklung von Straßenfahrzeugen in der Regel echte Fahrzeuge und 1:1-Clay-Modelle herangezogen werden, nutzen typische Rennsportentwickler 40 %- bis 60 %-Modelle. Das hängt nicht zuletzt mit dem Reglement zusammen. Für Formel-1-Teams sind beispielsweise die Testzeiten in einem 1:1-Windkanal stark eingeschränkt. Ein Modell in natürlicher Größe bildet nebenbei bemerkt auch nicht die volle Wirklichkeit ab. Es fehlen u. a. der Einfluss von Abgasströmen und die Temperaturerhöhung beim Luftdurchsatz durch Wärmetauscher.

Untersucht werden aber nicht nur Gesamtfahrzeugmodelle sondern auch einzelne Baugruppen wie Flügel, Kamine, Luftführungen, Luftsäume usw. Die Fahrzeugmodelle bestehen dazu nicht wie bei der Entwicklung von Serienmodellen aus einem Stück, sondern im Gegenteil aus einer Vielzahl von Teilen, die puzzleartig zum Gesamtmodell zusammengesetzt und mit wenigen Schrauben und Klebeband fixiert werden. So werden im Zuge von Detailentwicklungen z. B. 40 Varianten und mehr eines Details vermessen. Der Austausch solcher Einzelteile erfolgt in wenigen Minuten. Bei Serienfahrzeugen steht ein einfacher Tausch des gesamten Fahrzeugs im Vordergrund. Hier wird auf eine einfache Befestigung des Messfahrzeugs Wert gelegt. Der Wechsel von Einzelteilen hat nicht höchste Priorität. Damit die Stabilität – also die Unempfindlichkeit gegenüber Abweichungen und Störungen



**Abb. Q.74** Detail der Messstrecke von Abb. Q.73. 1 Grenzschichtabsaugung *boundary layer suction*, 2 Laufband *moving belt*, 3 Radhalter *wheel mounting*, 4 Drehscheibe *turntable*, 5 Rückspeisung *Absaugluft drawn-off air return*, 6 Profilstiel *sting*

gen – von erarbeiteten Lösungen am Rennfahrzeug gewährleistet ist, wird im Windkanal das Modell nicht nur von vorne angeströmt, sondern durch Drehen des Modells um die Hochachse (Schwimmwinkel) und Längsachse (Wanken) eine volle Kurvenfahrt abgedeckt. Das Ziel der Entwicklungen ist dabei, dass es keine großen Veränderungen im Aerodynamik-Verhalten des realen Fahrzeugs während der Fahrt gibt.

Die Teile für die Modelle werden aus Zeitgründen vornehmlich über Rapid Prototyping (s. Anhang) hergestellt. Modelle sind nicht bloß im Maßstab kleiner, sie müssen für brauchbare Ergebnisse mit höherer Oberflächengüte als das Original gefertigt sein. Auch die Luftgeschwindigkeit kann nicht einfach linear verkleinert werden, sondern die maßgebende Ähnlichkeitssgröße muss gleich sein: Die Reynoldszahl, das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Zähigkeitskräften. Die Reifen erhalten beim Modell nicht nur was die Geometrie betrifft eine hohe Aufmerksamkeit. Sie müssen sich unter Last so verformen wie die Originale, damit Änderungen der Bodenfreiheit durch Luftkräfte ebenso realitätsnah in die Messungen einfließen.

Erfasst werden im Windkanal statische Größen wie örtliche Drücke, Luftwiderstand und Abtrieb, aber auch die Lage der Druckpunkte bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten. Dazu kommen vor allem stabilitätskritische Phänomene wie Nickempfindlichkeit, die durch eine Kombination von Hub- und Nickschwingungen des Wagens angefacht werden. Weiter gilt es über den fahrbaren Geschwindigkeitsbereich ein ausgewogenes Verhalten von Abtrieb, Luftwiderstand und der Bewegung des Druckpunktes im Einklang mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs zu finden, dessen Masse durch Antriebs- und Bremskräfte zu zusätzlichen Bewegungen gezwungen wird. Dazu kommen Seitenwindanströmungen, Fahrten bei großen Schwimmwinkeln und Windschattenfahrten. Auch die Beaufschlagung von Wärmetauschern und der Luftpfeilsatz durch diverse Schächte (Bremsen-, Dämpfer-, Getriebekühlung, F-Duct, Verbrennungsluft,...), werden in Windkanälen weiter entwickelt.

Die klassischen Visualisierungsmethoden umfassen den Einsatz von Rauchlanzen zur Sichtbarmachung von Stromlinien und das Aufkleben von Wollfäden auf der zu untersuchenden Oberfläche um das Ablösen der Strömung oder Wirbelbildung augenscheinlich werden zu lassen.

Laufbandsysteme mit Längskraftmessung ermöglichen auch die Messung von Abrollwiderständen der Räder. Diese müssen für solche Messungen von anderen Widerständen isoliert werden: Die Antriebswellen werden abgekoppelt und die Bremszangen demontiert bzw. mindestens die Bremsbacken auseinandergespreizt.

---

## Literatur References

1. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
2. N., N.: Formula Renault 2000 Manual, Renault Sport Promotion Sportive (2001)
3. Hack, Indra: Formel 1 Motoren, 2. Aufl. Motorbuchverlag, Stuttgart (1997)
4. Tremayne, D.: Formel 1 Technik unter der Lupe, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (2001)
5. Piola, G.: Formel 1. Copress, München (2001)
6. Bunkhall, S.: Living with Lola. How have F3000 teams coped with this year's chassis update? Racecar engineering **10**, 46 (2002)
7. Paefgen, F.-J., Gush, B.: Der Bentley Speed 8 für das 24-Stunden Rennen in Le Mans 2003. ATZ **4**, 280 (2004)
8. Knoll, G.: Comparison of two types of open wheel formula racing cars. Master's thesis, University of Hertfordshire (2004)
9. Heißing, B., Ersoy, M. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch, 2. Aufl. Vieweg, Teubner, Wiesbaden (2008)
10. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull, Phoenix (2003)
11. Segers, J.: Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2008)
12. Sauerbier, T.: Theorie und Praxis von Simulationssystemen, 1. Aufl. Vieweg, Braunschweig (1999)
13. <http://maps.google.at>. Zugegriffen: 1. April 2013
14. [www.monzanet.it/en](http://www.monzanet.it/en). Zugegriffen: 1. April 2013
15. Müller, J.: Synergy Effects and Added Value due to Automotive Engineering Services in Racing. Race.Tech, München, 2006
16. Roberts, N.: Think Fast, The Racer's Why-To Guide to Winning, 1. Aufl. Eigenverlag, Charleston (2010)
17. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2001)
18. Haney, P.: The Racing & High-performance Tire, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2003)
19. Bower, T.: Bernie Ecclestone, Die Formel 1 bin ich. Biographie, 1. Aufl. Egmont, Köln (2011)
20. Rendle, S.: Red Bull Racing F1 Car 2010 (RB6), 1. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2011)
21. Michelberger, M., Team Abt Sportsline: DTM Uni Lecture. Vortrag an der FH Joanneum, Graz, 2012
22. Butcher, L.: Swiss Watch, in Drag Race Technology 2012. Sonderheft von Race Engine Technology. High Power Media, Somerset, S. 14–20 (2012)
23. Küçükay, F.: Gewichtsreduzierung im Pkw-Antriebstrang. In: Oetting, H. (Hrsg.) Leichtbau im Antriebstrang, 1. Aufl. expert, Renningen-Malmsheim, 225 (1996)
24. Fischer, R., et al.: A Driver Model for Virtual Control System Development. ATZautotechnology **6**, 22–25 (2011)
25. Rohr, R., Luderböck, G.: Effizientes Datenmanagement im Rennsport. In: Krappel, A. (Hrsg.) Rennsport und Serie – Gemeinsamkeiten und gegenseitige Beeinflussung, 1. Aufl., S. 123–128. expert, Renningen (2003)
26. Groß, H., Biermann, B.: Verbrennungsluftkonditionierung für Rennmotorenprüfstände – Lösungen für besondere Anforderungen der höchsten Motorsportklassen. Vortrag Race.Tech, München, 2004

27. Zemitzsch, S.: Aerodynamische Simulation in einem Rennmotorenprüfstand. In: Krappl, A. (Hrsg.) Rennsport und Serie – Gemeinsamkeiten und gegenseitige Beeinflussung, 1. Aufl., S. 149–162. expert, Renningen (2003)
28. Atkins, R.D.: An Introduction to Engine Testing and Development, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2009)
29. Alten, H.: Mercedes-Ilmor, Zehn Jahre Entwicklung am V10-Formel-1-Motor. MTZ 533(7-8), 522–533 (2005)
30. Ahn, C., et al.: An Improvement of a Small Displacement Engine's Efficiency with a Super Charging System. SAE Paper 2011-32-0571/JSAE 20119571 (2011)
31. Lebert, K., et al.: "Slow is not an Option" – Test Bed Solutions for Racing Applications. Vortrag Race.Tech, München, 2006
32. Savage, G.: Multi-axis laboratory suspension testing to aid the design and durability of Formula 1 race cars. Vortrag Race. Tech, München, 2006
33. Smith, C.: Drive to Win, 1. Aufl. Carroll Smith Consulting Inc., Palos Verdes Estates (1996)
34. Lewerenz, F., Röhrl, W.: Sportlich und sicher Auto Fahren mit Walter Röhrl, 1. Aufl. Motor Buch, Stuttgart (2004)
35. Rouelle, C.: Race Car Vehicle Dynamics and Data Acquisition. Seminar Binder, OptimumG (2012)
36. Tech Tip: Steering versus Lateral Acceleration Scatter Plots. [www.OptimumG.com/technical/technical-papers](http://www.OptimumG.com/technical/technical-papers). Abgerufen am 22. März 2014.
37. Kasprzak, J., et al.: Dampers. In: Royce, M.S. (Hrsg.) Learn & Compete, A Primer for Formula SAE, Formula Student and Formula Hybrid Teams, 1. Aufl. Racecar Graphic Limited, London (2012)
38. Glimmerveen, J.H.: Hands-On Race Car Engineer. SAE International, Warrendale (2004)
39. [www.dallara.it/wps/portal/en/expertise/Vehicle-Dynamics/Driving-Simulator](http://www.dallara.it/wps/portal/en/expertise/Vehicle-Dynamics/Driving-Simulator). Zugegriffen: 30. März 2014

---

## Anhang – Glossar *Glossary*

**ABS ABS:** Anti-Blockier-System (*antilock braking system*). Ein Regelsystem im Hydraulikkreis von Bremsanlagen reduziert den vom Fahrer über das Bremspedal aufgebrachten Druck in der Bremsleitung, sobald ein Rad zu Blockieren droht. Dazu sind unter anderem Sensoren erforderlich, die die Raddrehzahlen erfassen und mit einem aus der Verzögerung errechneten Sollwert vergleichen. Die Hauptfunktion eines ABS ist die Aufrechterhaltung der Lenkbarkeit eines Fahrzeugs. Blockierende Räder können keine brauchbaren Seitenkräfte aufbauen, was vor allem an der Hinterachse zum Stabilitätsverlust führen kann.

Treten links und rechts unterschiedliche Reibwerte auf ( $\mu$ -split), so muss der Fahrer beim Bremsen gegenlenken. Ein ABS kann den Fahrer hierbei unterstützen, indem am Vorderrad mit mehr Grip die Bremskraft langsamer aufgebaut wird (Giermomentbeeinflussung). Das auf das Fahrzeug wirkende Giermoment baut sich so ebenfalls langsamer auf und es bleibt mehr Zeit zum Gegenlenken. Der Bremsweg wird dadurch unvermeidbar länger. Zusätzlich wird an der Hinterachse nach dem Rad auf der Niedrigreibwertseite geregelt (select low) [2].

Eine Erweiterung des ABS-Regelsystems ist das ABSplus oder CBC (Cornering Brake Control). Hierbei erkennt das System die Fahrsituation – insbesondere Kurvenfahrt – durch die Raddrehzahlen und regelt dementsprechend die Bremskräfte an den einzelnen Rädern um das Fahrzeug in der Spur zu halten.

**ACO (Automobile Club de L'Ouest):** Automobilclub, der das 24-Stundenrennen von Le Mans seit 1923 veranstaltet und das Reglement für die startberechtigten Fahrzeuge herausgibt. Außerdem legt er die Regularien für die ehemalige Europäische (ELMS) und die Amerikanische Le Mans Serie (ALMS) fest.

**ALMS:** Abkürzung für American Le Mans Series. In dieser amerikanischen Rennserie gilt dasselbe Reglement wie beim berühmten 24-Stunden-Rennen von Le Mans. Die Rennen sind jedoch kürzer und gehen über 2:45 bis 12 Stunden.

**Aktuiertes Getriebe shift by wire:** Manuell betätigtes Schaltgetriebe weisen eine mechanische Verbindung (Gestänge, Seile) zwischen dem Schalthebel und der eigentlichen Betätigungsseinrichtung am Getriebegehäuse auf. Wird der eigentliche Schaltvorgang über Aktuatoren (Pneumatik- bzw. Hydraulikzylinder, E-Motoren, ...) durchgeführt, kann das Schalten vom Fahrer auf Knopfdruck oder vom Bordrechner (automatisiertes Getriebe) eingeleitet werden.

**anisotrop anisotropic:** Richtungsabhängigkeit von bestimmten Werkstoffeigenschaften, wie z. B. E-Modul, Festigkeit. Das gegenteilige Verhalten heißt isotrop.

**Beanspruchung stress:** Eine äußere Belastung (Kraft, Moment, Drehmoment) ruft im Werkstoffgefüge eines Bauteils einen Spannungszustand hervor. Dieser Spannungszustand ist die Beanspruchung. Sie wird durch (technische) Spannungen (Zugspannung, Drucksp., Schubsp., ...) erfasst.

**Beschleunigung a acceleration:** Ist die Rate der Geschwindigkeitsänderung über der Zeit. Sie kann rein physikalisch gesehen positiv oder negativ sein, d. h. die Geschwindigkeit nimmt zu oder ab. Bei Fahrzeugen spricht man im Allgemeinen allerdings von Beschleunigung und Verzögerung.

**Bodenabstand** *ride height*: Ist der Abstand eines beliebigen fahrzeugfesten Punkts von der Fahrbahn. Beim Set-up wird von einem bestimmten Bodenabstand als Referenzwert ausgegangen und der Wagen höher oder tiefer gestellt. Der Bodenabstand ist also nur eine messtechnische Vereinfachung zur Ermittlung der Bodenfreiheit.

**Bodenfreiheit** *ground clearance*: Abstand zwischen Fahrzeug-Unterboden und Fahrbahn. Zu unterscheiden davon ist der Bodenabstand.

**Bruchdehnung A** *elongation at rupture*: Relative Verlängerung eines Probestabs, bei der der Bruch auftritt. Die B. ist somit ein Maß für die Zähigkeit eines Werkstoffes. Je höher die B., desto günstiger ist das Bruchverhalten eines Werkstoffes, weil sich das Versagen langsam ankündigt.

**CAD CAD**: Abkürzung für Computer Aided Design (Rechnergestütztes Konstruieren). Bauteile und deren Zusammenstellungen werden mithilfe geeigneter Software dreidimensional entworfen. Freigänge und Bewegungsräume können so einfacher kontrolliert werden als am Zeichenbrett, ebenso können numerische Simulationen (Festigkeits-, Strömungsuntersuchungen, ...) durchgeführt werden. Die Daten können teilweise direkt zur Fertigung von realen Bauteilen herangezogen werden. Siehe auch: Rapid Prototyping.

**CAN CAN**: Abkürzung für Controller Area Network. Ein zweidriger Kabelstrang, der anstelle von vielen Leitungen zur Übertragung von Signalen in Fahrzeugen benutzt wird. Es handelt sich dabei um ein serielles Bus-System, in dem Botschaften von sämtlichen Teilnehmern (ABS-Steuерgerät, Motorsteuergerät, Sensoren, Aktuatoren, ...) hintereinander gesendet oder empfangen werden können. Der CAN-Controller steuert diesen Ablauf und gibt die Prioritäten vor, falls mehrere Signale gleichzeitig gesendet werden sollen. Der Kabelstrang in einem Fahrzeug mit CAN ist wesentlich kürzer als bei einem konventionellen System und die Anzahl der Steckverbindungen wird halbiert.

**CART**: Abkürzung für Championship Auto Racing Teams. Amerikanische Formel-Serie, die in Ovalstadien und auf Straßenkursen ausgetragen wurde. Die 2,6-l-V8-Motoren wurden mit Methanol betrieben und beschleunigten die Einsitzer auf 400 km/h. 2003 Insolvenz. Danach Neustart als ChampCar. ChampCar ist mittlerweile (Anfang 2008) aus finanziellen Gründen zunächst mit IRL zu einer Formelserie zusammengegangen und kurz darauf offiziell insolvent geworden.

**CFD computational fluid dynamics** (Numerische Strömungsmechanik): Ähnlich wie bei der Finite-Elemente-Methode (FEM) wird die zu untersuchende Geometrie in kleine Bereiche („Gitter“) zerlegt, für die die Gleichungen zur Beschreibung der Strömung numerisch gelöst werden. Je nach eingesetzter Gleichung (Potentialgleichung, Euler-Gleichung oder Navier-Stokes-Gleichung) und Rechnerleistung können sogar hydrodynamische Grenzschichten, Turbulenzen und Strömungsablösungen ermittelt werden.

**CFK CFRP**: Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff *carbon-fibre-reinforced-plastic*. Ein Verbundwerkstoff, bei dem Gewebe aus Kohlefaser mit reaktionsfähigen Harzen imprägniert werden und in mehreren übereinander liegenden Schichten zu Formteilen oder mit innen liegenden Wabenkernen zu Sandwichkonstruktionen verarbeitet werden. Die gezielte Anordnung der gerichteten Fasern ermöglicht das mechanische Bauteilverhalten in gewünschter Weise zu beeinflussen.

**Chassis chassis**: Dieser Begriff wird weitläufig von Fahrgestell bis Karosserie verwendet. Wahrscheinlich nicht zuletzt deshalb, weil nicht in jedem Fall eine eindeutige Trennung in unterschiedliche Baugruppen vorgenommen werden kann. In diesem Buch soll darunter die eigentliche, tragende Struktur eines Fahrzeugs verstanden werden, an die Radaufhängungs-, Antriebs- und Außenhautteile angebracht werden. Ein anderer Begriff für C. ist demnach Rahmen. Bei den meisten Pkw ist die Karosserie selbsttragend ausgeführt und somit sind Außenhaut, Rahmen und Bodenplatte zu einer baulichen Einheit zusammengefasst. Eine eindeutige Zuordnung der Begriffe zu jeweils einem Bauteil ist also in dem Fall nicht möglich.

**Differenzialbauweise** *differential construction*: Konstruktionsprinzip, bei dem ein Funktionsträger (Bauteil) in mehrere Teile zerlegt wird. Jedes Teilstück kann dann für seine Teilfunktion optimiert werden, z. B. mehrteilige Räder. Das Gegenteil stellt die Integralbauweise dar.

**Druckwinkel** *pressure angle*: Unter diesem Winkel wird bei einem Wälzlager die Kraft von Außenring und Innenring übertragen. Die größte Tragfähigkeit für ein Lager ergibt sich, wenn der Druckwinkel mit dem Winkel der äußeren Lagerkraft zusammenfällt.

**DTM:** Abkürzung für Deutsche Tourenwagen Masters. Tourenwagenserie, deren Fahrzeuge auf Serien-Pkw mit mindesten vier Sitzplätzen basieren müssen. Die Motoren müssen Viertakt-Ottomotoren mit acht Zylindern in V-Anordnung mit  $90^\circ$  sein. Der Hubraum ist auf 4 l limitiert.

**Dynamischer Reifenradius** *dynamic rolling radius*: Beim stehenden Rad ist der Abstand Radmitte zu Aufstandsfläche kleiner als beim rollenden Rad (statischer Reifenradius). Abhängig von der Reifenbauart und der Raddrehzahl nimmt der Abstand mit zunehmender Geschwindigkeit zu. Der dyn. R. als Messwert wird aus dem gemessenen Abrollumfang eines Reifens bei 60 km/h errechnet.

**Eigenfrequenz** *natural frequency*: Ein schwingungsfähiges Gebilde führt nach einem einmaligen Anstoß sich selbst überlassen eine Schwingung (= eine periodische Bewegung um die Ruhelage) aus. Die dabei auftretende Frequenz ist die Eigenfrequenz. Wird ein solches Gebilde mit einer Frequenz gleich oder nahezu gleich der Eigenfrequenz angeregt, so werden die Schwingausschläge maximal (Resonanz).

**Eigenlenkverhalten** *self-steering properties*: (siehe auch Fahrverhalten.) Im Grenzbereich der fahrbaren Querbeschleunigung dreht sich das Fahrzeug um seine Hochachse anders als es dem Lenkeinschlag beim reinen Rollen des Reifens entspricht. Die Seitenkräfte wachsen an der Vorder- und Hinterachse (genauer an jedem einzelnen Rad) unterschiedlich stark an. Am gummibereiften Rad werden Seitenkräfte aber nur übertragen, wenn es schräg zu seiner Ebene abrollt (Schräglauf). Wachsen nun an einem Fahrzeug die Schräglauwinkel an der Vorderachse schneller als an der Hinterachse an, „schiebt“ der Wagen über die Vorderräder aus der Kurve. Der Fahrer muss stärker einschlagen als er es beim reinen Rollen müsste (untersteuerndes E.). Das umgekehrte Verhalten nennt man Übersteuern. Das Verhalten eines Fahrzeugs mit (annähernd) gleichmäßig anwachsenden Schräglauwinkeln an allen Rädern wird als neutral bezeichnet. Ein bestimmtes Fahrzeug muss aber nicht über den gesamten fahrbaren Grenzbereich das gleiche Eigenlenkverhalten aufweisen. Es gibt neben Fahrzeugen, die konstantes Verhalten zeigen, auch solche, die bei kleinen Querbeschleunigungen untersteuern, bei höheren Querbeschleunigungen jedoch zum übersteuernden Fahrverhalten wechseln und umgekehrt. Darüber hinaus kommt noch der vor allem bei hohen Motorleistungen nicht unerhebliche Einfluss von Umfangskräften an den Antriebsrädern. So wird ein hinterradangetriebenes Fahrzeug, das sich rollend neutral verhält, beim starken Beschleunigen übersteuern, weil die Antriebskräfte die Reifen seitenweicher werden lassen.

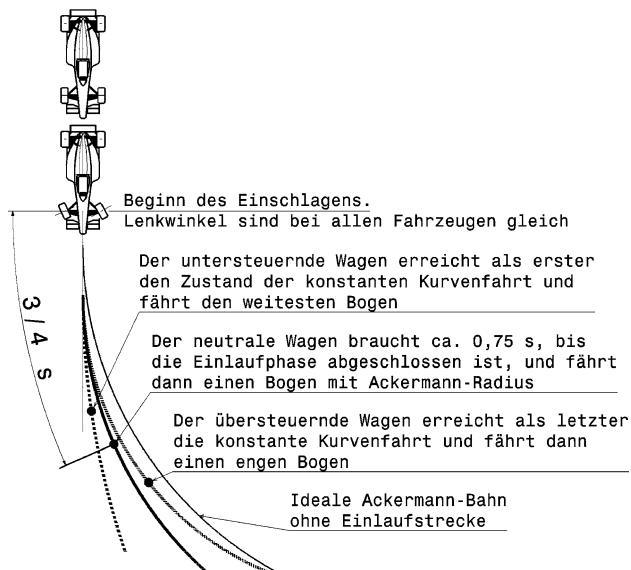
**Elastizitätsmodul, kurz E-Modul** *Young's Modulus*: Werkstoffkonstante, die durch Dehnversuche an Probestäben ermittelt wird. Bei vielen Werkstoffen bleibt das Verhältnis zwischen der Spannung (Beanspruchung) und der erzielten Dehnung (Verlängerung) gleich. Dieses Verhältnis ist der E-Modul. Man kann den E-Modul auch als (natürlich nur theoretische) Spannung sehen, bei der die Dehnung eines Stabs 100 % beträgt, der Stab also das Doppelte seiner ursprünglichen Länge erreicht hat.

**Entwurf** *embodiment design*: Phase der Konstruktionstätigkeit, in der die Lösungsvorschläge im wahrsten Sinn des Wortes Gestalt annehmen. Das Suchen der Lösungen vor dem Entwurf ist die Konzeptphase.

**ESP** *ESP*: Elektronisches Stabilisierungs-Programm (*electronic stability programme*). Regelsystem, das die Fahrstabilität beeinflusst. Sensoren erfassen den Fahrzustand des Fahrzeugs, insbesondere die Gierbewegung und die Lenkreaktion des Fahrers. Weicht der Zustand des Wagens

vom errechneten Sollzustand ab, greift das System über radindividuelle Bremsungen oder Beeinflussung des Motormanagements ein. Ein ESP wirkt beispielsweise stabilisierend bei Panik-Ausweichmanövern, zu schnell gefahrene Kurven oder Reifenplatzen.

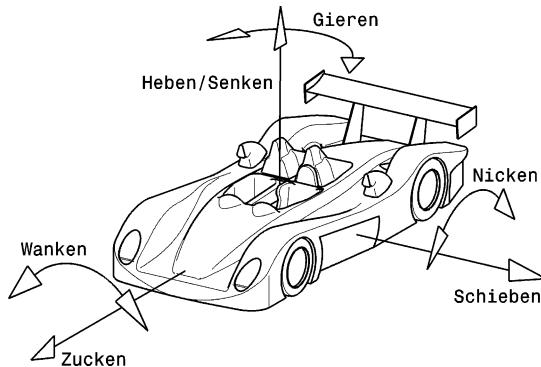
**Fahrverhalten operating behaviour:** Im Bild (nach [3]) sind die Bahnen dreier Fahrzeuge dargestellt, die mit konstantem Lenkeinschlag eine Kurve fahren. Der einzige Unterschied der Fahrzeuge liegt in der Schwerpunktllage. Beim untersteuernden Wagen ist der Schwerpunkt weiter vorne, beim übersteuernden weiter hinten im Vergleich zum neutralen Fahrzeug. Alle Fahrzeuge benötigen eine Einlaufstrecke, in der zunächst Schräglauwinkel der Vorderräder, gefolgt von einem Schräglau der Hinterräder aufgebaut werden. Das Fahrzeug beginnt zu gieren und weicht von der ursprünglichen Geraden ab. Erst dann kommt die Phase des konstanten Kurvenfahrens. Beim neutralen Fahrzeug sind dabei die Schräglauwinkel beider Achsen gleich.



**Fahrzeugbewegungen vehicle motion:** Ein Fahrzeug hat – wie jeder starre Körper – im Raum sechs Freiheitsgrade. Die möglichen Einzelbewegungen (Verschiebungen und Drehungen) um die drei Hauptachsen werden wie folgt bezeichnet:

- Verschiebungen (Translationen): Entlang der Längsachse: Zucken *to jerk*.
- Entlang der Querachse: Schieben *to drift*.
- Entlang der Hochachse: Heben bzw. Senken *to heave*.
- Drehungen (Rotationen): Um die Längsachse: Wanken (Rollen, Neigen) *to roll*.
- Um die Querachse: Nicken *to pitch*.
- Um die Hochachse: Gieren *to yaw*.

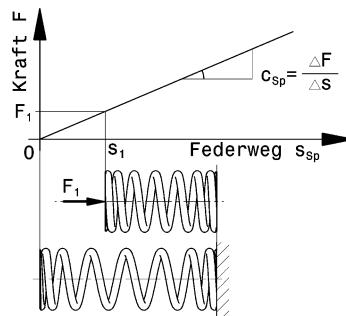
Fährt ein Fahrzeug auf einer Fahrbahn, so sind die Bewegungen eine Kombination der möglichen Einzelbewegungen und entstehen aus den vorgegebenen Bewegungen Fahrbahn und dem Fahrereinfluss durch Lenken.



**Fahrzeugkoordinatensystem axis system:** siehe Koordinatensystem

**Fahrzeogniveau ride height:** siehe Bodenabstand

**Federrate spring rate:** Angabe der Federsteifigkeit. Trägt man das Verhalten einer Feder in einem Kraft/Weg Diagramm ein, so erhält man die Federkennlinie. Die Steigung der Kennlinie ist die Federrate  $c_{sp}$ . Die F. muss nicht konstant sein, sondern sie kann sich beim Einfedern verändern. Wird die Feder beim Einfedern steifer (die Linie steiler), spricht man von progressivem Verhalten. Das gegenteilige Verhalten heißt degressiv. Die Kennlinie flacht ab und die Feder wird beim Belasten zunehmend weicher.



**FIA:** Federation Internationale de l'Automobile. Automobilweltverband mit Sitz in Paris. Gibt das internationale Sportgesetz heraus.

**Finite-Elemente-Methode (FEM) finite element method:** Spannungsberechnung von Bauteilen mit numerischen Methoden durch einen Computer. Dabei wird das Bauteil in (tausende!) endliche (= finite) Elemente zerlegt und jedes Element nach den Gesetzen der Mechanik berechnet. Diese Näherungsverfahren erlauben auch die Spannungsberechnung von Teilen komplexer Geometrie und Belastung, die mit Formeln nicht zu berechnen sind.

**Flächenträgheitsmoment I planar moment of inertia:** Mathematische Größe, die aus der Geometrie eines Querschnitts folgt. Das F. wird bei der Festigkeitsberechnung bei Biegebeanspruchung von Bauteilen benötigt.

**Freiheitsgrad degree of freedom (DOF):** Ein F. ist eine definierte Lageänderung eines starren Körpers nach einer eindeutigen und reproduzierbaren Funktion. Ein Körper hat im Raum sechs F. (drei Translationen und drei Rotationen). Die Maschinenelemente, die solche F. ermöglichen, heißen Gelenke. Ein Gelenklager bietet als Kugelgelenk drei (rotatorische) F. Sämtliche Verschiebungen (die möglichen drei Translationen) sind gesperrt. Die Kolbenstange eines Dämpferbeins

ist ein Drehschubgelenk. Es weist zwei F. auf: Eine Translation (Ein-/Ausfedern) und eine Rotation (Drehung um die Kolbenstangenachse).

**Fülldruck inflation pressure:** Ist bei einem Reifen die Druckdifferenz gegenüber dem Umgebungsdruck. Der F. wird gewöhnlich am kalten Reifen gemessen. Herrscht z.B. ein Luftdruck von 1 bar vor und im Reifen liegt ein absoluter Druck von 2,5 bar an, so beträgt der Fülldruck 1,5 bar. Man spricht auch von einem so genannten Überdruck.

**Gemischbildung mixture formation:** Die Aufgabe der Gemischbildung eines Motors ist es bei allen Betriebsbedingungen, ein zünd- und brennfähiges Luft-Kraftstoff-Gemisch herzustellen. Zufriedenstellend verbrennen diese Gemische nur in einem engen Mischungsbereich. Wird der Luftanteil größer (mageres Gemisch), sinkt der Kraftstoffverbrauch bis Verbrennungsaussetzer zunehmen und die Laufgrenze erreicht ist. Nimmt der Kraftstoffanteil zu (fettes Gemisch), steigt die Motorleistung, bis der Kraftstoff wegen Sauerstoffmangel nicht mehr vollständig verbrannt werden kann.

**GFK glas-fibre-reinforced plastics (GFRP):** Glasfaserverstärkter Kunststoff. Kunststoffe, die zur Erhöhung der Festigkeit mit Glasfasern in Form von Matten, Geweben und Strängen aus parallelen Fäden verstärkt sind. Eingesetzt werden GFK-Teile als Außenhautteile, Flügel, Formteile.

**Gieren yawing:** siehe Fahrzeugbewegungen

**Glasübergangstemperatur glass transition temperature:** Bei Kunststoffen tritt eine charakteristische Verhaltensänderung bei Erreichen einer bestimmten Temperatur ein. Unterhalb dieser so genannten G. kommen die Schwingbewegungen der Makromoleküle zum Stillstand und die Stoffe versprüden. Bei weiterer Abkühlung erreichen sie einen glasig-harten Zustand. Bei Reifen gilt: Je größer die Differenz zwischen der G. der Gummimischung und der Betriebstemperatur, desto weicher wird der Gummi und desto mehr Reibung baut er auf.

**Grenzschicht boundary layer:** Wird ein ruhender strömungsgünstiger Körper von Luft umströmt, so folgt die Luft umso mehr der Kontur dieses Körpers, je näher der Oberfläche sich die betrachtete Luftsicht befindet. Durch Reibungseffekte verlangsamt eine Luftströmung je näher sie zur Oberfläche eines ruhenden Körpers gelangt. So bildet sich an der Oberfläche des Körpers eine statische bis langsame Strömung aus, deren Dicke zum Ende des Körpers hin zunimmt, die so genannte Grenzschicht. Diese G. löst je nach Form des Körpers und Druckverhältnissen mit zunehmender Dicke und Turbulenz nach einer gewissen Strecke des Entlangströmens von der Oberfläche des Körpers ab. Außerhalb dieser G. kann die Reibung vernachlässigt werden und die Geschwindigkeit der Teilchen nimmt mit dem Wandabstand zu.

**Gummi rubber:** Sammelbezeichnung für Elastomere (eine Kunststoff-Untergruppe) auf Kautschukbasis. Aus dem eingedickten Saft (Latex) des Kautschukbaums wird durch Schwefelbehandlung (sog. Vulkanisation, führt zu weitmaschiger Vernetzung der Moleküle) der eigentliche Gummi gewonnen. Neben diesem Naturkautschuk gibt es auch synthetisch hergestellten Kautschuk. Der bekannteste Vertreter ist der durch Polymerisation von Butadien erzeugte Buna.

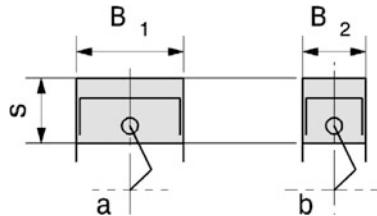
Bei Elastomeren liegt die Gebrauchstemperatur über der Glasübergangstemperatur. Bei den übrigen Kunststoffen (Thermoplaste und Duroplaste) ist es genau umgekehrt.

**Haptik haptics:** H. ist die Lehre von der haptischen Wahrnehmung. Als haptische Wahrnehmung bezeichnet man das aktive Erfühlen von Größe, Konturen, Oberflächentextur, Gewicht usw. eines Objekts durch den Tastsinn.

**Hochvolt (HV) high voltage:** Elektrische Spannungen größer als 60 V Gleichspannung bzw. 25 V Wechselspannung werden im Fahrzeugbereich als Hochvolt bezeichnet. Damit wird dieser Bereich begrifflich von der „Hochspannung“ in der industriellen Normung, bei der auch völlig andere Zahlenwerte dahinter stehen, abgegrenzt. HV-Kabel und Steckverbindungen werden durch orangefarbene Isolation gekennzeichnet.

**Hub-/Bohrungsverhältnis stroke-bore ratio:** Das Verhältnis des Kolbenhubes  $s$  zur Zylinderbohrung  $B$  bei einem Hubkolbenmotor. Man unterscheidet in Anlehnung an das Aussehen eines

Zylinders von der Seite quadratische (Hub = Bohrung), unterquadratische oder langhubige (Hub > Bohrung) und überquadratische oder kurzhubige (Hub < Bohrung) Auslegung von Motoren. Das Bild zeigt schematisch eine kurzhubige (a) und eine langhubige (b) Auslegung eines Kurbeltriebs.



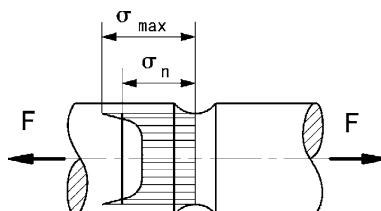
**IMSA:** International Motor Sports Association. Internationale Motorsportbehörde, die z. B. die amerikanischen Le Mans-Rennen durchführt.

**Integralbauweise integral construction:** Konstruktionsprinzip, bei dem versucht wird alle Funktionen, die eine Komponente erfüllen muss, in einem Bauteil unterzubringen. Dadurch entfallen gewichtserhöhende und festigkeitsmindernde Verbindungsstellen. Ein Beispiel dafür sind aus einem Stück gefertigte Seitenwellen mit integrierten Tripodenzapfen. Das Gegenteil stellt die Differenzialbauweise dar.

**IRL:** Abkürzung für Indy Racing League: Veranstalter der 500 Meilen von Indianapolis (Indy 500 am Memorial Day, 30. Mai) und anderen Rennen nach gleichem Reglement auf Ovalkursen. Die Fahrzeuge sind Einsitzer mit methanolbetriebenen V8-Motoren mit 3,5-l-Hubraum. Die Kosten der Fahrzeuge sind vom Reglement limitiert. Champ Car ist mittlerweile (Anfang 2008) aus finanziellen Gründen zunächst mit IRL zu einer Formelserie zusammengegangen und kurz darauf offiziell insolvent geworden.

**Isotrop isotropic:** Die Werkstoffeigenschaften sind in allen Richtungen gleich. Das gegenteilige Verhalten heißt anisotrop.

**Kerbwirkungszahl notch factor:** Die Beanspruchung eines Bauteils an einer Stelle wird durch Errechnen der mechanischen Spannungen (Biegespannungen  $\sigma$ , Torsionsspannungen  $\tau$  usw.) bestimmt. Dabei werden zunächst bei konventionellen Rechenmethoden die so genannten Nennspannungen ermittelt, die sich aus dem Querschnitt am Kerbgrund des ungekerbten Bauteils und der Belastung ergeben. (Im Gegensatz dazu existieren numerische Verfahren, die das näherungsweise Berechnen des Spannungsverlaufs erlauben, siehe Finite-Elemente-Methode). An Kerbstellen wird das Bauteil höher beansprucht. Die lokalen Spannungen am Kerbgrund sind wesentlich größer als die Nennspannungen. Die Kerbwirkungszahl  $K_f$  gibt an um wie viel die maximalen Spannungen bei dynamischer, also zeitlich veränderlicher Belastung größer werden als die Nennspannungen. Für Biegung gilt:  $\sigma_{b,max} = K_{f,b} \cdot \sigma_{b,n}$  und für Torsion gilt:  $\tau_{ts,max} = K_{f,ts} \cdot \tau_{ts,n}$ . Wobei der Index b für Biegung, ts für Torsion und n für Nenn- steht. Ein Wert von  $K_f = 1$  bedeutet also, dass das Bauteil völlig kerbunempfindlich ist.



Verlauf der axialen Spannungen in einem gekerbten Zugstab.

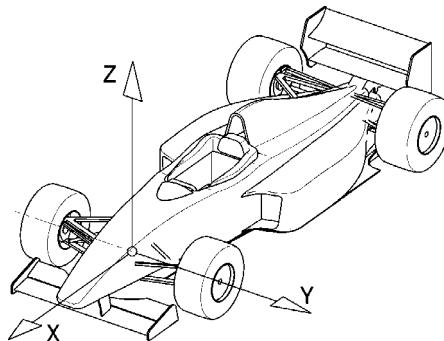
**Klopfen knocking:** Bei einem Ottomotor ergibt sich eine Grenze der Verdichtungssteigerung durch (teilweise hörbares) Klopfen an der Volllast. Klopfen ist eine unkontrollierte, selbst (also ohne Zündkerze) eingeleitete Verbrennung. Vor allem gegen Ende einer klopfenden Verbrennung treten hohe Druckspitzen auf, die sich mit Schallgeschwindigkeit im Brennraum fortpflanzen und Kolbenboden, Dichtungseinlassungen und Zylinderkopf beschädigen. Deshalb muss dauerhaftes Klopfen unbedingt vermieden werden. Dies geschieht u. a. durch Kraftstoffzusätze, Einstellen eines fetten Kraftstoff-Luft-Gemischs, Zurücknahme des Zündwinkels, Zurücknahme des Ladedrucks, Kühlung der Ansaugluft, Gestaltung des Brennraums und gezielte Kühlung von problematischen Brennraumbereichen (Zündkerzensitz, Auslassventilsitzringe).

**Knicken buckling:** Versagensart von schlanken, stabsförmigen Bauteilen, die Druckkräfte übertragen. Gegenüber einer idealen Belastung, die den Stab nur drückt, treten in der Realität Imperfektionen auf die zu einer zusätzlichen Biegung des Bauteils führen. Wird die Druckkraft zu groß, weicht der Stab in der Mitte seitlich aus und versagt auf Grund der zu großen Biegebeanspruchung.

**Konstruktionslage design position:** Bestimmte Lage eines Fahrzeuges zur Fahrbahn, die als Basis beim Konstruieren von Fahrwerken herangezogen wird. Üblicherweise ist dabei der Wagen fahrbereit mit halbvollem Tank und der Fahrer an Bord. Ausgehend von dieser Lage kann der Wagen ein- und ausfedern bzw. nicken und wanken. In K. ergeben sich also alle Nennmaße, z. B. für Bodenfreiheit, Bodenabstand, Spreizung, Nachlauf usw.

**Konzept layout:** Erste Phase in einem Konstruktionsprozess. In dieser Phase werden Lösungsmöglichkeiten für Teillfunktionen des Gesamtsystems gesucht und zu einer Wirkstruktur zusammengestellt. An diese Phase schließt die Entwurfsphase an.

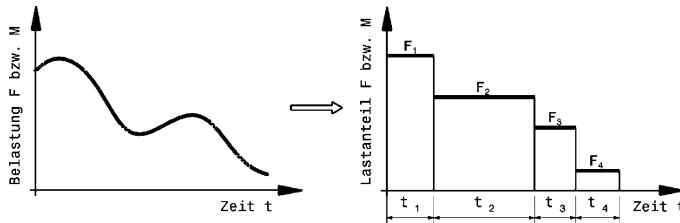
**Koordinatensystem coordinate system:** Von den gängigen, fahrzeugfesten Koordinatensystemen wird in diesem Buch folgendes in Anlehnung an DIN 70 000 und ISO 4130 verwendet: Der Koordinatenursprung ist der Schnittpunkt der Fahrzeulgängsmittelbene mit der Vorderachse. Das Achsenkreuz ist darauf folgendermaßen ausgerichtet. Die positive X-Achse zeigt in Fahrtrichtung, quer dazu die Y-Achse nach links und die Z-Achse weist nach oben.



**Laminare Strömung laminar flow:** Die Strömung verläuft in aufeinander liegenden Schichten, die sich nicht vermischen. Es treten also keine Querströmungen (Turbulenzen) auf.

**Lastkollektiv collective load:** Im Allgemeinen ist die Belastung eines Bauteils über der Zeit nicht konstant, sondern ändert sich unregelmäßig. Eine Antriebswelle beispielsweise wird beim Start und nach einem Schaltvorgang extrem stark beansprucht, beim Anbremsen und Durchfahren einer Kurve wiederum fast gar nicht. Zur Auslegung von Bauteilen werden jedoch vereinfachte Darstellungen von Lasten (Kräfte, Momente) benötigt. In Versuchsreihen (z. B. Durchfahren eines bestimmten Kurses) werden daher Belastungen über der Zeit aufgezeichnet und ausgewertet. Bei solchen Auswertungen werden u. a. die aufgetretenen Belastungshöhen und deren Häufigkeit

(zeitlicher Anteil, Anzahl der Lastwechsel) ermittelt. Das Bild zeigt wie aus einem Belastungsverlauf ein Lastkollektiv wird.



**Latsch** *tyre contact patch*: Die Aufstandsfläche eines Reifens. Über diese Fläche werden sämtliche Kräfte zwischen Reifen und damit Fahrzeug und Fahrbahn übertragen.

**Liefergrad  $\lambda_1$**  *volumetric efficiency*: Der L. bezeichnet bei einem Verbrennungsmotor das Verhältnis der nach Abschluss des Ladungswechsels tatsächlich im Zylinder befindlichen Ladungsmasse im Vergleich zur theoretisch im Zylinder möglichen Ladungsmasse (= Hubvolumen mal Luftdichte). Der L. ist bei Saugmotoren kleiner als 1. Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit (Drehzahl) steigen die Verluste durch Drosselung in den Leitungen und Ventilen an. Dies wird teilweise durch gasdynamische Effekte bei bestimmten Drehzahlen ausgeglichen oder sogar überkompensiert.

**LMS Le Mans Series**: Ist eine Rennserie, die nach den Regeln des berühmten 24-Stunden-Langstreckenrennen in Le Mans veranstaltet wird. Die Rennen werden meist über 1000 km ausgetragen. Pro Fahrzeug sind wegen der Renndauer mehrere Fahrer gemeldet.

**Luftaufwand  $\lambda_a$**  *charging efficiency*: Der L. ist bei einem Verbrennungsmotor das Verhältnis der zugeführten Frischladung (das ist alles, was durch den Luftfilter strömt) zur theoretisch im Zylinder möglichen Ladungsmasse. Damit ist der L. nicht gleich dem Liefergrad. Durch Spülverluste im Ladungswechsel-OT kann z. B. Frischladung über den Abgastrakt verloren gehen. Beim L. wird dieser Verlust berücksichtigt, beim Liefergrad nicht. In diesem Beispiel wäre der L. größer als der Liefergrad, wenn die zugeführte Masse größer ist als die theoretisch mögliche. Der L. ist einfacher zu messen als der Liefergrad.

**Luftverhältnis  $\lambda$**  (*Lambda air-fuel-ratio*): Das Luft-Kraftstoffgemisch im Motor zündet und verbrennt zufriedenstellend nur innerhalb eines bestimmten Mischungsbereichs. Bei Benzin beträgt dieses Verhältnis etwa 14,7 : 1, d. h. 14,7 kg Luft sind zur vollständigen Verbrennung von 1 kg Kraftstoff erforderlich (stöchiometrisches Gemisch).

Die Luftzahl  $\lambda$  vergleicht diesen theoretischen Bedarf mit dem tatsächlich vorhandenen Gemisch.

$$\lambda = \frac{\text{vorhandenes Gemisch}}{\text{stöchiometrisches Gemisch}}$$

$\lambda = 1$  bedeutet also im Brennraum liegt stöchiometrisches Gemisch vor.  $\lambda < 1$  heißt es liegt Luftmangel vor (fettes Gemisch).  $\lambda > 1$  heißt es herrscht Luftüberschuss (mageres Gemisch).

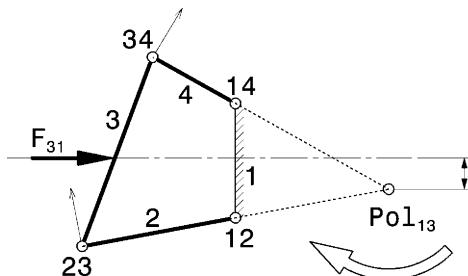
**Luftwiderstand** *drag*: Kraft, die auf bewegte Körper einwirkt, dadurch, dass diese Luft verdrängen und dass die Luft an der Körperoberfläche reibt.

**Massenträgheit** (erstes Newtonsches Axiom) *mass inertia*: Damit ein Körper seine Bewegungsrichtung oder Geschwindigkeit ändert, muss eine Kraft auf ihn einwirken. Diese Kraft ist proportional der Beschleunigung und der Masse,  $F = m \cdot a$ .

**Massenträgheitsmoment  $J$**  *polar inertia*: Das M. ist bei einer Rotation ein Maß für den Widerstand gegenüber Änderungen der Winkelgeschwindigkeit und ist damit vergleichbar der Masse bei einer Translation. Das M. hängt von der Verteilung der Masse im Bezug zur Drehachse ab. Je weiter Massenanteile von der Drehachse entfernt sind, desto größer ist das M.

**Mitteldruck, effektiv  $p_{m,e}$**  *mean effective pressure:* Während eines Arbeitsspiels eines Verbrennungsmotors ändert sich der Druck im Brennraum. Der Mitteldruck ist eine rechnerische Vergleichsgröße. Er ist ein gedachter konstanter Druck, der die gleiche Arbeit an der Kurbelwelle verrichten würde, wie der tatsächliche sich periodisch ändernde Druck im Laufe eines Arbeitsspiels.

**Momentanpol *instantaneous centre:*** Jede Bewegung zwischen zwei starren Körpern kann durch eine Drehung um eine augenblickliche (= momentane) Drehachse (= Momentanpol) beschrieben werden. Der Ort des M. ist demzufolge auch der Ort an dem keine Geschwindigkeit zwischen den betrachteten Körpern existiert. Die Angabe des M. in Koppelgetrieben erfolgt durch die Kombination der in Beziehung stehenden Glieder. Im Bild ist ein viergliedriges Getriebe dargestellt. Sind Glieder im (festen) Gestell 1 gelagert, gilt der Lagerpunkt als M., im Beispiel also Gelenke 12 und 14 für die Glieder 2 und 4. Sind betrachtete Glieder nicht direkt miteinander gekoppelt, kann der M. über die Kenntnis zweier zum Starrkörper gehörigen Geschwindigkeitsvektoren ermittelt werden. Hier also der Pol für die Glieder 1 und 3.



Wirken zwischen zwei Gliedern Kräfte, entscheidet die Lage der Kraftwirkungslinie in Bezug zum M. dieser Glieder, welcher kinematischer Zustand sich einstellt. Im Beispiel bewirkt die Kraft  $F_{31}$  (Kraft auf Glied 3 von Glied 1) eine Drehung im Uhrzeigersinn. Würde der M. 13 auf der Wirkungslinie von  $F_{31}$  liegen, bliebe das Getriebe im Gleichgewicht. Liegt die Wirkungslinie unter dem M. 13, dreht sich Glied 3 gegen den Uhrzeigersinn. [1]

**Monoposto *single-seater:*** Einsitzer Rennwagen, bei dem der Fahrerplatz auf der Längsmittelebene des Fahrzeugs angeordnet ist.

**NACA Lufteinlass *NACA air duct:*** (National Advisory Council for Aeronautics). Gestaltung eines Luftschaftes nach den Empfehlungen der NACA.

**NASCAR:** Abkürzung von National Association for Stock Car Auto Racing Inc. Das ist die Regelbehörde für den NASCAR Sprint Cup Series (war 2004–2007 Nextel Cup Series, davor Winston Cup), eine in Nordamerika populäre Rennserie, die mehrheitlich auf Ovalkursen in Stadien gefahren wird. Sie stellt die höchste Rennserie in den USA dar. Die Fahrzeuge sehen äußerlich wie Serienfahrzeuge aus, bestehen aber aus einem Gitterrohrrahmen und werden mit Vergasermotoren betrieben, die über eine Gelenkwelle eine Starrachse an Längslenkern antreiben.

**Nicken *pitching:*** siehe Fahrzeugbewegungen

**O-Anordnung *O-arrangement:*** Zwei Schräkgugellager oder Kegelrollenlager können spiegelbildlich angeordnet werden. Werden dabei zwei Lager so eingebaut, dass die Drucklinien nach außen zeigen (also wie in „O“ aussehen), spricht man von O-Anordnung der Lager. Weisen die Drucklinien zueinander, liegt eine X-Anordnung vor.

**Oktanzahl *octane number:*** Eine Kenngröße für die Klopffestigkeit eines Kraftstoffes. Je größer die Oktanzahl desto klopfester ist der Kraftstoff. Zur Bestimmung der Oktanzahl werden zwei verschiedene Verfahren eingesetzt: Die Motor-Methode (Motor-Oktanzahl MOZ) und die Research-Methode (Research-Oktanzahl ROZ).

**Perzentil *percentile*:** Einteilung einer Grundgesamtheit (Normalverteilung) in 100 Abschnitte. Hier statistische Einteilung der Abmessungen des menschlichen Körpers. Damit werden Cockpits und Fahrgasträume gestaltet, die für einen Großteil der Bevölkerung passend sind. Im Pkw-Bau decken so der 95 %-Mann und die 5 %-Frau 90 % der Gesamtbevölkerung ab. Das heißt nur 5 % der Männer sind größer und nur 5 % der Frauen sind kleiner als die benutzten Perzentile.

**Prototyp *prototype*:** Rennwagen einer bestimmten Kategorie und Gruppe, der nur in kleiner Stückzahl oder als Einzelstück gefertigt wird.

**Qualitätssteuerung *quality control*:** Die Steuerung der Last (und damit bei konstanter Last der Drehzahl) erfolgt bei Dieselmotoren durch die Steuerung der Kraftstoffzufuhr in den Brennraum. Die Verbrennungsluft saugt der Motor ungedrosselt an. Dadurch ergibt sich allein über die Veränderung der Kraftstoffmenge das gewünschte Luft-Kraftstoff-Massenverhältnis im Brennraum.

**Quantitätssteuerung *quantity control*:** Die Steuerung der Last (und damit bei konstanter Last der Drehzahl) erfolgt bei Ottomotoren mit herkömmlicher Gemischbildung (Vergaser, Saugrohreinspritzung) über Drosselorgane (Drosselklappe, Schieber). Dabei wird im Teillastbereich die Luft- bzw. Gemischmengenzufuhr zum Motor durch Drosselung des Ansaugquerschnitts verändert. Bei Vollast wird der gesamte Querschnitt freigegeben.

**Rad-Schwingzahl *wheel frequency*:** Eigenfrequenz eines schwingungsfähigen Rades, das über Feder und beweglichen Gliedern mit dem Wagenkasten verbunden ist.

**Raid, Rallye Raid:** Unter diesem Oberbegriff werden die Langstreckenrennen, die querfeldein im freien Gelände vornehmlich in Wüstengegenden ausgetragen werden, zusammengefasst. Der grundsätzliche Verlauf des Bewerbs ist dabei wie bei einer Rallye, d. h. die Fahrzeuge fahren von einem Anfangsort zu einem bestimmten Zielort.

**Rallye rally:** Sind Wettbewerbe, die auf für die Dauer des Bewerbs abgesperrten Straßenstücken ausgetragen werden. Die Fahrbahndecken können dabei Asphalt o. ä., Schotter, aber auch Schnee und Eis sein. Jedes Fahrzeug fährt die Strecke normalerweise allein. Kennzeichnend für R. ist, dass ein Beifahrer dem Piloten den Streckenverlauf ansagt.

**Rapid Prototyping:** Dazu zählen alle Verfahren mit deren Hilfe direkt aus 3D-CAD-Informationen reale Modelle geschaffen werden können. Manche dieser Verfahren arbeiten gleichsam wie ein Drucker, der dreidimensionale Kunststoffkörper ausdrückt. Diese Modelle können je nach Verfahren und Einsatzzweck Anschauungsobjekte, Versuchsteile, Gussmodelle oder Gussformen sein. Ziel ist es, ausgehend von CAD-Daten rasch zu einem funktionsfähigem (Prototyp-)Teil (Name!) zu kommen.

**Reibbeiwert  $\mu$  coefficient of friction:** Durch Versuche ermittelter Wert zur Berechnung der Reibkraft zwischen zwei Körpern. Der R. ist u. a. von der Werkstoffpaarung abhängig.

**Reynoldszahl *Reynolds number Re*:** Ist eine dimensionslose Ähnlichkeitskennzahl in der Strömungsmechanik. Sie vergleicht die Trägheitskräfte mit den Reibungskräften in einem Fluid. Bei einer Windkanaluntersuchung mit einem verkleinerten Fahrzeugmodell müssen die Werte der R. von Modell und Original gleich groß sein, damit man vergleichbare Strömungsfelder erhält und somit brauchbare Messergebnisse.

**Rockwell-Härte *Rockwell hardness*:** Angabe der Härte eines Werkstoffs. Wird ermittelt über die bleibende Eindringtiefe eines Eindringkörpers (Kegel, Kugel) in das Werkstück.

**Schubmodul (Gleitmodul)  $G$  *shear modulus*:** Durch Schubversuche an Probestäben ermittelte Werkstoffkonstante. Für viele Werkstoffe bleibt bei Schubbeanspruchung das Verhältnis zwischen Schubspannung und Winkelverzerrung gleich. Dieses Verhältnis ist der S.

**Sequentielles Schalten *sequential shifting*:** Eine Art des Gangwechsels bei einem Schaltgetriebe, bei der die einzelnen Gänge nur hintereinander (sequenziell) eingelegt werden. Dazu muss der Fahrer bloß eine einfache Bewegung machen. Motorradgetriebe sind ein Beispiel dafür. Im Gegensatz da-

zu weisen übliche Pkw-Schaltgetriebe eine H-Schaltung auf, bei der mit einer zusammengesetzten Bewegung ein beliebiger Gang eingelegt werden kann.

**Simulation simulation:** Mit Simulationen werden die Auswirkungen von komplexen physikalischen Zusammenhängen meist über der Zeit errechnet. Dazu wird zunächst das zu untersuchende System durch ein Modell vereinfacht dargestellt. Dieses Modell wird anschließend durch ein Gleichungssystem mathematisch beschrieben. Mit Hilfe eines Computers wird dieses Gleichungssystem (meist durch numerische Näherungsverfahren) gelöst. Die Ergebnisse werden dann als Grafiken oder Animationen anschaulich dargestellt (visualisiert). Simulationen erlauben in kurzer Zeit viele Änderungen am untersuchten System durchzuführen, die am realen Objekt isoliert gesehen entweder gar nicht möglich oder zu teuer wären. Simuliert werden u. a. das Fahrverhalten eines Wagens mit unterschiedlichen Reifen, Achslasten, Schwerpunktshöhen, Abtriebskräften usw. auf unterschiedlichen Strecken (die zu dem Zweck natürlich dreidimensional erfasst werden müssen). Wegen der getroffenen Vereinfachungen bildet eine Simulation nicht exakt die Wirklichkeit ab, liefert aber qualitative Aussagen über Einflussgrößen auf das untersuchte System. Durch Vergleich mit gemessenen Versuchsergebnissen werden Modelle auf ihre Brauchbarkeit geprüft und in weiterer Folge verbessert.

**Spannung stress:** Wird ein Bauteil durch äußere Kräfte und/oder Momente belastet oder wird es in seiner Wärmedehnung behindert, tritt eine Beanspruchung im Inneren auf. Diese Beanspruchung wird rechnerisch durch mechanische Spannungen z. B. in N/mm<sup>2</sup> erfasst. Überschreitet die Spannung an einer Stelle im Bauteil einen vom Werkstoff abhängigen Kennwert, kommt es zum Versagen (Rissbildung, Fließen, ...) an dieser Stelle.

**Streckgrenze  $R_e$  yield strength:** Im Zugversuch ermittelter Werkstoffkennwert. Wird ein Stab mit zunehmender Kraft gezogen, so bleibt er bis zum Erreichen der Streckgrenze elastisch, d. h. bei Entlastung nimmt er wieder seine ursprüngliche Länge an. Bei Werkstoffen ohne ausgeprägte Streckgrenze wird ein Ersatzwert festgelegt, die Proportionalitätsgrenze  $R_{p0,2}$ .

**Tribologie tribology:** Lehre vom Zusammenwirken von Reibung, Schmierung und Verschleiß. Kommt es zwischen Körpern zu einer Relativbewegung, so führt dies zu Energieverlust (Reibung) und Materialabtrag (Verschleiß).

**Turbulente Strömung turbulent flow:** Ist eine Strömungsform, bei der Querströmungen und Verwirbelungen in unterschiedlichen Größen und Richtungen auftreten.

**Übersteuern oversteer, AE: loose:** siehe Fahrverhalten

**Untersteuern understeer, AE: push:** siehe Fahrverhalten

**Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  compression ratio:** Das V. eines Motors ist das Verhältnis aus maximalem und minimalem Zylindervolumen. Das größte Volumen ergibt sich, wenn der Kolben im unteren Totpunkt steht. Dieses Volumen ist also das Hubvolumen eines Zylinders plus des so genannten Kompressionsvolumens. Das kleinste Volumen schließt der Kolben im oberen Totpunkt ein. Dieser Rauminhalt stellt das Kompressionsvolumen dar. Das Kompressionsvolumen setzt sich zusammen aus dem Brennraumvolumen und weiteren Anteilen, die sich durch die Kolbenboedenform ergeben.

**Wanken roll:** siehe Fahrzeugbewegungen

**Wärmetauscher heat exchanger:** Gebilde in dem Wärme von einem flüssigen oder festen Stoff höherer Temperatur auf einen anderen mit niedriger Eintrittstemperatur übergeht, ohne dass die beiden Stoffe miteinander vermischt werden. Je nach beteiligten Medien unterscheidet man z. B. Wasser/Luft oder Luft/Luft-Wärmetauscher für die Ladeluftkühlung eines aufgeladenen Motors.

**WRC World Rally Car:** Rallyefahrzeug, das auf einem großzügigen Reglement basiert, das keine Mindeststückzahl an gebauten Fahrzeugen vorschreibt. Das Mindestgewicht beträgt 1230 kg. Die Zylinderzahl der Motoren ist mit acht begrenzt. Der Hubraum hängt von der Anzahl der Ventile und vom Aufladeverfahren ab. Weitere Rallye-Fahrzeuge gehören zur Gruppe A und N. Für

diese Fahrzeuge wird verlangt, dass 2500 Basismodelle innerhalb eines Jahres gebaut werden. Der Gruppe A verdanken wir so Straßenfahrzeuge wie den Lancia Delta Integrale, Mitsubishi Lancer Evo und Ford Escort RS-Cosworth.

**Zugfestigkeit  $R_m$  tensile strength:** Im Zugversuch ermittelter Werkstoffkennwert. Er ergibt sich aus dem Quotienten von Höchstkraft während des Versuchs und dem Querschnitt des Probestabs vor dem Versuch. Die Z. ist in vielen Werkstoffkurzbezeichnungen enthalten.

In diesem Buch werden die britischen Ausdrücke für die wichtigsten Teile kursiv angeführt. Nachfolgend sind für einige gängige Bauteile die Unterschiede zwischen den entsprechenden amerikanischen (AE) und den britischen Begriffen (BE) aufgelistet:

Bauteil	amerikanisch	britisch
Seitenwelle	axle shaft	half shaft
Antriebswelle	driveshaft	prop shaft
Radkasten	fender	wheel arch
(Motor-)Haube	hood	bonnet
Übersteuern	loose	oversteer
Kegelradachsgetriebe	ring & pinion	crown wheel & pinion
Untersteuern	tight (push)	understeer
Kofferraum	trunk	boot
Stoßdämpfer	shock absorber	damper
Torsionsstabilisator	sway bar	anti roll bar
Gurney-Leiste	wicker	gurney
Windschutzscheibe	windshield	windscreen

Unterschiedliche Rennklassen benutzen ebenso unterschiedliche Bezeichnungen für das im Prinzip gleiche Bauteil:

- Dreiecksquerlenker: A-arm/wishbone, control arm
- Radträger: spindle (Tourenwagen)/upright (Monoposto)
- Spurstange: tie rod/toe link

---

## Literatur

1. Neumann, R., Hanke, U.: Eliminierung unerwünschter Bewegungen mittels geeigneter Momen-tanpolkonfiguration. Konstruktion 4, 75–77 (2005)
2. Breuer, B., Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, 1. Aufl., GWV Fachverlage/Vieweg, Wiesbaden (2003)
3. Milliken, W.F.: Chassis design: principles and analysis. Society of Automotive Engineers, Warren-dale (2002)

---

# Sachwortverzeichnis Index

4-Stempel-Anlage, 1009

5-Sekunden-Regel, 94

7-Stempel-Prüfstand, 1010

95 %-Mann, 92

## A

Abbremsung, 418

ABC-Analyse, 44

Abgasanlage, 644, 760

Abgasturboaufladung, 599, 629

Abreißfolie, 195

Abreißventil, 83, 852

Kraftstoff, 856

ABS, 427

ABS-Bremse, 210

Abschleppösen, 839, 910

Abstimmung, 177, 925

Abstimmungsmaßnahme, 932

Abstufung

geometrische, 540

progressive, 541

Abtrieb, 136, 194

Abtriebsaufteilung, 180

Abtriebsbeiwert, 144

Abweiser, 167

Achsabstand, 700, 717

Achslager, 508

Achslast, 23

Achslastverteilung, 420

Achsschenkel, 467

Achsschenkellenkung, 467

Achsübersetzung, 538

Achszapfen, 287

Ackermann-Bedingung, 468

Aerodynamik, 125

aerodynamische Balance, 180

aerodynamische Effizienz, 178

aerodynamische Einflüsse, 125

Airbag, 116

Airbox, 131, 615

Airrestrictor, 132, 622

Aktuator, hydraulischer, 700, 746

Allradantrieb, 516, 744

Renneinsatz, 772

Allradlenkung, 513

Aluminium, 57

Anfahrrabstützwinkel, 275

Anfahrelement, 528, 682

Anfahrhilfe, 775

Anfahrnickausgleich, 275, 283, 284

Ansauganlage, 615

Ansaugtrichtergestaltung, 622

Ansprechverhalten, 635

Anstellwinkel, 143

Anströmwinkel, 143

anti-stall clutch, 958

Antiblockiersystem (ABS), 779

Antihopping-Kupplung, 685

Anti-Lag-System, 636

Anti-Splittersicherheitsfolie, 196

Antriebskonzept, 18, 680

Antriebskrafthebelalarm, 472

Antriebsschlupfregelung, 777

Antriebsstrang, 677

Antriebswellen, 798

Aquaplaning, 206

Armaturenbrett, 116

Armaturentafel, 116

Armschlaufen, 117

ASIL, 837

Aufbaufeder, 312

Aufladung, 625

mechanische, 628

Aufprallversuch, 88

Aufstützeffekt, 266

Ausgleichsbehälter, 440, 658

Ausgleichswelle, 600

Auslasskanal, 583

Auslegung, 50

überdrehende, 537

unterdrehende, 537

Außenbordbremse, 461

Außenhaut, 185

Außenläufer, 813

Autoklaven, 899

axiale Sicherung, Welle, 767

## B

Balance, 346

Batterie, 781, 915

Blei-Säure-, 826

Nickel-Cadmium-, 826

- Nickel-Metall-Hybrid-, 826  
 Zink/Luft-, 826  
 Bauchfreiheit, 186  
 Baugruppen, 12  
 Bauteilsicherheit, 45  
 Beckengurt, 117  
 Befestigung, 146  
 Beingurt, 117  
 Belastungstest, 84  
 Berechnung, 306  
 Bergehilfen, 910  
 Bergrennwagen, 94  
 Beryllium, 59  
 Beschleunigungsausgleich, 277  
 Beschleunigungsvermögen, 529  
 Beschleunigungswiderstand, 523  
 beschränktes Versagen, 47  
 Betätigungskräfte, 434  
 Betriebsbremsanlage, 417  
 Betriebsstrategie, 781  
 Bezeichnungen  
     Felgen und Räder, 205  
     Reifen, 200  
 Biegeradien, 872  
 Biegeschwingungen, 721  
 Biegsteifigkeit, 755, 862, 904  
 Biegewinkel, Wellen, 720  
 Biss, 433  
 Blechränder, 890  
 Blending, 794  
 Blipper, 713  
 Bodenabstand, 262  
 Bodeneffekt, 140  
 Bodenfreiheit, 155, 186, 194  
 Bolzenzentrierung, 245  
 Bombierung, 887  
 Bonanzaeffekt, 755  
 Bordsteinabdrücktest, 493  
 Breitreifen, 227  
 Bremsabstützwinkel, 275  
 Bremsausgleich, 277  
 Bremsbelag, 449  
     keramischer, 451  
     organischer, 433  
 Bremse, innenliegende, 461  
 Bremseineinbau, 461  
 Bremsenergierückgewinnung, 783  
 Bremsenkühlung, 458  
 Bremsenprüfstand, 1004  
 Bremsflüssigkeit, 438  
 Bremskolben, 447  
 Bremskraftbegrenzer, 442  
 Bremskraftregler, 442  
 Bremskraftverstärkung, 435  
 Bremskraftverteilung, 423  
     elektronische, 109  
 Bremskraftverteilungsdiagramm, 419  
 Bremskreisaufteilung, 431  
 Bremsnickausgleich, 276, 284  
 Bremspedal, 106  
 Bremsrohrleitungen, 444  
 Bremsrubbeln, 451  
 Bremssattel, 445  
 Bremsscheibe, 453  
     Temperaturerhöhung, 438  
 Bremsscheibenfreigang, 461  
 Bremsscheibentemperaturfarbe, 459  
 Bremsschlauchleitungen, 444  
 Brennraum, 573  
 Brennstoffzelle, 827  
 Brennverlauf, 1001  
 Brennweg, 574  
 bridging, 902  
 Buchsenverzug, 565  
 Bug, 151
- C**  
 CFK, 59  
 CFK-Wellen, 751  
 Cockpit, 89  
     eines Formel-Fahrzeugs, 122  
     eines Produktionssportwagens, 122  
     eines Tourenwagens, 122  
     geschlossenes, 90  
     offenes, 90  
 Cockpitklimatisierung, 177  
 Crashelement, 68  
 Crashversuch, 88  
 Cup-Fahrzeuge, 958  
 CVT, 731  
 CVT-Getriebe, 528
- D**  
 Dämpfer, 320  
     variable, 329  
 Dämpferbauarten, 331  
 Dämpferdiagramme, 337  
 Dämpferkennlinien, 334  
 Dämpferprüfstand, 1005  
 Dämpfkraft, 327  
 Dampfrad, 634  
 Dämpfung, aperiodische, 327  
 Datenauswertung, 963  
 Datenerfassung, 963  
 Dauerfestigkeit, 50  
 Defo-Element, 101  
 Dehnung  
     unvollständige, 629  
 Delaminieren, 903  
 delaminiert, 896  
 Deutsche Tourenwagen Masters, 668  
 Diagonalreifen, 234  
 Dieselmotoren, 560  
 Differenzgewinde, 49  
 Differenzial, 678, 735  
     aktives, 745  
     momentenverteilendes, 745  
 offenes, 737

- Differenzialbauweise, 54  
Diffusor, 155, 191  
DLC, 593  
Doppelkupplungsgetriebe, 713  
Doppelquerlenkerachse, 363  
Doppelschicht-Kondensator, 788  
Downsizing, 958  
Downspeeding, 958  
Drag Reduction System, 160  
Dragster, 962  
Dragsterrennen, 219  
Drall, 574  
Drehrichtung des Motors, 677  
Drehschieber, 641  
Drehstabfeder, 315  
Drehstrommotor, 812  
Drehzahl  
  biegekritische, 721, 751  
  kritische, 721  
  torsionskritische, 752  
Drehzahlgrenze, 596  
Drehzahllimit, 547  
Dreifeder-Radaufhängung, 356  
Drei-Feder-System, 316  
Drosselklappe, 640  
Drosselorgan, 639  
Drosselverluste, 552  
Druckanschlag, 311  
Druckpunkt, 147, 181  
Druckstab, 395  
Druckstufenventil, 333  
Druckwellenaufladung, 637  
Druckwinkel, 299  
Durchbiegung, Wellen, 720  
Durchzüge, 890  
dynamischer Rollradius, 200
- E**  
ECIE, 17  
Effizienz, 178  
Eigenfrequenz, 321  
Eigenlenken, 280  
Eigenlenkverhalten, 36, 501  
  Abhilfemaßnahmen, 505  
Einfluss des Motorsports, 8  
Einfüllstutzen, 852  
Einlasskanal, 579  
Einlauflänge, 219  
Einpresstiefe, 240  
Einrohrdämpfer, 332  
Einscheibensicherheitsglas, 195  
Einschlag, 366  
Einschlagwinkel, 469  
Einspurfahrzeugmodell, 29  
Einzelzylindervolumen, 558  
Elastokinematik, 29, 289  
Elastokinematik-Prüfstände, 1014  
Elektromotor, 804  
Endplatten, 145
- Endrohr, 649  
Energierückgewinnung, 781  
Energiespeicher, 784, 819  
Entflammungsphase, 569  
Entlüftung, 170, 177  
  Getriebe, 725  
Entlüftungsbehälter, 660  
Entlüftungsventil, Kraftstoff, 856  
Entwicklungsziel, 952  
Entwurf, 39  
Ergonomie, 91  
Exzenterverschluss, 192
- F**  
Fadenwinkel, 207  
Fahrbarkeit, 35, 555  
Fahrdynamikprüfstand, 1009  
Fahrerposition, 92  
Fahrkomfort, 257  
Fahrleistung, 31, 126, 528, 545, 771, 926  
Fahrrpedal, 105  
Fahr simul ator, 997  
Fahrstabilität, 23, 428  
Fahrverhalten, 209  
  neutrales, 283  
Fahrwerk, 256  
Fahrwerksentwicklung, 258  
Fahrwiderstand, 516  
Fahrzeugentwicklung, 11  
Faserverbundwerkstoffe, 58, 753, 895  
Federauslegung, 316  
Federkennlinie, 310  
Federrate, progressive, 311  
Federstahl, 320  
Federsteife, 27  
Federung, 308  
Federungswinkel, 275  
Federweg, 324  
Feldschwächebereich, 807  
Felge, 237  
  Bezeichnung, 241  
Felgendurchmesser, 239  
Fensternetz, 79  
Fersenanschlag, 104  
Festbremsdrehzahl, 692  
Festgelenk, 758  
Festigkeit, 864  
Festkörpergelenk, 383  
Feststellbremsanlage, 417  
Feuerlöscher, 75  
Filtern, 970  
Flachbundmutter, 247  
Flachbundschrauben, 246  
Flächenträgheitsmoment, 862  
Flachschieber, 641  
Flammschutzwand, 69  
Flexleitungen, 444  
Flügel, 139  
Flügelauto, 139

Flügelberechnung, 163  
 Flügelgestaltung, 144  
 Fly-off-Handbremse, 417  
 FMEA, 44  
 Formel 1, 789, 960  
 Formel 3, 668, 959  
 Formel Ford, 959  
 Formel Renault, 669  
 Formel Student, 958  
 Formschlupf, 211  
 Freilaufbedingung, 630  
 Frontantrieb, 234  
 Frontdiffusor, 160  
 Frontflügel, 148  
 Frontspoiler, 153  
 FTA, 44  
 Füllstäbe, 875  
 Füllungskanal, 579  
 Fußhebel, 438  
 Fußhebelwerk, 103  
 Fußraum, 94

**G**

Gasdruckdämpfer, 332  
 Gasfederprinzip, 566  
 Gasgeschwindigkeit, 580  
 Gehäuse, Getriebe, 729  
 Gelenk, 289  
 Gelenkkopfverschraubung, 392  
 Gelenklager, 388  
 Gelenksauswahl, Wellen, 765  
 Gemischbildung, 641  
 Gemischheizwert, 552  
 Generator, 916  
 Gesamtfahrwiderstand, 523  
 Gesamtübersetzung, 531  
 Geschwindigkeitssymbol, 204  
 Getriebe  
     Funktion, 528  
     halbautomatisches, 780  
 Getriebeanordnungen, 703  
 Getriebelager, 718  
 Getriebeplan, 523  
 Getriebeprüfstand, 1002  
 Getriebespreizung, 532  
 Gewichtsoptimierung, 397  
 Gewichtsrückstellung, 474  
 GFK-Wellen, 752  
 g-g-Diagramm, 971  
 g-g-v-Diagramm, 37, 987  
 Gitterrohrrahmen, 860  
 Glätten, 970  
 Gleichlaufgelenk, 482, 760  
 Gleichstrommotor  
     bürstenlos, 815  
 Gleitbrett, 193, 194  
 Gleitreibungszahl, 213  
 Gleitschlupf, 211  
 Gough-Diagramm, 225

Grenzbereich, 36  
 Grübchenbildung, 716  
 Gummi, 207  
 Gummilager, 290  
 Gummiventile, 237  
 Gurneyleiste, 148  
 Gusseisen, 57  
 Gussrad, 243  
 Gütegrad der Seitenkraftverteilung, 273

**H**

Haftreibungszahl, 213, 214, 516  
 Halteseile, 80, 380  
 HANS-System, 116  
 Hard Point Package, 16  
 Hardy-Scheibe, 749  
 Hauptabmessungen, 29  
 Hauptbremszylinder, 440  
 Hauptlager, 614  
 Hauptschalter, 71, 824, 921  
 Heck, 151  
 Heckaufprallelement, 69  
 Heckflosse, 181  
 Heckflügel, 148  
 Hecksspoiler, 153  
 Hilfsbremsanlage, 417  
 Hilfskraftlenkung  
     elektrische, 482  
 Hinterachse, 236, 270  
 Hochdrehzahlmotor, 550  
 Hochleistungszweitakter, 644  
 Höchstgeschwindigkeit, 530  
 Höhen-Breitenverhältnis, 202  
 Hohlwelle, 755  
 H-Punkt, 99  
 H-Schaltung, 113  
 Hub-Bohrungsverhältnis, 558  
     überquadratisches, 550  
 Hubschwingung, 322  
 Hubzapfenversatz, 599  
 Hüftgelenkpunkt, 99  
 Hump, 206  
 Hybrid  
     leistungsverzweigter, 781  
     serieller, 780  
 Hybridantrieb, 780  
 Hybridlager, 294  
 Hypoidkegelräder, 732

**I**

Indikatordiagramm, 629  
 Indy-Car, 674, 960  
 Innenläufer, 813  
 Innenzahnradpumpe, 724  
 Innovation, 55  
 Instrumente, 116  
 Integralbauweise, 50, 54  
 Intermediates, 237  
 ISO 26262, 836  
 Iso-Oktan, 665

- J**  
J-Turn, 466
- K**  
Kabelbaum, 913, 919  
Kamine, 177  
Kamm'scher Kreis, 517, 971  
Kanalgestaltung, 578  
Kanalwinkel, 572  
Karbonebelsbelag, 433  
Kardangelenk, 482  
Karkasse, 207  
Karosserie, 185  
Karts, 738  
Kastenrahmen, 877  
keramische Beläge, 451  
Kerben, 48  
Kerbstellen, 721  
Kerbwirkungszahlen, 722  
KERS, 11, 783  
Kippgrenze, 29  
Kleben, 754  
Klebeverbindung, Welle, 753  
Kleinwinkelgelenk, 750  
Klemmverbindung, Welle, 753  
Klimaanlage, 177  
Klopfen, 551  
Klopfestigkeit, 665  
Knie-Geschwindigkeit, 340  
Knotenbleche, 873  
Kohlefaserkopplung, 684  
Kolben, 606  
Kolbenbolzen, 611  
Kolbenbolzensicherung, 611  
Kolbenring, 610  
Kollerniegung, 235  
Kompaktlager, 296  
Konsole, 333, 394, 840  
Konstruktionslage, 310  
Konstruktionsprinzipien, 43  
Kopieren, 357  
Körper gleicher Festigkeit, 51  
Kosten, 62  
Krafteinleitungselemente, 896  
Kraftstoff, 805  
Kraftstoffpumpe, 856  
Kraftstoffsystem, 845  
Kraftstofftank, 837, 847, 850  
Kraftstoffzumessung, 802, 847  
Kraftstoffzusammensetzung, 548  
Kreisfrequenz der Kurbelwelle, 601  
Kreisprozess, 629  
Kreuzgelenke, 747  
Kreuzstromwärmetauscher, 174  
Kugelbund, 241  
Kühlflüssigkeit, 667  
Kühlsystem, 172, 657  
  geschlossenes, 657  
Kühlwassermantel, 585
- Kupplung, 682  
Kupplungsauswahl, 696  
Kupplungsbetätigung, 695  
Kupplungsmoment, 694  
Kurbelgehäuse, 569, 612  
Kurbeltrieb, 597  
Kurbelwelle, 597  
Kurvenfahrt, 245  
Kurven-Selbstsperrdifferenzial, 737
- L**  
Ladeluftkühlung, 639  
Ladungsbewegung, 574  
Ladungstemperatur, 551  
Lage des Motors, 19  
Lagenbuch, 899  
Lager, elastische, 289  
Lageranordnung, 297  
Lagerung, angestellte, 297  
Längenausgleich, 749  
Längsfederung, 290  
Längskrafthebelarm, 472  
Lastanteil, 546  
Lastfälle, Räder, 245  
Lastleitung, 53  
Lastschaltgetriebe, 713  
Lastspiele, 50  
Lastwechsel, 50  
Latsch, 206, 262  
Laufbuchse, 613  
Laufflächentemperatur, 235  
Laufzeitkontrolle, 51  
launch control, 775  
Le Mans, 672  
Lebensdauer, 555  
Leerlauf, 706  
Leichtbau, 50, 309  
Leichtbaugüte, 905  
Leistung, 546  
Leistungselektronik, 833  
Leistungsgewicht, 38  
Leistungskurve, 526  
Leistungssteigerung, 561  
Leistungsübersteuern, 279, 469  
Leistungsuntersteuern, 514  
Leiterquerschnitt, 917  
Leitflächen, 167  
Leitung, elektrische, 918  
Le-Mans-Prototypen, 962  
Lenkachse, 259  
Lenkanschlag, 492  
Lenkdifferenzwinkel, 469  
Lenkeinschlag, 367  
Lenkfehler, 470  
Lenkgestänge-Übersetzung, 499  
Lenkgetriebe, 489  
Lenkrad, 99, 512  
Lenkradnabe, 484  
Lenkradschaltung, 110

Lenkrollradius, 259, 364, 471

Lenkspindel, 482

Lenktrapez, 501

Lenkübersetzung, 478

Lenkung, 465

Lenkungsdämpfer, 513

Lenkungsschwingungen, 512

Lenkungsspiel, 491

Lenkunruhe, 512

Lenkverhalten, 934

Lenkwelle, 482

Lenkwinkelsprung, 466

Lichtmaschine, 916

Liefergrad, 551

Lifing, 51

Lithium-Ionenakkumulator, 826

Luftraufwand, 551, 619

Lufteinlass, 131

Luftleitelemente, 167

Luftmengenbegrenzer, 133, 622

Lüftspiel, 449

Luftwiderstand, 128, 519

Luftwiderstandsbeiwert, 520

## M

Magnesium, 57

Maßdefinitionen, 17

Masse, 59

reduzierte, 523

ungefederte, 257, 267, 328, 348

Massenreduktion, 926

Maximaleinschlag, 470

McPherson-Achse, 361, 406

Mehrlenkerachse, 361

Mehrscheiben-Lamellenkupplung, 684

Mehrschraubverbindung, 245

Membranfederkupplung, 686

Methanol, 666

Micro-Hybrid, 781

Mild Hybrid, 781

Mindestfülldruck, 200

Mischhybrid, 781

Mitnehmerbolzen, 246

Mitteldruck, 548

MMC, 59, 378

Momentanpol, 264

Momentenkennlinie, 524

Monoblockwellen, 755

Monocoque, 892

Monofeder, 315

Monofedersystem, 355

Motorabdeckung, 187

Motorabstimmung, 998

Motoranbindung, 904

Motorenwahl, 555

Motorlagen, 19

Motorlagerung, 664

Motormanagement, 931

Motorprüfstand, 998

Motorraum, 21

Motorstart, 663

Motorsteuergerät, 778, 931

Motorsteuerung, 834, 1000

Muffenkupplung, 737

## N

Nabe, 371

NACA-Einlass, 129

Nachlauf, 260, 273, 284

Nachlaufwinkel, 472

NASCAR, 225, 674

Nase, 151

Nasssiedetemperatur, 439

Nickachse, 275

Nickbewegung, 166

Nickempfindlichkeit, 148, 183

Nickpol, 270

Nickschwingung, 322

Niedurdurchmesser, 908

Nilosringe, 300

Nitromethan, 665

Nutzbrembung, 784, 791

Nyquist-Shannon, 965

## O

O-Anordnung, 297

Oberflächenbehandlung, Rahmen, 876

Oberflächenrauhigkeit, 717

Oktanzahl, 551, 665

Ölablaufbohrungen, 724

Ölbedarf, Getriebe, 724

Ölhobel, 654

Overboost, 634

## P

Packaging, 41

Panelle, 879

Paralleleinschlag, 470

Parallelhybrid, 781

Pedale, 103

Pedalgefühl, 109

Pedalkennung, 109

Pedal-Leerweg, 448

Pedalübersetzung, 107

Perzentile, 92

Pleuel, 605

Pleuellänge, 567

Plug-In-Hybrid, 782

Polsterung, 73

Porsche 911 GT3 R Hybrid, 798

Präzisionskühlung, 585

Prepregs, 897

Pressverband, 723

Pressverbindung, Welle, 753

Profildicke, 142

Profiltiefe, 214

Profilzustand, 214

Pumpe

- Getriebe, 654  
Pumpgrenze, 631  
Punktlast, 302  
Pyrometer, 459
- Q**  
Querlenker, 365, 379  
Querpolabstand, 265  
Querpole, 264  
Querschnittsform für Stäbe, 862  
Querschnittsverhältnisse, 200  
Querspannen, 893  
Querspanfläche, 521  
Quetschfläche, 575  
Quetschströmung, 570, 575
- R**  
Rad, 244  
    Bezeichnung, 132  
    dreiteiliges, 244  
Radaufhängung, 132, 255  
Radaufhängungsprüfstände, 1014  
Radgelenk, 292  
Radgröße, 244  
Radhaus, 177  
Radhausentlüftung, 134  
Radhubkinematik, 279  
Radhubschwungung, 321  
Radialreifen, 200  
Radlager, 292  
Radlast, 26, 219  
Radlasthebelarm, 474  
Radlastmesszellen, 307  
Radlastschwankung, 219, 325, 329, 339  
Radlastverlagerung, 255, 353  
Radnabenmotor, 804  
Radstand, 27, 262  
Radstellung, 258  
Radsturz, 472  
Radträger, 376  
Radzentrierung, 246  
Rahmenbauart, 726  
Railldruck, 549  
Rallye-Fahrzeuge, 961  
Randversteifungen, 890  
Redox-Flow-Zelle, 827  
Redundanz, 48  
Regelbereich, 543  
Regenreifen, 214, 237  
Registeraufladung, 636  
Reglement, 4  
Reibmoment, 292  
Reibsicht, 449  
Reibsweißverbindung, Welle, 753  
Reibung, 210  
    im Kurbeltrieb, 564  
    im Ventiltrieb, 565  
Reibungsbeiwert, 211, 213  
Reibungskupplung, 682
- Reibungsverhalten, 451  
Reibungsverluste, 564  
Reifekurven, 56  
Reifen, 206  
    Verlustleistung, 230  
Reifenarten, 236  
Reifenaufbau, 202  
Reifenaufstandsfläche, 207, 262  
Reifenbezeichnungen, 200  
Reifenbreite, 225  
Reifendruckkontrollsystem, 84, 218  
Reifenfederate, 321  
Reifenfülldruck, 217  
Reifengröße, 234  
Reifenkennfeld, 232  
Reifenprüfmaschine, 1016  
Reifentemperatur, 229  
Reifentragfähigkeit, 203  
Reifenwachstum, 209  
Rekuperation  
    parallele, 793  
    serielle, 794  
Rekuperieren, 784, 791  
Reluktanzmotor, 814  
Rennfahrerstil, 991  
Rennreifen, 210  
Resonanzaufladung, 627  
Rettungsluftbehälter, 77  
Reynoldszahl, 1019  
Rippen, 889  
Rohrbögen, 871  
Rohrenden, 867  
Roll Rock, 356  
Rollachse, 270  
Rollneigung, 345  
Rollradius, dynamisch, 209  
Rollwiderstand, 227, 229, 264, 517  
Rollwiderstandsbeiwert, 518  
Rollwiderstandsmessung, 1020  
Rollzentrum, 264, 281  
Rollzentrumshöhe, 267  
R-Punkt, 99  
Rückhaltesysteme, 116  
Rücklicht, 80  
Rückschlagventil, Kraftstoff, 856  
Rückstellmoment, 218, 261  
Rückwärtsgang, 116  
Rundenzeit, 178  
Rundenzeitimulation, 988  
Rundenzeitverbesserung, 785
- S**  
Sammeltopf, Kraftstofftank, 850  
Sandwichplatten, 878  
Saugrohr, 618  
Saugrohrlänge, 619  
Saugrohrquerschnitt, 618  
Scallops, 167  
Schaltbewegung, 113

- Schaltgabeln, 707  
Schaltgassen, 705  
Schaltgestänge, 114  
Schaltgetriebe, 702  
  automatisiertes, 701  
Schalthebel, 113  
Schaltrucken, 543  
Schaltung, 113  
  äußere, 705  
  innere, 705  
  sequentielle, 116, 707  
Schaltwelle, 707  
Scheibenbremse, 431  
Scheibentemperatur, 459  
Schlauchverbindung, 662  
Schlepphebel, 587, 595  
Schleppleistungen, 563  
Schleuderplatte, 932, 941  
Schlingern, 512  
Schlupf, 212  
Schmiederad, 243  
Schmierölversorgung, Motor, 651  
Schmierstoffe, 667  
Schmierung, Getriebe, 724  
Schnellheber, 910  
Schnellverschluss, 189, 484  
Schräganströmung, 125  
Schrägfederungswinkel, 275  
Schräglauflauf, 220  
Schräglaufwiderstand, 518  
Schräglauwinkel, 217, 261  
Schraubenfeder, 309  
Schraubensicherung, 82  
Schraubverbindung, 48  
Schubfelder, 861  
Schubgliederkette, 731  
Schultergurt, 117  
Schürze, 140, 325  
Schutzpolsterung, 77  
Schwenklager, 286  
Schwerpunktthöhe, 23  
  Motor, 556  
Schwerpunktlage, 23  
Schwimmwinkel, 127  
Schwinghebel, 595  
Schwingrohraufladung, 625  
Schwingungsdämpfer, 325  
Schwingungstilger, 343  
Schwungrad, 604, 791  
Sechs-Punkt-Gurt, 117  
Segeln, 835  
Sehnenlänge, 142  
Seitenkasten, 140  
Seitennetz, 79  
Seitenschalen, 170  
Seitenscheiben, 195  
Seitenverkleidungen, 170  
Seitenwellen, 134, 732  
Selbstsperrdifferenzial, 735  
Semi-Gürtelreifen, 208  
Setup, 178, 925  
Shake Down, 939  
sicheres Bestehen, 45  
Sicherheit, aktive, 255  
Sicherheitsgurt, 116  
Sicherheitsklappen, 82  
Sicherheitstank, 851  
Sicken, 887  
Siedeverlauf, 665  
Silentbloc, 289  
Silikonbremsflüssigkeiten, 439  
Simulation, 34, 182, 986  
Sitz, 96  
Sitzattrappe, 94  
Sitzposition, 94  
Sitzreferenzpunkt, 99  
Sitzschale, 98  
Skelettbauweise, 585  
Skid-Pad, 941  
Slicks, 211  
Sollbruchstelle, 50, 383  
Spannungskonzentration, 48  
Spannweite, 142  
Spanntfläche, 519  
Sperrwert, 739  
Splitter, 167  
Sportgesetz, 2  
Spreizung, 259, 274, 532  
Spreizungsachse, 259  
Spreizungsversatz, 472  
Spreizungswinkel, 472  
Spülgefälle, 644  
  positives, 629  
Spurdifferenzwinkel, 467  
Spurhebel, 500, 503  
Spurstangen, 499  
Spurstangenanbindungen, 508  
Spurweite, 27, 262, 281  
Stabilisator, 345  
  aktiver, 347  
  verstellbarer, 355  
stagger, 235  
Stahl, 56  
Stahlguss, 57  
Stahlkolben, 609  
Starrachse, 408  
Starthilfen, 214  
Steckverbindung, 767, 918  
Steifigkeit, Rahmen, 865  
Steigungswiderstand, 521  
Steigvermögen, 529  
Stellung des Rads, 259  
Steuerzeiten, 591  
Stickstofffüllung, 219  
Störkrafthebelarm, 475  
Stoßdämpfer, 325  
Stufenlosgetriebe, 543, 731  
Stufensprung, 539

- Sturz, 224, 280  
 Sturzänderung, 477  
 Sturzwinkel, 224  
 Summenbrennverlauf, 1002  
 Supercap, 788, 789, 915  
 Synchronringe, 706  
 Systemleistung, 783
- T**
- Tandemantrieb, 804  
 Tandem-Hauptbremszylinder, 441  
 Tassenstößel, 587, 593  
 Tauchplatte, 153  
 TBR-Wert, 739  
 Telemetrie, 964  
 Temperatur, 231  
 Temperaturblatt, 235  
 Tiefbett, 239  
 Tilgermasse, 343  
 Titan, 57  
 Torque Vectoring, 745, 804  
 Torsen, 744  
 Torsionsschwingungen, 752  
 Torsionsstabilisator, 345  
 Torsionsssteifigkeit, 755, 904  
 Tourenwagen, 961  
 Toyota Supra HV-R, 798  
 Tragfähigkeit, Reifen, 204  
 Tragfähigkeitskennzahlen, 203  
 Trägheitsmoment, 29  
 Traglager, 511  
 Traktionsregelung, 214  
 Transaxle-Anordnung, 748  
 Transaxleprinzip, 19  
 Transversalflussmotor, 814  
 Triangulierung, 861  
 Tripodengelenk, 759  
 Trockenkopplung, 683  
 Trockenreifen, 237  
 Trockensumpfölbehälter, 656  
 Trockensumpfschmierung, 652  
 Trommelbremse, 431  
 Tumble, 574  
 Turbinengeometrie  
variable, 634
- U**
- Überhang, 186  
 Überlastbegrenzung, 55  
 Überlaufbehälter, 658  
 Überlebenszelle, 70  
 Überrollbügel, 78  
 Überrollkäfig, 72  
 Überrollstrukturen, 75  
 Übersetzung, 401, 480  
     größte, 533  
     kleinste, 535  
 Übersteuern, 981  
 Übertragungswirkungsgrad, Wellengelenk, 760
- Umfangslast, 302  
 Umlaufventil, 459  
 Umlenkhebel, 399  
 Umströmung der Räder, 133  
 ungefederte Masse, 267  
 Ungleichförmigkeitsgrad, 483  
 Uniball-Gelenke, 388  
 Unterboden, 153, 191
- V**
- Ventil, 237  
 Ventilanzahl, 570  
 Ventilerhebung, 588  
 Ventilfeder, 595  
 Ventilfreigang, 573  
 Ventilquerschnittsfläche, 560  
 Ventilsitzring, 582  
 Ventilspiel, 595  
 Ventiltrieb, 586  
 Ventilwinkel, 570  
 Verbindung, 866  
     einschnittige, 391, 908  
     zweischmittige, 908  
 Verbindungen, Rohre, 754  
 Verbindungstechnik, 64  
 Verbrauchsmimum, 548  
 Verbrennungsschwerpunkt, 574  
 Verbrennungsspitzendruck, 629  
 Verbundbauweise, 54  
 Verbundlenkerachse, 362, 408  
 Verbundscheibensicherheitsglas, 195  
 Verbundwerkstoffe, 58  
 Verchromen, 876  
 Verdichter, 627  
 Verdichtungsverhältnis, 551, 573  
 Vergasergroße, 642  
 Verkabelung, 913  
 Verkleidung, 188  
 Verluste, 562  
     eines Schaltgetriebes, 679  
 Verlustleistung, 230  
 Vernickeln, 876  
 Verschiebegelenk, 761  
 Verschleißbreite, 696  
 Verschleißbrett, 193  
 Verschlüsse, 189  
 Versteifungen, Rahmen, 872  
 Verstellgeschwindigkeit, 543  
 Verteilungsdiagramm, 424  
 VGT, 634  
 visko-elastisches Verhalten, 210  
 Vollastanteil, 545  
 Vollwelle, 755  
 Volumenausgleichsball, 848  
 Vorlauf, 260  
 Vorspur, 262, 273, 280  
 Vorspuränderung, 280
- W**
- Waagebalken, 107

- Waagebalkensystem, 429  
Wagenboden, 191  
Wählbewegung, 113  
Walkarbeit, 217  
Wälzkreisdurchmesser, 717  
Wandwärmeverluste, 576  
Wankachse, 282  
Wankmoment, 265  
Wankwinkel, 353  
Wankzentrum, 264  
W-Anordnung, 749  
Wärmeabfuhr, 170  
Wärmeaushalt, 437  
Wärmetauscher, 171, 660  
Wärmeübertragungsleistung, 174  
Welle-Nabe-Verbindung, 766  
Wellendichtring, 725  
Wellendurchmesser, 748  
Wellengelenk, 758  
Wendekreisradius, 28  
Werkstoffe, 56  
Werkstoffkosten, 63  
Werkstoffvergleich, 59  
Werkstoffwahl, 60  
Wiggins, 663  
Windkanal, 1016  
Windschatten, 159, 183  
Windschutzscheibe, 195  
Winglets, 159  
Wirblerzeuger, 161  
Wirkungsgrad  
    Antriebsstrang, 679  
    effektiver, 551  
Wölbung, 142  
World Rally Car, 673
- Z**  
Zahnbruchgrenze, 716  
Zahnräder, 714  
Zahnradtrieb, 587  
Zahnriemen, 586  
Zahnstangenlenkgetriebe, 492  
Zahnstangenlenkung, 490  
Z-Anordnung, 749  
Zebra, 827  
Zeitfestigkeit, 51  
Zenitwinkel, 207  
Zentralmutter, 248  
Zentralverschraubung, 246  
Zentrierung, Rad, 245  
Zuganschlag, 311  
Zug-Druck-Bowdenzug, 114  
Zuggliederkette, 731  
Zugkraftdiagramm, 524, 526  
Zugkrafthyperbel, 526  
Zugkraftüberschuss, 528  
Zugkraftunterbrechung, 710  
Zugstab, 395  
Zündhaken, 1002  
Zündkerze, 578  
Zündverzug, 569  
Zusatzenkanlage, 514  
Zuverlässigkeit, 44  
Zweirohrdämpfer, 331  
zweischnittig, 391  
Zwischengänge, 538  
zyklische Schwankung, 553, 1001  
Zylinderkopf, 569  
Zylinderkopfdichtung, 597  
Zylinderkopfhaube, 585  
Zylinderzahl, 558