



Michael Trzesniowski
Philipp Eder

Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung

2. Auflage

Band 5

EBOOK INSIDE



Springer Vieweg

Handbuch Rennwagentechnik

Reihenherausgeber

Michael Trzesniowski, Institut für Fahrzeugtechnik, FH Joanneum, Graz, Österreich

Die anspruchsvolle Technik heutiger Fahrzeuge findet nicht selten mit ihrer Vorerprobung auf den Rennstrecken den Anfang, bevor sie in die Serienproduktion gelangt. Gegenüber den Autos im öffentlichen Straßenverkehr weisen die Rennfahrzeuge jedoch enorme Unterschiede auf. Beginnend bei dem Layout, der Konstruktion den verwendeten Materialien bis hin zur Fertigung der Rennfahrzeuge werden oft innovative Lösungen gefunden und stellen so einen enormen Fundus an Ideen für den Fahrzeugbau dar. Praxisnah und mit detaillierten Abbildungen wird im Handbuch Rennwagentechnik ein umfassender Überblick in 6 Bänden gegeben:

- Grundkurs Rennwagentechnik
- Gesamtfahrzeug
- Antrieb
- Fahrwerk
- Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung
- Rennwagentechnik – Praxislehrgang Fahrdynamik

Neben den Grundlagen der Fahrwerktechnik bei Radaufhängung, Federung, Dämpfung, Antrieb und Lenkung widmet sich ein eigener Band dem Fahrwerk-Setup und der Optimierung. Auch der Motor (weiterer Band) kommt nicht zu kurz. So werden die wesentlichen Maßnahmen zur Leistungssteigerung gezeigt und auf die Besonderheiten einzelner Bauteile hingewiesen. (Band „Gesamtfahrzeug“:) Konstruktive Details wie Schnellverschlüsse, Querlenker, Antriebswellen oder Flügelprofile werden mit allen Auslegungskriterien dargestellt. Die Reihe beinhaltet vertikale Luftleiteinrichtungen, Berechnung der Abtriebskräfte, Dämpferauslegung/Radlastschwankung, effektiver Mitteldruck, Aufladung, Downsizing, variable Turbinengeometrie sowie Registeraufladung. Die immer wichtiger werdenden Themen wie Hybridantriebe, Energierückgewinnung, Speicherung, Nutzbremsung (Rekuperation), Grundlagen von Gleich- und Drehstrom- sowie Reluktanzmotor, e-drive und Elektroantriebe zeigen den Bezug zur aktuellen e-mobility. Die Entwicklungstätigkeit samt ihrer Werkzeuge inklusive Datenakquisition sowie Prüfeinrichtungen wird zur Abrundung des Themenangebots beschrieben. Damit stellt die Reihe nicht nur den Wissensspeicher dar, der für alle Beschäftigten mit Aufgabengebiet Rennfahrzeuge benötigt wird. Gleichzeitig machen die Querverbindungen zum Pkw die Unterschiede in der Technik und in den erzielten Fahrleistungen deutlich. Das Formelmaterial ist so aufbereitet, dass die Bücher auch als Nachschlagwerke eingesetzt werden können.

Weitere Bände dieser Reihe finden Sie unter
<http://www.springer.com/series/15212>

Michael Trzesniowski • Philipp Eder

Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung

2., aktualisierte Auflage



Springer Vieweg

Michael Trzesniowski
Konstruktion
Pankl Systems Austria GmbH
Kapfenberg, Österreich

Philipp Eder
Institut für Fahrzeugtechnik
FH Joanneum
Graz, Österreich

Handbuch Rennwagentechnik
ISBN 978-3-658-26701-8 ISBN 978-3-658-26702-5 (eBook)
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-26702-5>

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

Springer Vieweg

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2017, 2019, korrigierte Publikation 2020
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 allgemein beschreibenden Bezeichnungen, Marken, Unternehmensnamen etc. in diesem Werk bedeutet nicht, dass diese frei durch jedermann benutzt werden dürfen. Die Berechtigung zur Benutzung unterliegt, auch ohne gesonderten Hinweis hierzu, den Regeln des Markenrechts. Die Rechte des jeweiligen Zeicheninhabers sind zu beachten.

Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag, noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen. Der Verlag bleibt im Hinblick auf geografische Zuordnungen und Gebietsbezeichnungen in veröffentlichten Karten und Institutionsadressen neutral.

Verantwortlich im Verlag: Markus Braun

Springer Vieweg ist ein Imprint der eingetragenen Gesellschaft Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH und ist ein Teil von Springer Nature.

Die Anschrift der Gesellschaft ist: Abraham-Lincoln-Str. 46, 65189 Wiesbaden, Germany

Reihenvorwort

Nun geht auch die Handbuchreihe bereits in die 2. Auflage und die Familie dieser Bücher wächst. Waren es schon anfangs 5 Bände, so ist für diese Auflage ein weiterer Band hinzugekommen. Die maßgebende Idee, dass in einzelnen speziellen Bänden ohne Platzprobleme in die Tiefe gegangen werden kann, hat sich also bewährt. Seit dem Erscheinen der ersten Auflage sind auch weitere Erkenntnisse hinzugekommen, die ihren Weg in die entsprechenden Kapitel gefunden haben bzw. es kamen gleich neue Kapitel hinzu.

Dass die Inhalte dennoch wie in einem einzigen Buch zusammenpassen und einander ergänzen – eine der großen Stärken des ursprünglichen Buchs Rennwagentechnik –, dafür sorgt der Herausgeber vergleichsweise wie bei einem großen Konstruktionsvorhaben der Projektleiter die Gesamtfunktion im Blick behält.

Die Handbuchreihe Rennwagentechnik widmet sich dem Rennfahrzeug von der Konzeption über Entwurf und Berechnung bis zum Betrieb und dessen (Weiter-)Entwicklung.

Der erste Band „Grundkurs Rennwagentechnik“ bietet so neben aktuellen Betrachtungen auch einen historischen Überblick über den Motorsport, den Rennbetrieb, wie etwa die Rettungskette, und einen umfassenden Überblick über die eingesetzte Technik bei Rennfahrzeugen als generellen Einstieg in die Thematik. Der Autor befasst sich seit mehr als fünfzehn Jahren mit der Fahrdynamik und Fahrwerkabstimmung von Serien-Pkw.

Band zwei „Gesamtfahrzeug“ setzt beim chronologischen Konstruktionsprozess an und beginnt daher mit Konzeptüberlegungen, zieht Sicherheitsaspekte und die Gestaltung der Fahrerumgebung in Betracht, schildert aerodynamische Einflüsse und betrachtet in Folge Rahmen und Außenhautgestaltung.

Der Band drei „Antrieb“ behandelt sämtliche Formen von Antriebssystemen und deren Energiespeicher, geht im Sinne des Lastflusses weiter über Anfahrelemente und Kennungswandler bis zu den Seitenwellen. Elektrische Systeme und elektronische Fahrhilfen haben ebenfalls in diesem Band ihren passenden Platz gefunden.

Der Band vier „Fahrwerk“ widmet sich ausschließlich der maßgebenden, fahrverhaltensbestimmenden Baugruppe und seiner Komponenten. Reifen und Räder, radführende Teile, Federn und Dämpfer, Lenkung und Bremse werden behandelt.

Band fünf „Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung“ kümmert sich um die Phase, die folgt, wenn das Fahrzeug konstruiert und gebaut ist. Entwicklung und Abstimmung

eines Rennfahrzeugs erfordern wesentlich andere Herangehensweisen als deren Konstruktion und zentrale Werkzeuge – wie Datenerfassung samt -analyse, Simulation und Versuch – werden daher vorgestellt. Der Themenkreis Datenerfassung und -auswertung wird von einem Autor, der täglich mit dieser Tätigkeit konfrontiert ist, profund dargestellt.

Für den Band sechs „Praxislehrgang Fahrdynamik“ konnten Autoren gewonnen werden, die jahrzehntelange Erfahrung als Renningenieur an bzw. Rennfahrer auf der Rennstrecke mitbringen. In ihrem Werk beschreiben sie die praktische Abstimmung von Rennfahrzeugen, untermauern das Präsentierte mit Rechenbeispielen und schlagen so auch die Brücke zu theoretischen Betrachtungen in den anderen Bänden.

Ich wünsche allen Leserinnen und Lesern, dass sie in der angebotenen Fülle „ihren“ Band ausfindig machen und bei der Lektüre wesentliche Impulse für Studium, Beruf und/oder Freizeit daraus erhalten, sei es weil sie ein Fahrzeug konstruieren, eines bauen, eines betreiben und verbessern oder weil sie eines wissensdurstig analysierend betrachten.

Graz, Österreich

Frühjahr 2019

Michael Trzesniowski

Grußwort

27.05.2019
EC Todsen

2. Auflage: Handbuch Rennwagentechnik – Sechs Bände

Motorsport begeistert nach wie vor. Seit es Autos gibt, reizen Fahrerinnen und Fahrer ihre Rennwagen bis an die technisch-physikalische Grenze aus und liefern sich packende, spannungsgeladene Wettkämpfe. Doch der Wettbewerb findet nicht erst auf der Rennstrecke statt. In den Entwicklungsabteilungen und Konstruktionsbüros wird der Grundstein des Erfolges gelegt. Fundierte Kenntnisse der Fahrzeugtechnik und Entwicklungsmethodiken entscheiden neben einem gründlichen und zeitgerechten Projektmanagement, kreativer Lösungskompetenz und unbedingtem Teamplay über Sieg oder Niederlage.

Der Motorsport ist nach wie vor Leitbild und Wegweiser für technologischen Fortschritt – sei es im Leichtbau, Materialauswahl oder der Aerodynamik. Auch die Fahrwerks- und Reifentechnologie profitiert immens und neue Sicherheitskonzepte basieren oftmals auf den Erfahrungen von der Rennstrecke. Ganz besonders zeigt sich der Einfluss des Motorsports aber im Antriebsstrang: Neben der beeindruckenden Leistungs- und Effizienzsteigerung des klassischen verbrennungsmotorischen Antriebssystems sind auch die wesentlichen Zukunftstechnologien Hybrid- und rein elektrischer Antrieb im motorsportlichen Wettbewerb erfolgreich angekommen und setzen diesen erfolgreich und publikumswirksam in einem teilweise völlig neuen Rahmen fort. Es bleibt sehr spannend zu beobachten, welche attraktiven Neuerungen digitale Vernetzungslösungen und autonome Fahrsysteme im Motorsport erzeugen werden. Ich empfehle gerade Jungingenieuren, sich im Motorsport das Rüstzeug für die spätere Karriere zu erwerben. Was man im Motorsport lernt, bleibt hängen. Bereits die Formula Student bietet ein ideales Umfeld, um damit zu beginnen.

Es freut mich sehr, dass die Buchreihe *Handbuch Rennwagentechnik* viel Zuspruch erhalten hat und innerhalb von zwei Jahren die zweite Auflage ermöglicht wurde. Dies zeigt, dass die angesprochenen Kompetenzen in diesem Werk anschaulich dargestellt und verständlich vermittelt werden.

Diese Buchreihe hat sich in Fachkreisen verdienterweise zu einem wohlbekannten und geschätzten Nachschlagwerk entwickelt. Das Werk bringt Studentinnen und Studenten die Faszination Motorsport näher und rennsportbegeisterte Laien zu einem tieferen technischen Verständnis.

Ich wünsche Ihnen viel Erfolg auf und neben der Rennstrecke!

Prof. Dr.-Ing. Peter Gutzmer

Stellvertretender Vorsitzender des Vorstands und Vorstand Technologie, Schaeffler AG, Herzogenaurach, Deutschland

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*

Bo	Wagenkastenschwerpunkt	<i>body centre of gravity</i>
C bis G	allg. Bezugspunkte	<i>reference points, in general</i>
M	Mittelpunkt	<i>centre point</i>
O	Nickpol	<i>pitch centre</i>
P	Wank- bzw. Rollpol	<i>Roll centre</i>
Q	Mitte des Antriebsgelenks	<i>centre of driving joint</i>
Ro	Wank- bzw. Rollzentrum	<i>roll centre</i>
T und U	Spurstangen- und Gestänge-Gelenkpunkte	<i>tie rod or linkage point</i>
U _f bzw. U _r	Radmittelpunkt, vorn bzw. hinten	<i>wheel centre point, front or rear</i>
V	Fahrzeugschwerpunkt	<i>vehicle centre of gravity</i>
W	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. $F_{W,Z}$... Radaufstandskraft (Hochkraft im Reifenaufstandspunkt). Das benutzte fahrzeugfeste Koordinatensystem wird im Glossar definiert.

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

0	vorgegebene Nulllage bzw. Ausgangswert. Umgebung	<i>zero-point position or starting point. Ambient</i>
1	nach oben/ in Druckrichtung/ ein-	<i>to the top/ in jounce/ in compression/ in</i>
2	nach unten/ in Zugrichtung/ aus-	<i>to the bottom/ in rebound/ out</i>
a	angetrieben (nur ein Rad)	<i>driven, accelerating (one wheel only)</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	bremsend (nur ein Rad)	<i>braking (one wheel only)</i>
B	bremsend (eine Achse)	<i>braking (one axle)</i>
Bo	Wagenkasten	<i>body</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>
Ex	Überschuss-	<i>excess</i>
f	vorn	<i>front</i>
fr	Reibung	<i>friction</i>
H	Lenkrad	<i>steering wheel</i>
hyd	hydraulisch	<i>hydraulic</i>
i	kurveninnen, innen	<i>inner wheel, inner</i>
id	idealer Wert	<i>ideal value</i>
k	kinematisch (infolge Radhubkinematik)	<i>kinematic (due to wheel travel)</i>
krit	kritisch	<i>critical</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	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>
o	kurvenaußen, außen	<i>outer wheel, outer</i>
p	Fahrer	<i>driver</i>
pl	Konstruktionslage (teilbeladen)	<i>design position (partial loaded)</i>

(Fortsetzung)

q	Steigung-	<i>gradient-</i>
r	hinten	<i>rear</i>
R	Rollen (des Rades, Abrollen)	<i>rolling (wheel)</i>
rad	radial	<i>radial</i>
ref	Bezug-	<i>reference ~</i>
rs	rechts	<i>right, right side</i>
rsl	resultierend	<i>resulting</i>
S	Stabilisator	<i>anti roll bar</i>
Sp	Feder	<i>spring</i>
t	gesamt bzw. Nennwert	<i>total, nominal value resp.</i>
tan	tangential	<i>tangent</i>
T	Reifen	<i>tyre</i>
U	ungefederte Masse bzw. Achse	<i>unsprung weight or axle</i>
V	(Gesamt-)Fahrzeug	<i>overall vehicle</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>

Strecken Distances in mm

a bis p	Strecken und Längen (allg.)	<i>distances and length (in general)</i>
b _f bzw. b _r	Spurweite, vorn bzw. hinten	<i>track width, front or rear</i>
Δb	Spurweitenänderung	<i>track-change</i>
B _t	Fahrzeuggesamtbreite	<i>overall width of the vehicle</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>
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 Wankzentrums der Vorderachse bzw. der Hinterachse	<i>height of roll centre at front or rear axle</i>
h _{ref}	Bodenabstand	<i>ride height</i>
h _V	Höhe des Fahrzeugschwerpunkts	<i>height of the vehicle center of gravity</i>
l	Radstand	<i>wheelbase</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>

(Fortsetzung)

L_t	Fahrzeuggesamtlänge	<i>total length of the vehicle</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_Δ	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_σ	Lenkrollhalbmesser (statisch)	<i>scrub radius, static</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_t	gesamter Radhubweg („Federweg“)	<i>total wheel travel</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>

Winkel Angles in ° bzw. rad

α	Steigungswinkel der Fahrbahn	<i>angle of gradient of the road</i>
α_f bzw. α_r	Reifenschräglauftwinkel an einem Vorder- bzw. Hinterreifen	<i>slip angle of front or rear tyre</i>
β	Schwimmwinkel	<i>sideslip angle (attitude angle)</i>
δ	(Rad-)Lenkwinkel	<i>steer angle</i>
$\delta_{A,o}$	Lenkwinkel, kurvenaußen, Sollwert nach Ackermann	<i>Ackermann steer angle, nominal value outer wheel</i>
δ_H	Lenkradwinkel	<i>steering wheel angle</i>
δ_m	mittlerer Lenkwinkel	<i>mean steer angle</i>
δ_i bzw. δ_o	Lenkwinkel, Istwert kurveninnen bzw. -außen	<i>actual steer angle, inner or outer wheel</i>
ε bzw. ε_W	Sturzwinkel eines Rades	<i>camber angle</i>
φ	Wankwinkel des Wagenkastens	<i>body roll angle</i>
σ	Spreizung	<i>kingpin inclination angle</i>
τ	Nach- bzw. Vorlaufwinkel der gelenkten Vorderräder	<i>caster angle of the steered front wheels</i>
ψ	Gierwinkel (Drehwinkel um Hochachse)	<i>yaw angle</i>

Massen Masses in kg

m	Masse, allg.	<i>mass, in general</i>
m_{Bo}	Masse des Aufbaus	<i>mass of vehicle body</i>
$m_{Bo,f}$ bzw. $m_{Bo,r}$	Masseanteil des Aufbaus über der Vorder- bzw. Hinterachse	<i>part of body mass on front or rear</i>
$m_{U,f}$ bzw. $m_{U,r}$	Masse der (ungefederten) Achsmassen, vorn bzw. hinten	<i>unsprung axle mass, front or rear</i>
$m_{V,t}$	Gesamtmasse des Fahrzeugs	<i>gross vehicle weight</i>
m_w	Masse eines Rades	<i>weight of one wheel</i>
$m_{1,Bo,f}$ bzw. $m_{1,Bo,r}$	Masseanteil 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. $m_{1,U,r}$	Masse einer Achsseite, vorn bzw. hinten	<i>weight of one side of front or rear axle</i>

Kräfte Forces in N

ΔF	Kraftänderung	<i>change of force</i>
F_B	Gesamtbremskraft aller Räder	<i>total brake force of all wheels</i>
F_D	Dämpfungskraft	<i>damping force</i>
F_L	Luftwiderstandskraft	<i>aerodynamic drag</i>
$F_{L,Z}$	aerodynamische Abtriebskraft	<i>aerodynamic downforce</i>
F_{rsl}	resultierende Kraft	<i>resulting force</i>
F_R	Rollwiderstandskraft	<i>rolling resistance</i>
$F_{Bo,X,B,f}$ bzw. $F_{Bo,X,B,r}$	Bremskraftanteil, 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>
$F_{V,X,B}$	Bremskraft, 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>
$F_{W,X,b}$	Bremskraft am Aufstandspunkt eines Rades	<i>brake force in the centre of tyre contact of one wheel</i>
$F_{W,X,B,f}$ bzw. $F_{W,X,B,r}$	Bremskraft beider Räder vorne bzw. hinten	<i>brake reaction force to the front or rear axle</i>
F_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>

(Fortsetzung)

$F_{\text{Bo}, \text{Z}}$	Gewichtskraft des Wagenkastens	<i>static body weight (force)</i>
$F_{\text{Bo}, \text{Z,B,f}}$ bzw. $F_{\text{Bo}, \text{Z,B,r}}$	den Wagenkasten beim Bremsen abstützende oder herunterziehende Kraft, vorn bzw. hinten	<i>body lift or dive differential force during braking, front or rear</i>
$F_{\text{Z,f}}$ bzw. $F_{\text{Z,r}}$	Achslast vorn bzw. hinten	<i>axle load front or rear</i>
$F_{\text{v,Z,t}}$	Gewichtskraft des Gesamtfahrzeugs	<i>cross vehicle weight</i>
$F_{\text{w,z}}$	Hochkraft am Radaufstandspunkt (Radlast)	<i>vertical force at the centre of tyre contact</i>
$\Delta F_{\text{w,z}}$	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_M	Motormoment	<i>engine torque</i>
$M_{\text{W,z}}$	Reifenrückstellmoment (durch Seitenkraft)	<i>self-aligning torque</i>
M_z	Giermoment	<i>yaw moment</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	<i>static rate of the spring</i>
$c_{\text{Ro,Sp,f}}$ bzw. $c_{\text{Ro,Sp,r}}$	vordere bzw. hintere Rate der Aufbaufeder bei wechselseitiger Federung, bezogen auf den Radaufstandspunkt	<i>front or rear rate of the the body supporting spring at reciprocal springing related to the centre of tyre contact</i>

(Fortsetzung)

$c_{Ro,S,f}$	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 *Unitless Metrics*

c_A	Abtriebsbeiwert	<i>downforce coefficient</i>
c_W	Luftwiderstandsbeiwert	<i>drag coefficient</i>
i_G	Getriebeübersetzung	<i>gearbox ratio</i>
i_S	kinematische Lenkübersetzung	<i>overall kinematic steering ratio</i>
i_{Sp}	Übersetzung Rad zu Feder	<i>ratio of spring to wheel</i>
j	Anzahl allgemein	<i>number in general</i>
k_m	Drehmassenzuschlagfaktor	<i>factor representing rotating masses</i>
k_R	Rollwiderstandszahl bei Geradeausfahrt	<i>rolling resistance coefficient</i>
k_{dyn}	dynamischer Überhöhungsfaktor	<i>dynamic amplifying factor</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>
λ	Luftzahl	<i>air-fuel-ratio</i>
η	Gesamtwirkungsgrad Getriebe und Achsantrieb	<i>total efficiency of geartrain and final drive</i>
η_e	effektiver Wirkungsgrad	<i>effective efficiency</i>
Φ	Kennwert, allgemein. Magisches Verhältnis	<i>metric, in general. Magic Number</i>
Φ_f bzw. Φ_r	Vorder- bzw. Hinterachsbremskraftanteil	<i>brake force fraction front or rear</i>
Φ_{Sp}	Verhältnis der radbezogenen Federraten vorne/hinten	<i>ratio of wheel spring rates front/rear</i>
$\mu_{W,x}$	Haftriebungszahl in Längsrichtung	<i>coefficient of friction in longitudinal direction</i>
$\mu_{W,Y}$	Haftriebungszahl in Querrichtung	<i>coefficient of friction in lateral direction</i>

Sonstige Größen *Further Quantities*

ϑ	Celsius-Temperatur	<i>Celsius temperature</i>	$^{\circ}\text{C}$
ω	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit	<i>circular frequency</i>	s^{-1}
ρ	Dichte allgemein	<i>density</i>	kg/m^3
ρ_L	Dichte der Luft	<i>density of air</i>	kg/m^3
A	Fläche	<i>area, cross-section area</i>	m^2
a_x	Längsbeschleunigung allg.	<i>longitudinal acceleration in general</i>	m/s^2
a_y	Querbeschleunigung	<i>lateral acceleration</i>	m/s^2
A_y	bezogene Querbeschleunigung	<i>specific lateral acceleration</i>	g
b_e	spezifischer Kraftstoffverbrauch	<i>specific fuel consumption</i>	kg/kWh
c_s	Schallgeschwindigkeit	<i>sonic speed</i>	m/s
c_α	Seitenkraftbeiwert, Schräglauftsteifigkeit	<i>cornering stiffness</i>	N°
E	Elastizitätsmodul, E-Modul	<i>modulus of elasticity, Young's modulus</i>	N/mm^2
f	Frequenz	<i>frequency</i>	Hz
T	Periodendauer (einer Schwingung)	<i>period (of an oscillation)</i>	s
g	Erdbeschleunigung, $g \approx 9,81$	<i>acceleration due to gravity</i>	m/s^2
G	Schubmodul	<i>shear modulus</i>	N/m^2
G_U	Eigenlenkgradient	<i>understeer gradient</i>	$^{\circ}/g$
I	axiales Flächenträgheitsmoment	<i>area moment of inertia</i>	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>	kgm^2
$J_{\text{Bo},Y}$	Massenträgheitsmoment des Wagenkastens um die Y-Achse	<i>dynamic moment of inertia of body around the transverse axis</i>	kgm^2
$J_{V,Z}$	Massenträgheitsmoment des Gesamtfahrzeugs um die Z-Achse	<i>dynamic moment of inertia of vehicle around the vertical axis</i>	kgm^2
k_D	Dämpfungsfaktor	<i>damping value</i>	Ns/m
K	Schlüsselparameter, Kennzahl, Maßzahl	<i>Key Performance Indicator (KPI)</i>	(diverse)
n	Dreh- bzw. Schwingungszahl	<i>revolutions per minute or vibration frequency</i>	min^{-1}
P_e	effektive Motorleistung	<i>effective power of engine</i>	kW
p_{hyd}	hydraulischer Druck	<i>hydraulic pressure</i>	bar ¹

(Fortsetzung)

¹ 1 bar = 100 kPa. Die gültige SI-Einheit für den Druck ist zwar Pascal (Pa), im Buch wird jedoch die in der Praxis „handlichere“ Einheit bar verwendet.

p_T	Fülldruck im Reifen	<i>tyre pressure</i>	bar ¹
p_0	Umgebungsdruck (Luftdruck)	<i>ambient pressure</i>	bar ¹
q	Steigung	<i>gradient</i>	%
T	Temperatur (absolute)	<i>thermodynamic temperature</i>	K
T	Periodendauer einer Schwingung	<i>period of an oscillation</i>	s
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>	l= dm ³
v_W	Radumfangsgeschwindigkeit	<i>circumferential tyre velocity</i>	m/s
W	Arbeit	<i>work</i>	J

Sonstige Abkürzungen *Further Abbreviations*

DIN	Deutsches Institut für Normung	<i>German Industrial Standards</i>
DSC	Dynamische Stabilitätssteuerung	<i>Dynamic Stability Control</i>
ESP	Elektronisches Stabilitäts-Programm	<i>Electronic Stability Program</i>
FVW	Faserverbundwerkstoff	<i>fibre composite material</i>
ISO	Internationale Normungs-Organisation	<i>International Standards Organization</i>
KPI	Kennzahl, Schlüsselparameter	<i>Key Performance Indicator</i>
Pkw	Personenkraftwagen	<i>passenger car</i>

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung <i>Introduction</i>	1
1.1	Allgemeines <i>General</i>	2
1.2	Sensoren <i>Sensors</i>	5
1.2.1	Weg-/Winkelposition <i>Position/Rotation</i>	7
1.2.2	Druck <i>Pressure</i>	7
1.2.3	Temperatur <i>Temperature</i>	10
1.2.4	Drehzahl und Geschwindigkeit <i>RPM/Speed</i>	11
1.2.5	Beschleunigungssensoren <i>Acceleration Sensors</i>	12
1.2.6	Kraft und Moment <i>Force and Torque</i>	13
1.2.7	Pitotrohr <i>Pitot Tube</i>	15
1.2.8	GPS <i>GPS</i>	16
1.2.9	Rundenmesser <i>Lap Beacon</i>	16
1.2.10	Intelligentes Reifenmanagementsystem <i>Intelligent Tire Management System</i>	17
1.2.11	Correvit® Sensoren <i>Non-contact Optical Sensors</i>	18
1.2.12	Radmessnabe <i>Wheel Torque Transducer</i>	19
1.2.13	Sensorauswahl <i>Sensor Decision</i>	21
1.3	Messsignalverarbeitung <i>Signal Processing</i>	22
1.3.1	Abtasten <i>Sampling</i>	23
1.3.2	Quantisieren <i>Quantize</i>	23
1.3.3	Messsignal <i>Measurement Signal</i>	24
1.4	Messwertverarbeitung <i>Processing of Measured Data</i>	25
1.4.1	Bussysteme <i>Bus Systems</i>	26
1.4.2	Datenspeicher <i>Data Logger</i>	28
1.4.3	Telemetrie <i>Telemetry</i>	29
1.5	Sensorkalibration <i>Sensor Calibration</i>	31
1.6	Filter <i>Filter</i>	32
1.7	Mathematische Kanäle <i>Math Channels</i>	36
1.8	Darstellungsmöglichkeiten <i>Display Options</i>	37

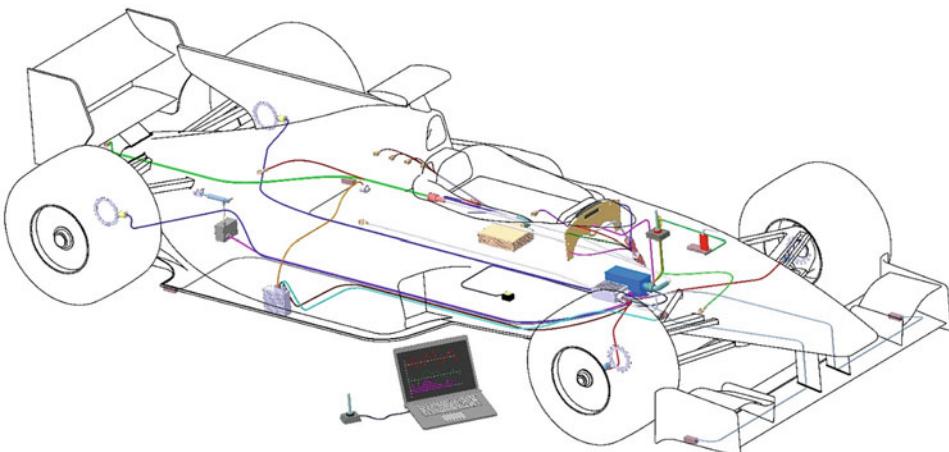
1.8.1	Tabellen <i>Tables</i>	37
1.8.2	Liniendiagramm <i>Line Plot</i>	38
1.8.3	Streckenplot <i>Track Map</i>	41
1.8.4	X-Y-Diagramm <i>X-Y Chart</i>	43
1.8.5	2,5D-Diagramm <i>2,5D Plot</i>	45
1.8.6	3D-Diagramm <i>3D Plot</i>	45
1.8.7	Histogramm <i>histogram</i>	46
1.8.8	Rundendiagramm <i>Run Chart</i>	47
1.8.9	Frequenzdiagramm <i>Frequency Chart</i>	48
1.8.10	Datenvergleich <i>Data Overlay</i>	51
	Literatur	53
2	Grundlagen der Datenanalyse <i>Data Analysis Basics</i>	55
2.1	Einleitung <i>Introduction</i>	56
2.2	Fahrzeuggeschwindigkeit <i>Speed</i>	59
2.2.1	Geschwindigkeitskanal <i>Speed Channel</i>	60
2.2.2	Varianz <i>Variance</i>	61
2.2.3	Bremsen <i>Braking</i>	63
2.3	Motordrehzahl <i>Engine Speed</i>	67
2.3.1	Überdrehen des Motors <i>Over-Reving the Engine</i>	68
2.3.2	Übersetzung <i>Gear Ratio</i>	69
2.3.3	Schaltzeitpunkt optimierung <i>Optimizing Shifting Points</i>	72
2.4	Gaspedalstellung <i>Throttle</i>	76
2.5	Längsbeschleunigung <i>Longitudinal Acceleration</i>	80
2.6	Querbeschleunigung <i>Lateral Acceleration</i>	85
2.7	Kombinierte Beschleunigung <i>Combined Acceleration</i>	89
2.8	Lenkradwinkel <i>Steering Wheel Angle</i>	93
	Literatur	102
3	Fahrzeuganalyse <i>Car Analysis</i>	103
3.1	Geradeausfahrt <i>Straight Line Driving</i>	104
3.2	Bremsen <i>Braking</i>	110
3.2.1	Bremsbalance <i>Brake Balance</i>	113
3.2.2	Bremstemperatur <i>Brake Temperature</i>	116
3.3	Kurvenfahrt <i>Cornering</i>	118
3.3.1	Gierrate <i>Yaw Velocity</i>	119
3.3.2	Fahrzeugbalance <i>Vehicle Balance</i>	122
3.4	Reifen <i>Tyres</i>	126
3.5	Radlast <i>Wheel Load</i>	136
3.6	Dämpfer <i>Dampers (Shock Absorber)</i>	139

3.7	Aerodynamik <i>Aerodynamics</i>	141
3.7.1	Ausrollversuch <i>Coast Down Test</i>	148
3.7.2	Konstante Geschwindigkeit <i>Constant Velocity</i>	152
3.7.3	Einflussfaktoren <i>Influencing Factors</i>	153
	Literatur	159
4	Fahreranalyse <i>Driver Analysis</i>	161
4.1	Allgemeines <i>General</i>	162
4.2	Gaspedal KPI's <i>Throttle KPI's</i>	164
4.3	Brems KPI's <i>Brake KPI's</i>	171
4.4	Lenk KPI's <i>Steering KPI's</i>	180
4.5	Weitere KPI's <i>Further KPI's</i>	183
4.6	Fahrlinie <i>Driving Line</i>	186
4.7	Videoanalyse <i>Video Analysis</i>	190
4.8	Konkurrenzanalyse <i>Competitive Analysis</i>	193
	Literatur	196
5	Abstimmung <i>Set-up</i>	197
5.1	Einleitung <i>Introduction</i>	198
5.2	Einflussfaktoren <i>Influencing Factors</i>	199
5.3	Abstimmung <i>Set-up</i>	208
5.3.1	Geometrisches-Setup <i>Geometric Set-up</i>	209
5.3.2	Basis-Setup <i>Basic Set-up</i>	214
5.3.3	Strecken-Setup <i>Track Set-up</i>	241
	Literatur	308
6	Entwicklung <i>Development</i>	311
6.1	Entwicklungsziele <i>Development Targets</i>	312
6.1.1	Besondere Entwicklungsziele <i>Notably Development Targets</i>	320
6.2	Entwicklungswerzeuge <i>Development Tools</i>	337
6.2.1	Datenerfassung und -analyse <i>Data Acquisition and Analysis</i>	338
6.2.2	Simulation <i>Simulation</i>	342
6.2.3	Prüfstände und Prüfeinrichtungen <i>Test Rigs and Testing Facility</i>	361
6.2.4	Fahrversuch <i>Track Test</i>	413
6.3	Entwicklungsablauf <i>Development Procedure</i>	431
	Literatur	435
7	Renningenieur <i>Race Engineer</i>	439
7.1	Einleitung	440
7.2	Aufgaben <i>Tasks</i>	441
7.2.1	Vor den Bewerben	441

7.2.2	Rennwochenende <i>Race Weekend</i>	445
7.2.3	Nach (zwischen) den Bewerben <i>After (between) Races</i>	453
Literatur		454
8	Vergleich Serie – Rennsport <i>Comparison Stock – Racing</i>	455
8.1	Einleitung <i>Introduction</i>	455
8.2	Entwicklungsablauf <i>Development Process</i>	456
8.3	Entwicklungsziele <i>Development Goals</i>	457
8.4	Forschung und Entwicklung (F&E) <i>Research and Development (R&D)</i>	458
8.5	Kosten <i>Costs</i>	459
8.6	Umweltschutz <i>Environment Protection</i>	461
8.7	Technik <i>Technology</i>	462
8.7.1	Rahmen und Karosserie <i>Frame and Body</i>	462
8.7.2	Motor <i>Engine</i>	463
8.7.3	Antriebstrang <i>Power Train</i>	465
8.7.4	Fahrwerk <i>Suspension</i>	466
Literatur		469
Erratum zu: Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung		E1
Anhang		471
Literatur		495
Stichwortverzeichnis		497

Einleitung *Introduction*

1



Datenanalyse begann zu dem Zeitpunkt, bei dem die Zeit des Rennens gemessen wurde. Mit der fortschreitenden Elektronikentwicklung wurden immer mehr Sensoren im Fahrzeug verbaut. Dies wiederum erforderte die Verarbeitung der Signale mit BUS-Systemen als auch die Verwendung von größeren Datenspeichern. Zum Verarbeiten der großen Datenmengen wurde die Analysesoftware immer effizienter. Das stetige Sinken des Elektronikpreises macht die Datenerfassung mittlerweile auch für den Hobbyrennfahrer interessant.

Die Originalversion dieses Kapitels wurde korrigiert. Ein Erratum finden Sie unter
https://doi.org/10.1007/978-3-658-26702-5_9

1.1 Allgemeines General

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 bestimmt war, zu einer wissenschaftlich fundierten 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. 1.1.

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 Fahrtstrecke und das Fahrzeug [1]. Der Fahrer prägt mit seinem Fahrstil (weich, eckig, Linienwahl, ...), die Fahrtstrecke 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,

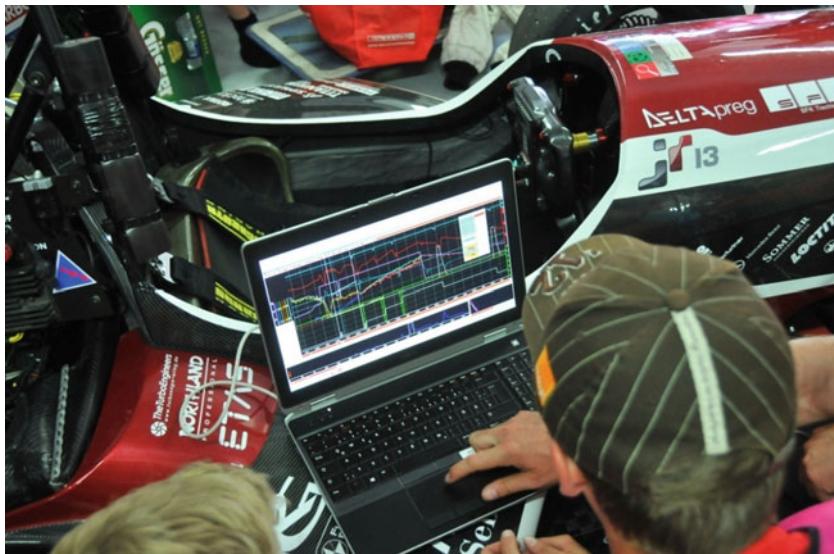


Abb. 1.1 Sichtung eines Datenplots in der Box. Das ist bereits ein gewohntes Bild in sämtlichen Rennklassen: Unmittelbar nach der Rückkehr in die Box werden die Daten mit einem Notebook ausgelesen und Auffälligkeiten im Datenplot gesucht

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. 5.51 (Band 2)) 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 Zeitstandversuche wunschgemäß ertragen haben.

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, Lenkgeschwindigkeit, Schaltpunkte, Fahrpedalstellungen sind nur einige Größen, deren Kurvenverläufe übereinandergelegt die unterschiedlichen Fahrstile deutlich machen.

Der prinzipielle Aufbau eines Datenerfassungssystems ist in Abb. 1.2 zu sehen. Das zentrale Element ist der Datenrekorder (1). Er zeichnet sämtliche Messsignale 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

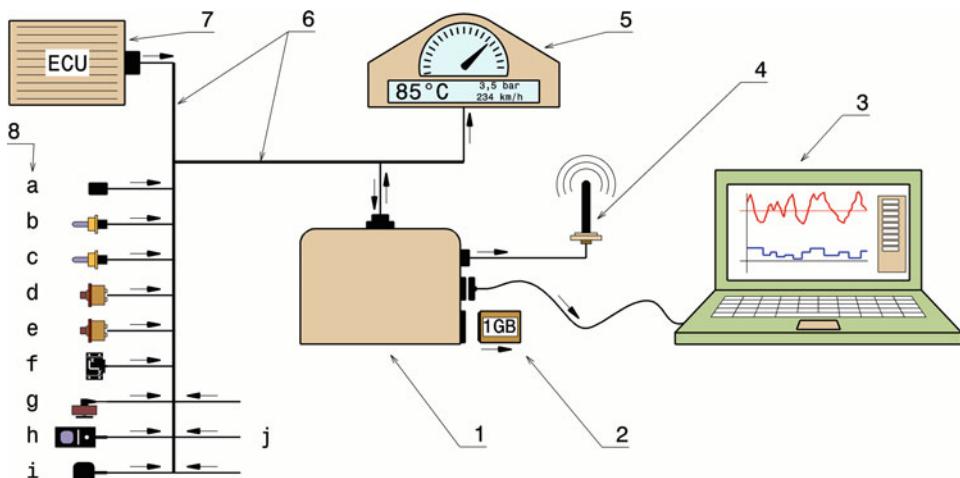


Abb. 1.2 Übersicht eines Datenerfassungssystems. Die Pfeile symbolisieren den Signalfluss. 1 Datenrekorder *datalogger*, 2 Speicherplatine *memorycard*, 3 Rechner *computer*, 4 Antenne *antenna*, 5 Anzeige *display*, 6 CAN-Bus *CAN bus*, 7 Motorsteuergerät *engine control unit*, 8 Messaufnehmer *sensor* a Drehzahl *rpm*, b Wassertemperatur *water temperature*, c Öltemperatur *oil temperature*, d Öldruck *oil pressure*, e Kraftstoffdruck *fuel pressure*, f Beschleunigungen *accelerations*, g Lenkwinkel *steering wheel angle*, h Rundenmarke *lap beacon*, i GPS *GPS (global positioning system)*, j weitere Eingänge *additional inputs*

(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 (*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 Speicherkarte (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.

Das wichtigste für eine aussagekräftige Analyse ist die richtige Aufbereitung der zu messenden Größen. Es bedarf einiger Schritte um aus der gewünschten Messgröße einen entsprechenden Messwert, mit dem die eigentliche Analyse stattfindet, zu erhalten. Die grundlegende Struktur jeglicher Messsysteme, die Messkette, illustriert Abb. 1.3. Das Messobjekt 1 (hier: Ein Rad) liefert über ein physikalisches Prinzip die Messgröße (hier: Geschwindigkeit v_V), die über die Messgrößenaufnahme 2 (Aufnehmer, Sensor, Fühler) in ein Messsignal umgewandelt wird. Dieses Signal wird in der Messsignalverarbeitung 3 (Messschaltung, Messverstärker, Rechner) aufbereitet und der so gewonnene Messwert kann von der Messwertausgabe 4 (Anzeige, Registrierung, Speicherung) empfangen werden. Manche Elemente in der Kette benötigen Hilfsenergie, die vom Versorgungsgeräte 5 bereitgestellt wird. Auf sämtliche Einheiten wirkt die Umwelt über Einfluss- und Störgrößen ein.

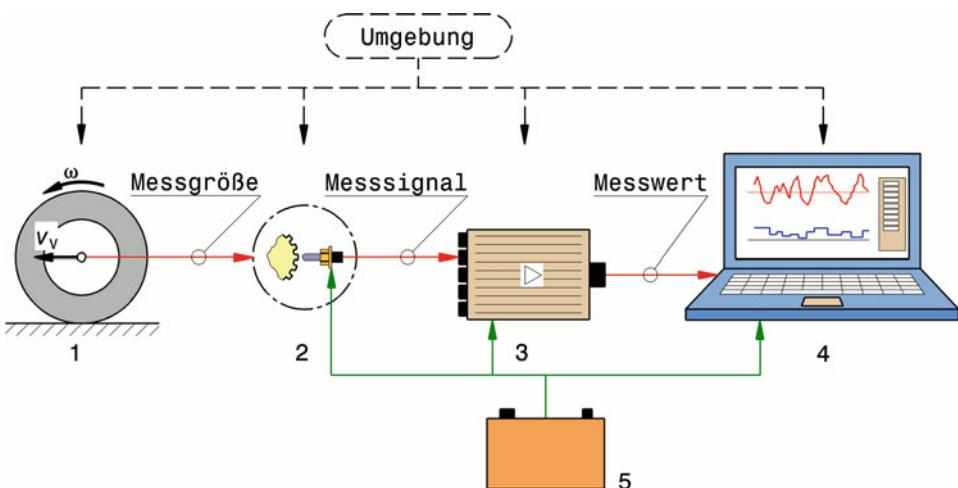


Abb. 1.3 Aufbau einer Messkette *measuring chain*. 1 Messobjekt, 2 Messgrößenaufnahme, 3 Messsignalverarbeitung, 4 Messwertausgabe, 5 Versorgungsgerät

Der erste Verarbeitungsschritt von der Messgröße zum Messsignal erfolgt mittels Sensoren. Die gängigsten Sensoren im Motorsport und deren Funktionsprinzip werden im nächsten Abschnitt genauer beschrieben.

1.2 **Sensoren *Sensors***

Sensoren wandeln eine physikalische oder chemische Größe in eine elektrische um. Wichtig dabei ist, dass nicht nur der Spannungswert entscheidend ist, sondern je nach Sensor auch Strom, Frequenz, Pulsweite und weitere. Grundsätzlich wird zwischen analogen und digitalen Sensoren unterschieden. Der größte Unterschied zwischen den beiden Kategorien liegt darin, dass bei einem digitalen Sensor ein Teil oder auch die gesamte Auswerteelektronik im Sensor integriert ist. Das heißt, dass ein digitaler Sensor eine Messgröße direkt in einen Messewert verarbeiten kann. Ein Vorteil des digitalen Sensors liegt somit in der kompakten Verarbeitung, welche zu reduzierten Störeinflüssen führen kann. Zusätzlich kann je nach Ausführung des Sensors auf ein Steuergerät, welches das Sensorsignal auf ein Bussystem legt, verzichtet werden, da dieser Teil bereits im Sensor integriert ist.

Die Besonderheit von Sensoren im Kfz-Bereich, und insbesondere im Motorsport, liegt darin, dass Sensorhersteller genau die Spezifikationen des Kunden kennen. Die Messbereiche der Sensoren sind somit eingeschränkt und auf einen bestimmten Messbereich optimiert. Ergänzend kommt die hohe Anforderung von Robustheit und Schockresistenz, die beispielsweise aufgrund der hochfrequenten Anregung durch eine entsprechend harte Fahrwerksabstimmung auftreten kann.

Je nachdem, ob der Sensor digital oder analog ist, und wie das Messprinzip des Sensors funktioniert, unterscheiden sich auch die Ausgangssignale des Sensors, siehe Abb. 1.4. Der einfachste Zusammenhang zwischen Messgröße und Ausgangssignal ist eine lineare Funktion, wie sie beispielsweise bei Linearpotentiometern auftritt (a). Nichtlineare Verläufe (b) werden beispielsweise für Bremstemperatursensoren verwendet, bei denen ein bestimmter Temperaturbereich von größerem Interesse ist. In diesem Bereich wird versucht, dass eine kleine Änderung der Messgröße eine große Änderung im Ausgangssignal bewirkt, um diesen Bereich genauer auflösen zu können. Wird ein Signal digitalisiert (c), ist ein dafür notwendiger Schritt die Quantisierung. Das bedeutet, dass ein Signal, das zuvor einen beliebigen Wert hat, einem bestimmten Wert zugeordnet wird. Damit ergeben sich für das Signal nur bestimmte Werte (Stufen), die es haben kann. Manchmal ist es ausreichend, dass eine Funktion nur in einem Bereich eingeschalten oder ausgeschalten wird. Man spricht von einer Hysterese (d), die beispielsweise die Funktion eines Lüfters steuert. Damit dieser nicht bei einer bestimmten Temperatur ständig umschaltet, wird ein Bereich definiert. Zu beachten ist, dass die dargestellten Kennlinien eine ideale Sensorfunktion abbilden. Im realen Sensor wird das Messsignal je nach Störeinfluss und Sensorgenauigkeit von der idealisierten Kennlinie abweichen – dazu werden einige Beispiele und auch Möglichkeiten zur Kompenstation dieser Messfehler im Abschn. 1.5 Sensorkalibration gegeben.

Die zur Erfassung der üblichen Messgrößen notwendigen Sensoren werden auf den folgenden Seiten beschrieben

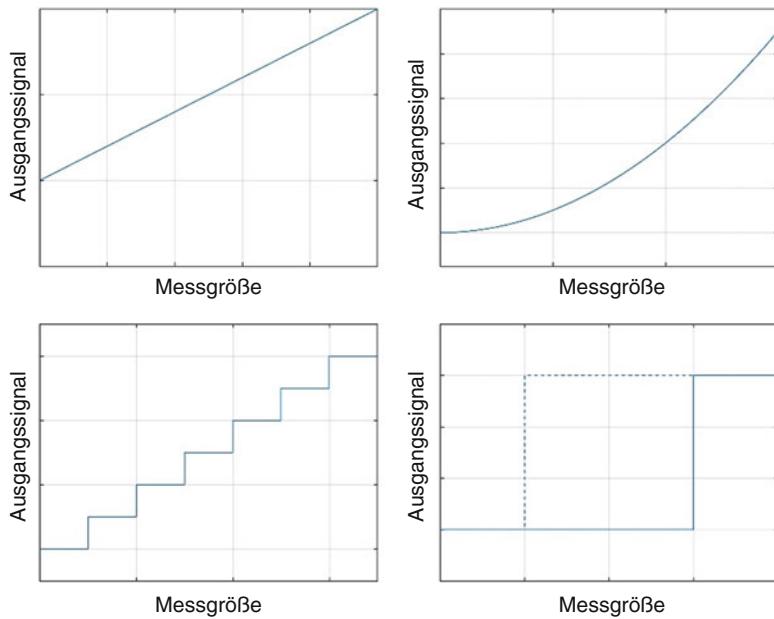


Abb. 1.4 Beispiele für verschiedene Ausgangssignale für Messgrößen nach [2]



Abb. 1.5 Beispiele für zwei verschiedene Wegaufnehmer der Firma Texys. **a** linearer Wegaufnehmer, für eine momentenfreie Montage sind an beiden Enden Kugelköpfe angebracht. **b** Drehpotentiometer, um ein Verkeilen mit der Nut zu verhindern ist eine gebogene Blattfeder angebracht

1.2.1 Weg-/Winkelposition Position/Rotation

Diese Kategorie von Sensoren wird verwendet, um translatorische als auch rotatorische Messgrößen (Wege und Winkel) zu bestimmen. Die für den Motorsport wichtigsten Bereiche sind Feder-/Dämpferweg, Lenkwinkel, Drosselklappenstellung, Pedalwege beziehungsweise je nach Fahrzeug und Rennklasse können weitere hinzukommen.

Die zwei häufigsten Messprinzipien sind schleifend und kontaktlos. Beim schleifenden Potenziometer, welches meist als Winkelsteller verwendet wird, ändert sich der Widerstand je nach Winkel. Mithilfe eines Referenzwiderstandes und dem eingestellten Widerstand des Potenziometers wird der Spannungsabfall ermittelt und somit auf die Messgröße zurückgeschlossen. Vorteile des schleifenden Potenziometers sind niedrige Kosten, es ist keine zusätzliche Elektronik erforderlich, und eine hohe Messgenauigkeit <1 % des Endwerts [2]. Nachteile sind aufgrund des Schleifkontakte ein Abrieb, welcher einerseits Messfehler und andererseits einen Offset hervorrufen kann.

Alternativ können auch kontaktlose, lineare oder auch rotatorische Potenziometer, die mit dem Halleffekt arbeiten, verwendet werden. Im Unterschied zu den Potenziometern mit Schleifkontakt sind die kontaktlosen kostenintensiver aber auch verschleißfrei. Ein Effekt, der bei kontaktlosen Potenziometern verwendet wird, ist der Halleffekt. Dafür muss sich ein stromdurchflossener Leiter in einem senkrecht dazu existierenden magnetischen Feld befinden. Wiederum senkrecht zur Stromrichtung und dem magnetischen Feld bildet sich ein elektrisches Feld, was einen Spannungsabfall, der proportional zur Stromstärke und zum magnetischen Feld ist, die Hallspannung, erzeugt.

Generell wird im Motorsport versucht, Winkelpotentiometer den linearen vorzuziehen, da bei einer Winkelmessung nicht die Bogenlänge gemessen wird und somit das Bauteil, verglichen mit der linearen Variante deutlich kleiner ausgeführt werden kann. Abb. 1.5 gibt Beispiele für ein Linearpotentiometer und ein Drehpotentiometer.

Ein Beispiel für eine translatorische Messung des Federwegs ist in Abb. 1.6 dargestellt. Durch den verhältnismäßig großen Hub des Potentiometers und die Lagerung durch eine große Distanz wegen der Federdimension ist diese Messvariante aufgrund von Vibrationen recht fehleranfällig. Eine mögliche Alternative wäre eine Winkelmessung im Drehpunkt des Kippebels, Abb. 1.6 (links unten).

Abb. 1.7 zeigt eine Möglichkeit, den Lenkwinkel zu messen. Über einen O-Ring wird die Drehbewegung der Lenkwelle auf den darüber am Monocoque angebrachten Winkelgeber übertragen.

1.2.2 Druck Pressure

Drucksensoren finden im Motorsport diverse Anwendungen, die Anforderungen variieren je nach Medium, in dem gemessen werden soll. Neben Saugrohr- bzw. Ladedruck und Reifendruck mit dem Medium Luft, wird der Druck im Bremsystem und verschiedene motorspezifische Drücke wie Öldruck oder Kraftstoffdruck gemessen. Im Prüfstandsbetrieb

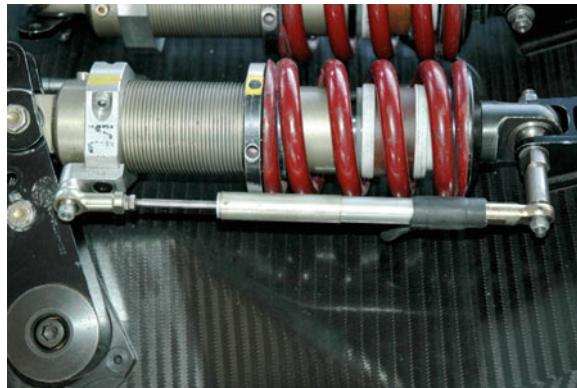


Abb. 1.6 Translatorischer Wegaufnehmer an einem Federbein. Zu sehen ist das linke Federbein am Bug eines Formelwagens. Ein Wegaufnehmer verbindet die wagenseitige Konsole des Federbeins mit einem Teller, der am Rohr des Dämpfers verschraubt ist. So zeichnet der Aufnehmer genau den Hub des Federbeins auf. Am rechten Ende des Aufnehmers kann man das Kabel erkennen, das zum Messgerät führt

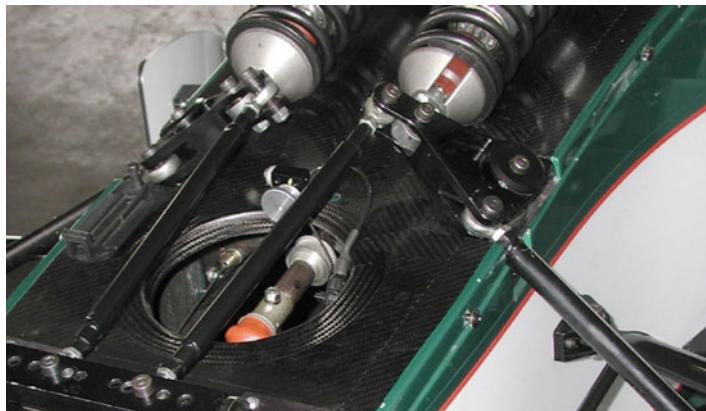


Abb. 1.7 Lenkwinkelsensor (Formel-BMW-Fahrzeug)

werden wiederum spezielle Drucksensoren, beispielsweise für die Messung des Zylinderdrucks, verwendet.

Das Messprinzip erfolgt in den meisten Fällen durch die Verformung einer Membran [3] oder mittels eines Kraftsensors. Am häufigsten werden im Kfz-Bereich Drucksensoren mit einer Membran verwendet, bei der die Dehnung dieser Membran einen proportionalen Spannungsabfall generiert. Diese Messtechnik wird als DMS (Dehnmessstreifen) bezeichnet, der Widerstand des DMS ändert sich dehnungsabhängig. Je nach Messbereich werden die Dicke und der Durchmesser der Membran variiert. Je nach Messaufbau unterscheidet man bei Drucksensoren zwischen Absolutdruck, Referenzdruck und Differenzdruck. Ein Beispiel für einen Drucksensor ist in Abb. 1.8 dargestellt.



Abb. 1.8 Drucksensor für Flüssigkeiten. Ein Messbereich bis zu 4000 bar ist mit dieser Art der Sensoren möglich. Die dargestellte Ausführung ist ohne Stecker realisiert, was zur einer größeren Robustheit aber auch zu einer schlechteren Wartungsfreundlichkeit führt. Mit freundlicher Unterstützung von Texys International



Abb. 1.9 Beispiel für einen Druckrucksensor in einem Formula Student Rennwagen zur Messung des Bremsdrucks an der Hinterachse

Da im Motorsport einfache Wartung ein wichtiges Thema ist, sind die meisten Sensoren mit einem integrierten Stecker ausgeführt, Abb. 1.9. Um die Robustheit des angesteckten Kabels zu erhöhen, schließt dieses den Stecker mit einer aufgeschweißten Tülle, welche an der Kabelseite zusätzlich verklebt ist, ab.

Mittlerweile sind Reifendruckkontrollsysteme *tire pressure monitoring system* (TPMS) aufgrund des hohen Einflusses des Reifendrucks auf das Fahrverhalten des Fahrzeuges für neue Serienfahrzeuge verpflichtend. Da der richtige Reifendruck im Motorsport sehr wichtig ist, soll noch ein Beispiel zur Messung des Reifendrucks vorgestellt werden, Abb. 1.10. Der Druckbereich, der erfasst werden kann, liegt zwischen null und 3,5 bar bei einer Auflösung von $\pm 13,5$ mbar. Die Übertragung der Daten erfolgt per Funk an nahe des Reifens platzierte Antennen (Reichweite ca. ein Meter), die mit einem zentralen Steuergerät verbunden sind. Dieses Steuergerät legt die Daten für eine spätere Auswertung auf einen CAN-Bus, s. Abschn. 1.4. Das batteriebetriebene Sensormodul verfügt über eine intelligente Rennbetriebserkennung was einerseits einer niedrigeren Energieaufnahme und somit einer längeren Lebensdauer dient, andererseits erkennt es automatisch an welcher Stelle des Fahrzeuges der Reifen montiert ist, was bei einem Reifenwechsel keinen



Abb. 1.10 TPMS Sensoren der Firma Texense. Die Daten des Reifendrucks, der Ventiltemperatur (am Reifen) und weitere Statusmeldungen werden im Sekundentakt an das Steuergerät übermittelt

erhöhten Aufwand bedeutet. Da dieser Sensor direkt in der Felge montiert ist, spielt auch das Gewicht (im dargestellten Sensor 30 g) eine große Rolle, da die in die Felge eingebrachte Unwucht besonders bei hohen Geschwindigkeiten durch Gegengewichte ausgeglichen werden muss.

1.2.3 Temperatur *Temperature*

Die Temperatur ist eine Messgröße, die örtlich und zeitlich abhängig ist. Bei Temperatursensoren unterscheidet man zwischen kontaktbehafteten (Berührungsthermometer) und kontaktlosen Messprinzipien [4]. Kontaktbehaftet heißt, dass der Sensor direkten Kontakt mit dem Messmedium aufweist. Beispiele für kontaktbehaftete Sensoren sind Ansaug-/Ladelufttemperatur sowie Temperatur von Motoröl, Kraftstoff, Kühlwasser, Abgas und Bremsflüssigkeit.

Im Gegensatz dazu wird bei meist festen Körpern die Temperatur an der Oberfläche, eigentlich die Wärmestrahlung mit Hilfe eines Pyrometers oder einer Wärmekamera, gemessen. Klassische Beispiele dafür sind Reifen- und Bremsscheibenoberflächentemperatur.

Das Messprinzip beruht auf einer temperaturabhängigen Widerstandsänderung. Bei Berührungsthermometern unterscheidet man zwischen Sensoren mit positiven (PTC) und negativem (NTC) Temperaturkoeffizienten. Bei einem NTC-Widerstand nimmt der Widerstand bei steigender Temperatur ab.

Eine wichtige Größe bei der Auswahl von Temperatursensoren ist die Zeitkonstante. Sie beschreibt das Verhalten des Temperatursensors bei einer sprungartigen Änderung des Temperatursignals. Es gibt verschiedene Varianten zur Angabe dieses Wertes, in der Regel wird eine Prozentzahl angegeben. Beispielsweise würde die Angabe von 95 % und einer Zeit von 5 s bedeuten, dass der Sensor nach fünf Sekunden 95 % des endgültigen Wertes erreicht hat. Die Zeitkonstante ändert sich mit der Wärmeübergangszahl und der Strömungsgeschwindigkeit eines Mediums.

Für die kontaktlose Messung ist der Emissionskoeffizient zu beachten, welcher material- und oberflächenabhängig ist. Der Emissionskoeffizient liegt bei vielen Stoffen um eins. Er verringert sich jedoch beispielsweise bei spiegelnden oder durchlässigen Oberflächen. Abb. 1.11 zeigt einige Beispiele für Temperatursensoren.

Die Messung der Temperatur der Ansaugluft wird zur Bestimmung der korrekten Treibstoffmenge verwendet, Abb. 1.12.



Abb. 1.11 Beispiele für Temperatursensoren. In **a** und **b** sind kontaktlose Temperatursensoren dargestellt, **c** kontaktbehaftet zur Messung in Flüssigkeiten. Mit freundlicher Unterstützung von Texys International

Abb. 1.12 Kontaktbehaftete Messung der Ansauglufttemperatur. Der Temperatursensor ist in ein im CFK einlaminierten Aluminiumeinsatz verschraubt



1.2.4 Drehzahl und Geschwindigkeit RPM/Speed

Bei diesen Sensoren wird die Änderung eines Winkels (Pulse) oder einer Strecke pro Zeiteinheit gemessen. Es wird prinzipiell zwischen relativen und absoluten Sensoren



Abb. 1.13 Drehzahlsensor, der nach dem Halleffekt arbeitet. Die maximale Arbeitsfrequenz beträgt 20 kHz. Mit freundlicher Unterstützung von Texys International

unterschieden. Es werden grundsätzlich zwei unterschiedliche Messprinzipien angewendet: induktive, also elektrisch passive, und auf dem Halleffekt beruhende, die aufgrund der Versorgungsspannung als elektrisch aktiv bezeichnet werden. Beispiele für eine relative Drehzahlmessung sind Kurbel- und Nockenwellendrehzahl sowie Raddrehzahl.

Bei induktiven Sensoren ist je nach Bauform auf die Einbaulage und besonders auf die Größe des Luftspalts zu achten. Weitere Nachteile sind, dass die Amplitude drehzahlabhängig ist, niedrigste Geschwindigkeiten eine Problematik darstellen und sie sehr empfindlich auf Luftspaltschwankungen sind.

Zur Messung von absoluten Drehgeschwindigkeiten werden mechanische Kreisel verwendet, die nach dem Prinzip der Trägheitskräfte arbeiten. Ein Beispiel für einen Drehzahlsensor ist in Abb. 1.13 dargestellt.

Entsprechend der zuvor beschriebenen Montagevorschriften ist ein Raddrehzahlsensor in der Formel Renault ausgeführt, Abb. 1.14. Der Rotor ist verhältnismäßig robust realisiert, um Schwingungen aufgrund von Radanregungen oder Chassisvibrationen standzuhalten und einen konstanten Luftspalt sicherzustellen.

1.2.5 Beschleunigungssensoren *Acceleration Sensors*

Diese Art der Sensoren wird im Motorsport hauptsächlich für fahrdynamische Untersuchungen herangezogen. Je nach Rennserie sind sie auch Bestandteil des ABS oder ESP-Systems. Ein weiteres Anwendungsgebiet dieser Sensoren ist beispielsweise eine Klopfregelung bei Ottomotoren. Die Beschleunigung wird indirekt über die mechanische Spannung oder den Weg gemessen. Beispielsweise wird der Weg durch den Abstand zwischen zwei Kondensatorplättchen gemessen, welcher die Kapazität und somit den Spannungsabfall beeinflusst. Zu beachten ist, dass der Messbereich richtig gewählt wird, da aufgrund der Empfindlichkeit der Sensoren gegenüber Vibrationen, welche vom Antriebsstrang oder der Straße eingebracht werden, mitgemessen werden. Eine mögliche Ausführung eines digitalen Beschleunigungssensors ist in Abb. 1.15 illustriert.

Die Verwendung eines ABS-Systems erfordert die Messung von Längs- und Querbeschleunigung sowie Drehrate um die Hochachse, Abb. 1.16.

Abb. 1.14 Raddr Zahlsensor, rechtes Vorderrad (Formel Renault) Ein sternförmiger Rotor ist nabenfest montiert und liefert pro Radumdrehung vier Signale für den Sensor, der am Radträger angeschraubt ist



Abb. 1.15 Beispiel eines Beschleunigungsmesser für sechs Achsen. Es werden die translatorischen Beschleunigungen der Längs-, Quer- und Hochachse und zugehörigen Drehraten erfasst. Die Besonderheit dieses Sensors ist, dass dieser die Werte direkt auf den CAN-Bus legt. Mit freundlicher Unterstützung von Texsys International

1.2.6 Kraft und Moment Force and Torque

Die Einsatzmöglichkeiten dieser Sensoren sind sehr vielfältig. Sie reichen von Schaltkraft (Abb. 1.17) über Fahrwerkskräfte (Abb. 1.18 und 1.19) bis hin zu Pedalkräften. Außerdem können Drehmomente im Antriebsstrang (Abb. 1.20) bis hin zu

Abb. 1.16 Beschleunigungsmesser für ein Motorsport ABS-System. Der Sensor ist nahe dem Schwerpunkt in der Fahrzeugmitte verbaut und in Richtung der Fahrzeulgängsachse ausgerichtet. Die Auflagefläche (x-y-Ebene) des Sensors ist für die Nulllage des Fahrzeugs eben ausgerichtet



Abb. 1.17 Kraftsensor zum Messen der Schaltkraft zum Auslösen einer Zündunterbrechung. Je nach Ausführung sind Messbereiche bis 1 kN Druck- bzw. Zugkraft möglich. Mit freundlicher Unterstützung von 2D datarecording



Abb. 1.18 Beispiel eines Kraftsensors zum Messen der Kräfte in einem Zugstab (Pullrod). Die gemessenen Werte werden zur Analyse des aerodynamischen Abtriebs verwendet

Abb. 1.19 Beispiel zur Messung von Fahrwerkskräften. Der Sensor wird direkt zwischen Messobjekt und Gelenkkopf verbaut. Um den äußerer Einflüssen entgegen zu wirken ist die gesamte Elektronik verschweißt. Mit freundlicher Unterstützung von Texsys International



Abb. 1.20 Drehmomentmesssensor. Dieser Sensor besteht aus zwei Teilen. Das abgebildete Sendermodul beinhaltet Dehnungsmessstreifen, DMS-Verstärker, Sensorik und Batterie und dreht sich mit der zu messenden Welle mit. Der zweite Teil ist die Empfangseinheit. Abtastraten bis 100 Hz sind in der Standardkonfiguration umsetzbar



Raddrehmomente gemessen werden. Die Kraftmessung erfolgt meist indirekt über die mechanische Spannung mittels DMS. Bei der Drehmoment Messung ergibt sich die Problematik des Signalabgriffs des rotierenden Teils. Da Schleifringe in der Automobilindustrie generell unerwünscht sind, ist ein noch höherer Elektronikaufwand erforderlich.

1.2.7 Pitotrohr *Pitot Tube*

Das Pitotrohr, genau genommen spricht man von Prandtlschen Staurohr, wird zur Messung der absoluten Fahrzeuggeschwindigkeit verwendet. Der Unterschied im deutschsprachigen Raum besteht darin, dass beim Prandtlschen Staurohr zusätzlich zur Öffnung an der



Abb. 1.21 Beispiel für die Ausführung eines Pitotrohrs für den professionellen Motorsport. Das Gewicht des dargestellten Sensors ist lediglich 45 g. Mit freundlicher Unterstützung von Texys International

Vorderseite seitliche Kanäle angebracht sind [5]. Besonders bei Aerodynamiktests spielt dieser Sensor eine große Rolle, da damit auch die Windgeschwindigkeit berücksichtigt werden kann. Das Messprinzip basiert auf einer Druckdifferenz und wird durch die Bernoulli-Gleichungen beschrieben. Abb. 1.21 zeigt eine mögliche Ausführung eines Pitotrohrs. Das dargestellte Pitotrohr ist für einen maximalen Differenzdruck von 12,5 mbar kalibriert, was einer maximal erfassbaren Geschwindigkeit von 166 km/h entspricht. Würde man Geschwindigkeiten bis 400 km/h messen wollen, entspräche das einem Differenzdruck von ca. 74 mbar bei 25 °C Umgebungstemperatur und 1000 hPa Umgebungsdruck in dieser Ausführungsvariante.

1.2.8 GPS GPS

Das Global Positioning System, kurz GPS, wird zum Feststellen der aktuellen Position und der Geschwindigkeit verwendet. Im Motorsport wird es zur Auswertung der gefahrenen Linie beziehungsweise zur Unterteilung von Runden und Sektoren verwendet. Probleme, die nur an bestimmten Stellen oder bestimmten Fahrmanövern auf der Strecke auftreten, können somit übersichtlich und schnell lokalisiert werden. Das Funktionsprinzip beruht auf einem Gleichungssystem mit vier Gleichungen, die den Ort (dreidimensional) und die Zeit beinhalten [6]. Somit muss im Regelfall eine Verbindung zu mindestens vier Satelliten bestehen, um die Position bestimmen zu können. Da die Genauigkeit des GPS von der örtlichen Beschaffenheit abhängt und im Bereich von einigen Metern liegt, werden im Motorsport auch fixe Referenzpunkte (Antennen) verwendet, um die Genauigkeit auf einige Zentimeter zu verbessern. Auch mathematische Algorithmen sind eine Option zur Verbesserung der Genauigkeit. Abb. 1.22 illustriert ein Beispiel für eine GPS-Maus.

1.2.9 Rundenmesser Lap Beacon

Die exakte Messung der Runde ist ein entscheidender Vorteil bei der Datenanalyse. Es können somit die Daten zwischen zwei oder mehr Runden miteinander verglichen werden.

Abb. 1.22 GPS-Maus mit einer Frequenz von 12 Hz. Mit freundlicher Unterstützung von 2D datarecording



Abb. 1.23 Beispiel zur Rundenzeitmessung. Links wird der Sensor (Empfänger) am Fahrzeug angebracht. Beim Passieren des Fahrzeugs am stationären Sensor (Sender) wird eine Markierung im Datenschrieb gesetzt. Mit freundlicher Unterstützung von 2D datarecording

Je nach verwendeter Technologie ergibt sich ein minimaler Zeitabstand, der gemessen werden kann. Die am weitest verbreiteten Systeme arbeiten mit Infrarot (siehe Abb. 1.23) oder mit GPS. Bei Infrasystemen wird ein Sender fix an einer Strecke angebracht, während sich der Empfänger am Fahrzeug befindet. Genauigkeiten von bis zu einer tausendstel Sekunde können damit erreicht werden. Je nach Frequenz des GPS, für 5 Hz beispielsweise 0,2 s, ergibt sich ein minimaler messbarer Zeitabstand. Übliche GPS Systeme erreichen eine Genauigkeit von bis zu 0,02 s.

1.2.10 Intelligentes Reifenmanagementsystem *Intelligent Tire Management System*

Der große Einfluss von Reifendruck und Reifentemperatur ist unumstritten. Beobachtet man die Prozedur der verschiedenen Teams in der Formel 1 unmittelbar vor dem Start mit verschiedener Anzahl und Intensität von Lenkbewegungen und Durchdrehen der Räder wird klar, wie wichtig die richtige Konditionierung des Reifens ist. Ein Beispiel für einen kombinierten Sensor für Reifentemperatur und -druck ist in Abb. 1.25 zu sehen. Die Temperatur der Innenseite des Reifens wird über einen großen Bereich (35° Winkel) mittels Infrarot gemessen. Diese Temperatur lässt Rückschlüsse auf den mechanischen

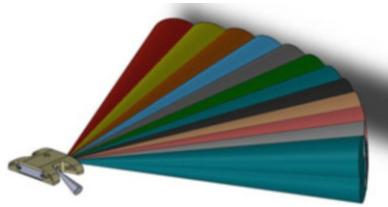


Abb. 1.24 Virtuelle Darstellung des iTPMS. Die verschiedenen Farben der Kegel stellen die jeweiligen Messpunkte an der Innenseite des Reifens dar. Der kleiner gräulich dargestellte Kegel zeigt die Messstelle an der Felge



Abb. 1.25 Dieser Sensor misst den Zustand der Luft im Reifen, die Felgentemperatur und die Temperatur der inneren Karkasse mittels Infrarot. Die Übertragung der Daten erfolgt über Funk. Der Sensor wird direkt in der Felge befestigt und wiegt lediglich 61 g (inklusive Batterie). iTPMS mit freundlicher Unterstützung der von Texense

Grip des Reifens zu. Der Reifenfülldruck, die innere Lufttemperatur, die relative Feuchte der Luft, die Felgentemperatur, die innere Karkassentemperatur (an bis zu 12 Punkten, siehe Abb. 1.24) sowie weitere Statusparameter wie Ladezustand der Batterie werden über Funk mit 868 MHz an das Fahrzeug oder ein mobiles Messgerät übertragen. Aufgrund der internen Versorgungsspannung dieses Sensors wird die Übertragung erst ab einer einstellbaren Beschleunigung oder einer konfigurierbaren Temperatur aktiviert. Die Lebensdauer dieses Sensors liegt je nach Renneinsatz bei etwa einem Jahr (Abb. 1.25).

1.2.11 Correvit® Sensoren *Non-contact Optical Sensors*

Diese Sensoren werden zur kontaktlosen Messung der Geschwindigkeit in Längs- und/oder Querrichtung verwendet. Der Vorteil dieser Messung ist, dass der Reifenschlupf bei der Geschwindigkeitsbestimmung nicht berücksichtigt werden muss [7]. Zusätzlich kann der zurückgelegte Weg gemessen werden. Das Prinzip basiert auf einer optischen Messung. Mit Hilfe dieser Sensoren ist es möglich den Schräglauwinkel des Fahrzeuges, auch Schwimmwinkel genannt, zu bestimmen. Der Schwimmwinkel bietet Aufschluss über

Abb. 1.26 Correvit® LFII:
1-achsige optische Sensor zur
Messung der Längsdynamik.
(Quelle: Kistler Holding AG)



Abb. 1.27 Correvit® LFII: 1-achsige optische Sensoren zur Messung der Längsdynamik. (Quelle: Kistler Holding AG)

die Stabilität des Fahrzeuges. Zu beachten ist, dass die Ausrichtung und der Abstand zum Boden dieser Sensoren einen direkten Einfluss auf das Messergebnis nehmen. Abb. 1.26 zeigt ein Beispiel für einen optischen Geschwindigkeitsmesser.

Ein Beispiel für die Anwendung eines Correvit® Sensors im Zuge eines Fahrdynamiktests ist in Abb. 1.27 zu sehen. Der Sensor ist mittig vor der Stoßstange am Fahrzeug verbaut.

1.2.12 Radmessnabe Wheel Torque Transducer

Mit dieser Messeinrichtung (siehe Abb. 1.28) ist es möglich, Kräfte und Drehmomente in jeweils drei Achsen zu messen. Das Messprinzip basiert je nach Anwendung piezoelektrisch oder mit Hilfe von DMS. Ersteres wird für Messungen mit hoher Empfindlichkeit

Abb. 1.28 RoaDyn® S630
CFK, Leichter 6-Komponenten-
Radkraftsensor für große Pkw
und leichte SUVs. (Quelle:
Kistler Holding AG)



Abb. 1.29 RoaDyn® S625 sp CFK: Leichter 6-Komponenten-Radkraft-sensor für Pkw. (Quelle:
Kistler Holding AG)

und Präzision verwendet, beispielsweise Gleichförmigkeitsmessungen. Das zweite Messprinzip wird für Rollwiderstandsmessungen oder zur Auslegung der Betriebsfestigkeit verwendet und muss je nach Anwendung entsprechend ausgelegt werden [8].

Abb. 1.29 zeigt ein Fahrzeug bei einem Fahrdynamiktest. Mit den verwendeten Messsystemen ist es möglich, ein Reifenkennfeld speziell für dieses Fahrzeug und diese Strecke zu generieren. Zusätzlich zu den Kräften und Momenten am Rad werden die Lage des Rades sowie die Fahrzeuggeschwindigkeiten optisch gemessen.

Correvit® und RoaDyn® sind eingetragene Warenzeichen der Kistler Holding AG.

1.2.13 Sensorauswahl Sensor Decision

Je nach Rennklasse ist es wichtig, die verschiedenen Sensoren nach ihrem Nutzen abzuwegen. Beispielsweise ist die Kenntnis der Fahrzeughöhe für ein Formelfahrzeug (Abb. 1.30) mit aerodynamischen Elementen von großer Bedeutung, um Rückschlüsse für deren Funktion beziehungsweise für die Simulation zu ziehen. Sensoren zur Messung der Fahrzeughöhe sind im Gegensatz dazu in einem Rallye Fahrzeug (Abb. 1.31), welches in einem sehr großen Bereich Bewegungen in Richtung der Fahrzeughochachse durchläuft, verhältnismäßig kostenintensiv, da der Nutzen relativ gering ist.

Die Radmessnabe bietet mit ihrer Vielseitigkeit den größten Nutzen, um auf das Verhalten eines Fahrzeugs im Fahrbetrieb zu schließen. Besonders die genaue Kenntnis, in welchem Bereich der Reifen in Bezug auf Radlast arbeitet, als auch die Messung eines Lastkollektivs für eine bessere Entwicklung des aktuellen oder nächsten Fahrzeugs, bieten einen großen Vorteil. Auch der Correvit® Sensor hat bei Formel- als auch Rallye-Fahrzeugen eine große Bedeutung, da er diverse Auswertungsmöglichkeiten erlaubt. Einerseits gibt er Aufschluss über die Lage des Fahrzeugs in der horizontalen Ebene bzw. kann mit Hilfe von weiteren Sensoren der Schräglauftwinkel der Räder ermittelt werden, was dem besseren Verständnis des Reifenverhaltens dient, andererseits kann er zur genaueren Ermittlung der Geschwindigkeit dienen. Potenziometer zur Messung des

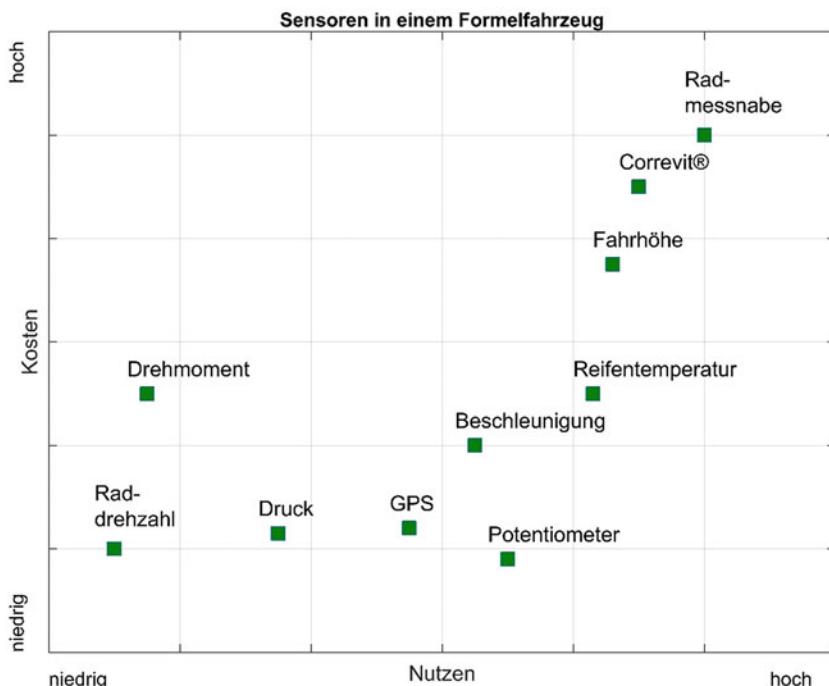


Abb. 1.30 Kosten-Nutzen-Gegenüberstellung verschiedener Sensoren für ein Formelfahrzeug

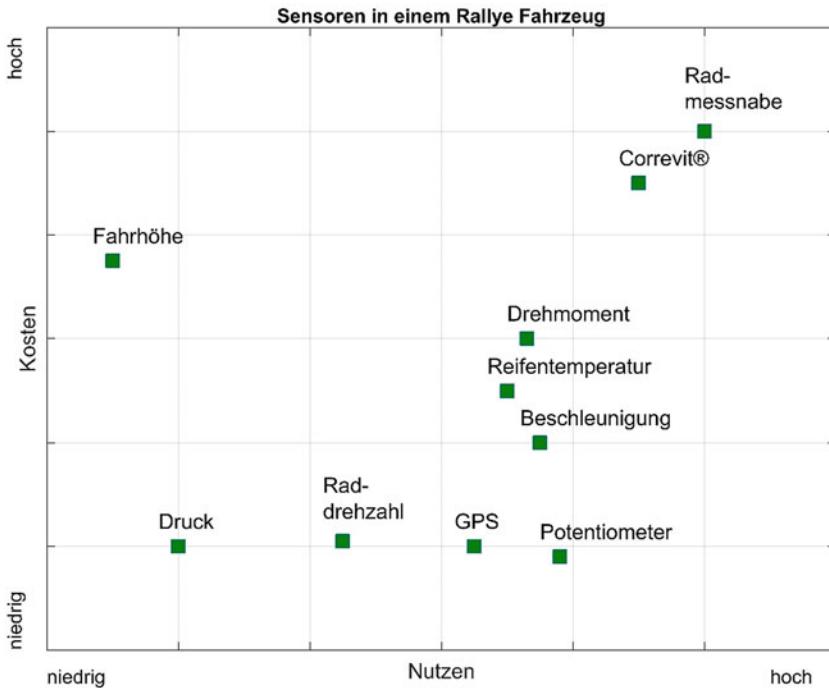


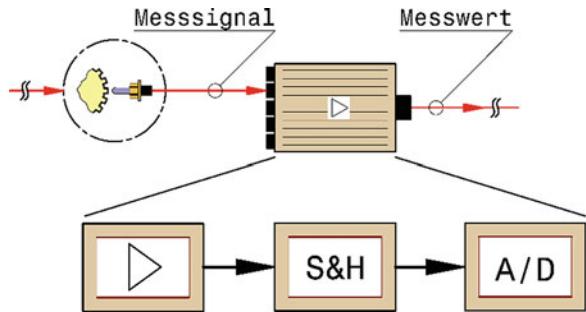
Abb. 1.31 Kosten-Nutzen-Gegenüberstellung verschiedener Sensoren für ein Rallye Fahrzeug

Dämpferweges als auch GPS sollten jedenfalls in einem Rennfahrzeug verbaut werden, da ein hoher Kosten-Nutzen-Faktor besteht. Ist das Budget für Sensoren entsprechend hoch, empfiehlt sich auch die Installation eines Beschleunigungssensors, da dieser einen großen Wert für die Analyse des Verhaltens von Fahrzeug und Fahrer bietet. Die Entscheidung, welche Sensoren bei welchem Budget verwendet werden sollen, wird in diesem Buch nicht getroffen, da je nach Fokus des Teams die Sensorauswahl variieren wird. Bevor man sich für eine Auswahl von Sensoren entscheidet, sollte immer genau überlegt werden, welchen Vorteil man sich durch den Einbau der jeweiligen Sensoren erhofft. Dabei ist grundlegend zu unterscheiden, ob die Daten zur Verbesserung des Set-ups oder zur Datengenerierung für zukünftige Entwicklungen dienen.

1.3 Messsignalverarbeitung *Signal Processing*

Besonders für analoge Sensoren ist eine entsprechende Verarbeitung des Messsignals erforderlich. Diese liefern sinngemäß kontinuierlich und stufenlos Werte. In dieser Form können analoge Messsignale nicht gespeichert werden und müssen digitalisiert werden. Der Ablauf bei der Digitalisierung eines Signals wird in drei serielle Schritte unterteilt, Abb. 1.32. Der erste Schritt zur Verarbeitung ist eine optionale Verstärkung des Ana-

Abb. 1.32 Die Messsignalverarbeitung wird in drei Schritte unterteilt. Das Messsignal wird optional verstärkt (\triangleright), abgetastet (S&H) und der Wert diskretisiert (A/D)



logsignals, um den vollen Spannungsbereich für die Digitalisierung zu erreichen. Im Anschluss erfolgt die Umwandlung in ein zeitdiskretes und wertkontinuierliches Signal mit einem Sample & Hold – Glied (S&H). Der Analog-Digital-Wandler (A/D) diskretisiert den Amplitudenwert des Signals [9].

1.3.1 Abtasten *Sampling*

Die Haltefunktion ist notwendig, da der letzte Schritt der Digitalisierung, die Quantisierung, eine entsprechende Zeit benötigt. Ein Beispiel für das Abtasten eines Signals ist in Abb. 1.33 dargestellt. In einem Zeitabstand von 0,5 s wird der aktuelle Wert ermittelt, was einer Abtastfrequenz von 2 Hz entspricht.

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 [10] 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, also exakter, erfasst [12]. Dämpferbewegungen sollen mit mindestens 250 Hz aufgezeichnet werden [13]. Bei Messfahrten werden die Signale mit 500 bis 1000 Hz abgetastet, damit auch die Lastspitzen erfasst werden.

1.3.2 Quantisieren *Quantize*

Es wird aus einem kontinuierlichen Amplitudenwert ein diskreter, man spricht von einem A/D-Wandler [14]. Ein wichtiges Kriterium des A/D-Wandlers ist die Anzahl der Spannungsstufen, die aufgelöst werden können. Möchte man bei einem Geschwindigkeitssignal, welches sich im Bereich zwischen null und 300 km/h bewegt eine Genauigkeit von

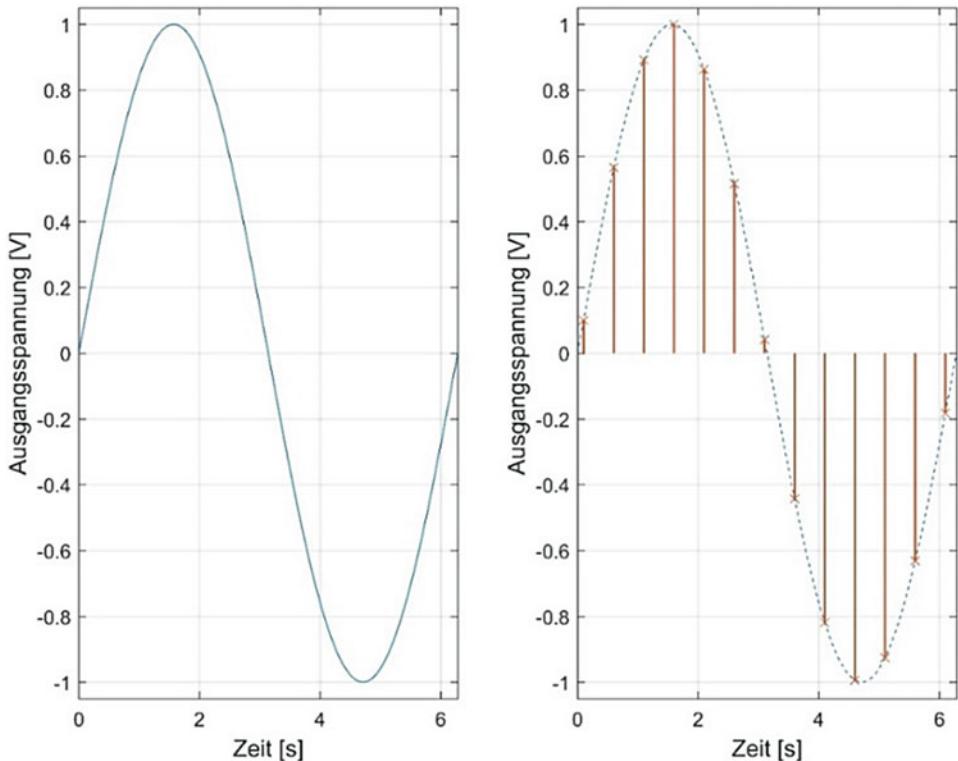


Abb. 1.33 Abtasten eines analogen Signals. Die Anzahl der Abtastungen hängt von der Leistungsfähigkeit des Sample & Hold-Glieds und des A/D-Wandlers ab

0,5 km/h, sind mindestens 600 Stufen erforderlich. Es ist das nächst höhere Zweierkomplement zu suchen, in diesem Beispiel $2^{10} = 1024$. Dividiert man nun den Wert 300 km/h durch 1024 erhält man eine minimal mögliche Auflösung von 0,3 km/h pro Stufe. Weiters kann daraus geschlossen werden, dass der maximal mögliche Fehler durch das Quantisieren des Wertes der halben Stufenweite (0,15 km/h) entspricht. Abb. 1.34 zeigt ein Beispiel für das Wertdiskretisieren eines Signals. Die Stufenbreite beträgt 0,1 V. Die abgetasteten Analogwerte werden bestimmten Wertstufen zugeordnet. Der Fehler, der bei dieser Wandlung auftritt, ist die Differenz des grünen (quantisierten) und des orangen (analog) Wertes, maximal jedoch 0,05 V.

1.3.3 Messsignal *Measurement Signal*

Nach der Verarbeitung des Messsignals zum Messwert kann dieser auf einem Datenspeicher abgelegt und/oder per Telemetrie zur Pit übertragen werden, Abb. 1.35. Im rechten Bild sieht man Fehler, die beim Digitalisieren des Signals auftreten können. Durch eine

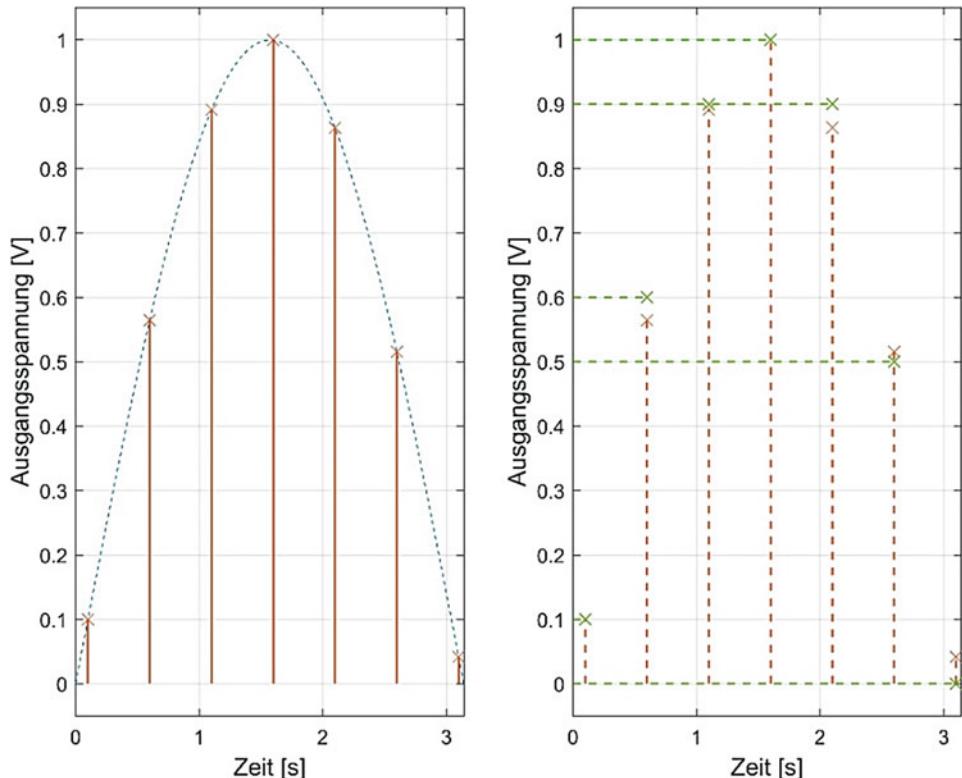


Abb. 1.34 Quantisieren eines analogen Signals. Die Anzahl der Stufen hängt von der Bitanzahl des A/D-Wandlers ab. In diesem Beispiel ist die Stufenzahl 0,1 V

bessere Auflösung des A/D-Wandlers und einer höheren Abtastrate kann das Ergebnis deutlich verbessert werden. Nachteilig wirkt sich dabei eine merklich erhöhte Datenmenge aus.

1.4 Messwertverarbeitung Processing of Measured Data

Ist die Umwandlung einer Messgröße bis hin zu einem Messwert erfolgt, gibt es mehrere Möglichkeiten mit diesem Wert zu arbeiten. In der Regel werden die Daten für die anschließende Analyse auf ein zentrales Gerät, beispielsweise einem Datenlogger, übertragen und dort gespeichert. Sind die Messwerte auf verschiedenen Steuergeräten verteilt, bedient man sich eines Bussystems, um diese an den Datenspeicher zu übertragen. Eine Alternative bietet ein Telemetriesystem, bei dem die Daten nicht am Fahrzeug gespeichert sondern auf einem Computer in der Box (Pit) übertragen werden. Dabei werden allerdings nur die für den Fahrbetrieb essenziellen Daten übertragen und sämtliche für eine spätere Analyse notwendigen Daten zusätzlich auf einem Speicher im Fahrzeug abgelegt.

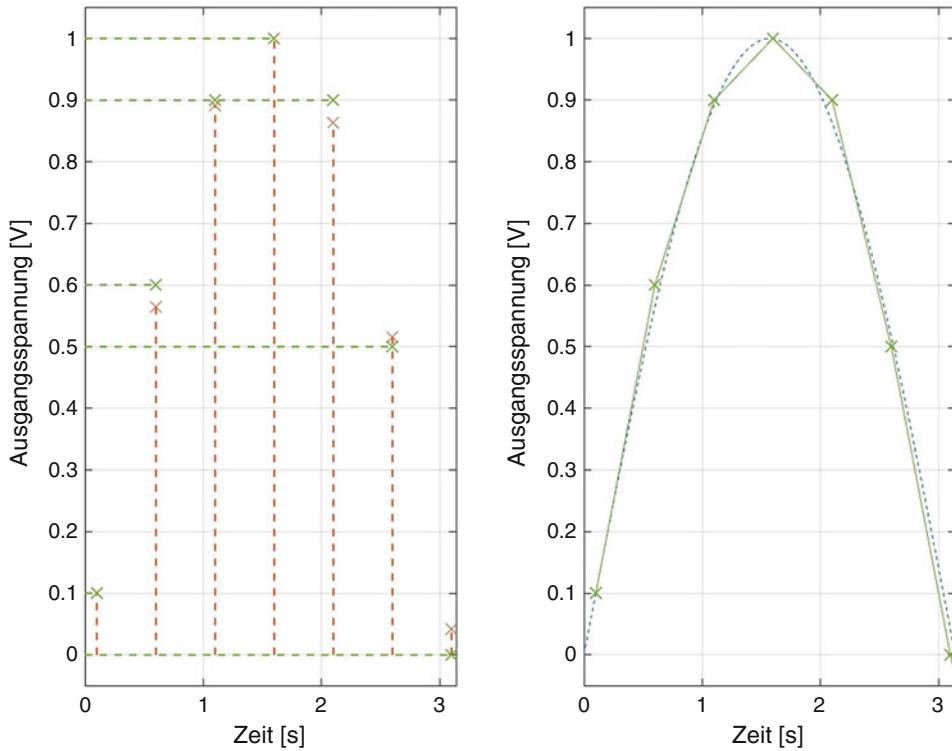


Abb. 1.35 Ergebnis nach der Digitalisierung. Das ursprüngliche Signal (rechts, blau strichiert) wird mit dem digitalisierten (rechts, grün) Signal dargestellt

1.4.1 Bussysteme *Bus Systems*

Bussysteme wurden entwickelt, um den Aufwand der Verkabelung zu reduzieren und um eine Kommunikation zwischen mehreren Geräten (Busteilnehmer) effizient zu realisieren. In den letzten Jahrzehnten wurden verschiedenste Bussysteme für die unterschiedlichsten Anwendungsgebiete entwickelt. Weit verbreitete Systeme sind CAN-Bus (Controller Area Network), FlexRay und Ethernet [15]. Am Beispiel des CAN-Bus (Highspeed CAN) soll die Funktion eines Bussystems näher beschrieben werden. Einige charakteristische Eigenschaften eines Bussystems sind Übertragungsrate, Anzahl der Teilnehmer und Übertragungsreichweite. Für dieses Bussystem ist eine maximal mögliche Übertragungsrate von 1 MBit/s vorgesehen, im Serien-Kfz-Sektor sind 500 kBit/s üblich. Je nach Übertragungsrate ergibt sich eine maximal zulässige Leitungslänge von 40 m, für langsame Übertragungsraten erhöht sich die Übertragungsreichweite. Die maximale Anzahl der Teilnehmer ist theoretisch unbegrenzt. Der physikalische Aufbau besteht aus zwei Leitungen, die verdrillt werden und an den Kabelenden liegenden Teilnehmern terminiert,

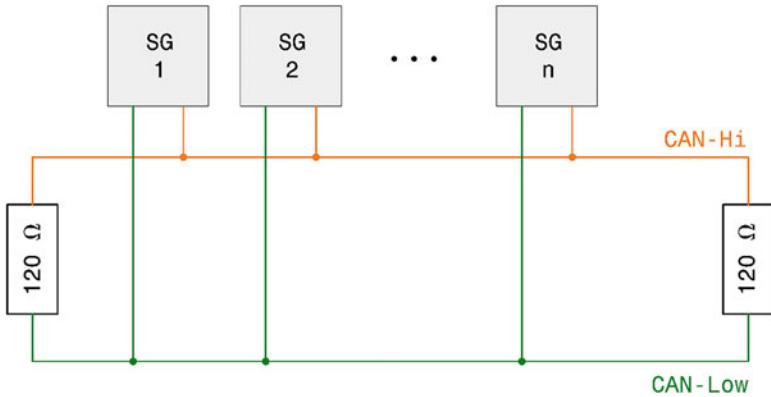


Abb. 1.36 Physikalischer Aufbau des CAN-Bus in einer Linientopologie

das heißt mit jeweils einem $120\ \Omega$ Widerstand versehen, werden, Abb. 1.36. Eine weitere Form der Topologie wäre ein Stern, bei dem ein Widerstand von $60\ \Omega$ im zentralen Punkt verwendet wird.

Jeder Teilnehmer kann dabei Daten gleichberechtigt senden oder empfangen, man spricht von einem Multi-Master-System. Die Priorisierung erfolgt über die Adresse der Nachricht (Frame). Je niedriger diese ist, desto höher ist die Priorität. Je nach Anzahl der am Bus befindlichen Nachrichten und damit der Auslastung kann es zu Verzögerungen beim Empfang kommen. Zu beachten ist, dass es nur einen Busteilnehmer geben kann, der eine bestimmte Adresse für das Senden einer Nachricht verwendet. Empfangen kann das Nachrichtenpaket von jedem Teilnehmer werden. Die Anzahl der unterschiedlichen Nachrichten hängt vom verwendeten Busformat ab. Für das „base frame“-Format (CAN 2.0A) sind elf Bit (2048), beim „extended frame“-Format (CAN 2.0B) sogar 29 Bit (536.870.911) Möglichkeiten für die Adresse der Nachricht vorgesehen. Die Daten, die maximal pro Frame übertragen werden können, sind für beide Formate acht Byte (Byte 0 bis Byte 7). Je nach Länge der zu übertragenen Daten sind weitere Parameter zu definieren. Üblich ist eine Datenlänge zwischen einem Bit und zwei Byte. Werden zwei Byte verwendet, muss eingestellt werden, ob das erste Byte die höherwertigen Daten enthält (Big Endian auch als Motorola bezeichnet) oder das zweite (Little Endian auch als Intel bezeichnet). Nachdem die Datenbreite mit acht Byte fixiert ist, muss auch die Startposition der Daten festgelegt werden. Sind viele Daten mit niedriger Änderungsrate zu übertragen, ist es auch möglich, diese abwechselnd in demselben Datenframe zu verpacken. Hierfür wird in der Regel das Byte 0 zur Identifikation, welche Daten zu welchem Zeitpunkt in diesem Frame verpackt sind, definiert. Man spricht von Multiplexen des Signals. Da nur ganzzahlige Werte übertragen werden können, werden die Messwerte für die Übertragung multipliziert bzw. mit einem Offset versehen. Als Beispiel soll ein Temperaturwert mit Wertebereich zwischen $-50\ ^\circ\text{C}$ und $150\ ^\circ\text{C}$ dienen, der mit einem Byte (8 Bit) übertragen wird. Es ergibt sich eine Auflösung von $0,78\ ^\circ\text{C}/\text{Bit}$. Es ergeben sich damit ein Multiplikator von 0,78 und ein Offset von $-50\ ^\circ\text{C}$. Für den Minimalwert des Bytes (Wert ist null) erhält man $-50\ ^\circ\text{C}$,

da die Multiplikation zu null wird. Für den Maximalwert des Bytes (Wert ist 256), 256 multipliziert mit 0,78 minus 50 °C Offset, bekommt man einen Temperaturwert 150 °C.

Für die richtige Datenübertragung zum Endgerät sind folgende Einstellungen zu treffen:

- Übertragungsrate des CAN Bus z. B. 500 kBit/s
- Terminierung ja/nein
- Adresse der Nachricht (Identifier), z. B. 0x77A
- Format („base“ oder „extended“)
- Position und Länge der Daten
- Datenformat (bei 16 Bit Intel/Motorola)
- Multiplikator und Offset
- Multiplexer wird verwendet ja/nein

1.4.2 Datenspeicher *Data Logger*

Nach der Messsignalverarbeitung kann der erhaltene Messwert auf einem Datenspeicher *data logger* abgelegt werden, Abb. 1.37. Das dargestellte Gerät verfügt über digitale und analoge Eingänge mit integrierter Messsignalverarbeitung. Als weitere Möglichkeit können Messdaten über den CAN-Bus eingelesen und gespeichert werden. GPS und ein Eingang für eine Rundenzeiterkennung bieten ein Komplettsystem für die Datenanalyse.

Werden bestimmte Sensoren direkt für ein Steuergerät verwendet, beispielsweise Kurzelwellendrehzahl bei einem Motorsteuergerät (Abb. 1.38), wird dieser Wert über ein Bussystem an einem Datenlogger gesendet oder mittels Telemetrie direkt an die Box geschickt.

Bei der Übertragung mittels Bussystems sind im Empfangsgerät einige Parameter einzustellen, Abb. 1.39. Zusätzlich zu den vorher genannten Einstellungen für eine CAN-Bus Verbindung wird in einem Datenlogger noch die Frequenz, mit der die Daten

Abb. 1.37 Beispiel eines Datenloggers für den Motorsport. Der Datenspeicher hat eine Größe von 2 GB. Die maximale Speicherrate beträgt 800 Hz. Mit freundlicher Unterstützung der 2D Debus & Diebold Meßsysteme GmbH



Abb. 1.38 Beispiel für ein Motorsteuergerät für einen Rennwagen. Zur Übertragung der Daten stehen verschiedene Bussysteme wie Ethernet oder CAN-Bus zur Verfügung. Mit freundlicher Unterstützung der Bosch Engineering GmbH

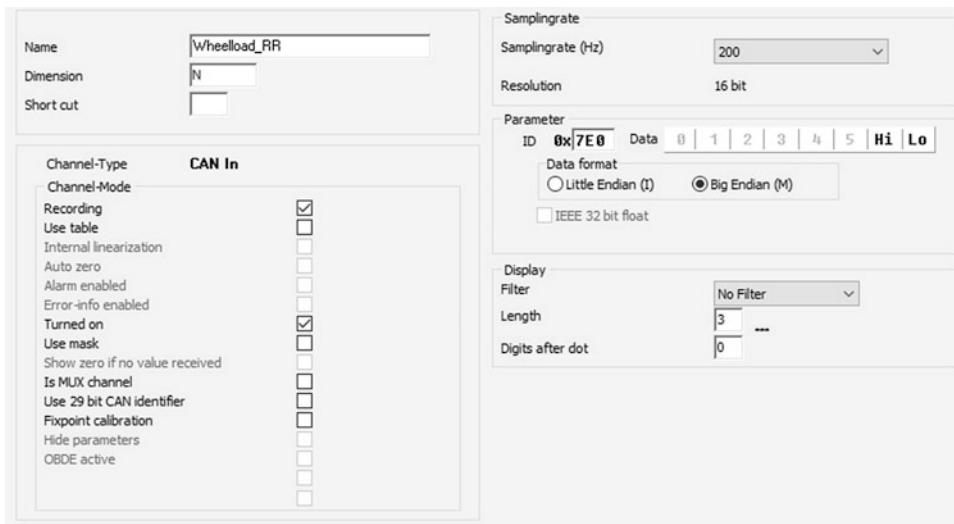


Abb. 1.39 Beispiel für einige Einstellungsmöglichkeiten eines Datenloggers für den Motorsport. Der dargestellte Ausschnitt ist aus dem Programm WinIt (2D datarecording) von dem Messwert der hinteren, rechten Radlast

gespeichert werden, angegeben. Zur Darstellung für das Auswerten der Datenschreibe benötige Parameter, wie Name des Messwerts, Einheit, numerische Darstellung und weitere sind auch zu hinterlegen.

1.4.3 Telemetrie Telemetry

Ein Telemetriemodul (vgl. Abb. 1.40) bietet die Möglichkeiten, sämtliche Daten des Fahrzeuges während des Fahrens auf der Strecke mit einer kurzen Zeitverzögerung live

Abb. 1.40 Beispiel eines Telemetriemoduls. Mit freundlicher Unterstützung durch 2D datarecording



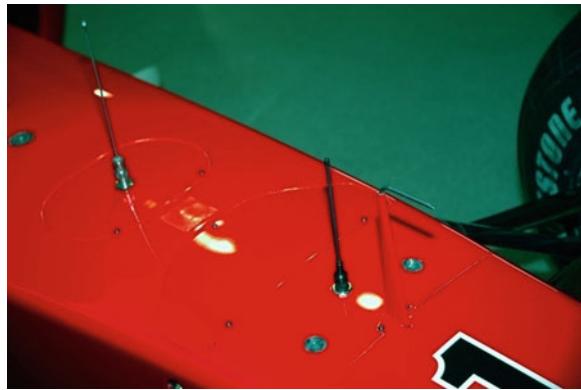
anzusehen. Es bietet somit eine Unterstützung des Fahrers durch Renningenieure den ordnungsgemäßen Zustand des Fahrzeugs sicherzustellen. Die meisten Leser kennen wahrscheinlich den Funkspruch aus der Formel Eins „*Box, box, box*“, was meist vor einem bevorstehenden technischen Problem zu hören ist. Je nach zu übertragender Datenmenge und zu überwindender Distanz gibt es verschiedene Technologien für Telemetriesysteme. Die dargestellte Variante in Abb. 1.40 arbeitet im Bereich von 900 MHz und mit einer Sendeleistung von bis zu einem Watt. Andere verbreitete Systeme arbeiten mit einem Frequenzband zwischen 430 MHz und 470 MHz und einer Sendeleistung bis zehn Watt.

In der Königsklasse des Motorsports werden aufgrund der hohen Datenmengen unter anderem wegen der HD-Videoübertragung verschiedene Standards verwendet. Einer dieser Standards ist WiMAX, welcher eine maximale Funkreichweite von bis zu 15 km und Datenraten von bis zu einem GBit/s erreicht [16]. Mercedes-AMG Petronas verwendet eine 5 GHz Verbindung zur Übertragung von Infrarotbildern der Reifen. In weiterer Zukunft soll die Übertragungsfrequenz auf 60 GHz erhöht werden [17]. Welches Team welche Technologie verfolgt ist unterschiedlich, während des Rennwochenendes muss diese jedoch dem durch die FIA festgelegten Reglements entsprechen. Aufgrund der verschiedenen Systeme und Datentypen sind auch verschiedene Antennen erforderlich. In der Formel 1 werden mittlerweile vier verschiedene Antennen verwendet. Die Unterteilung erfolgt in, Übertragung des Videosignals, Fahrerfunk, GPS und Fahrzeugmessdaten [18]. Ein Beispiel der für Telemetrie erforderlichen wagenseitigen Antennen zeigt Abb. 1.41.

Zur Kontrolle und Verbesserung der Motorfunktion werden folgende Werte übertragen [19]:

- Kurbelwellendrehzahl
- Lastzustand (Drosselklappenstellung)
- Zündzeitpunkt
- Zusammensetzung des Kraftstoff-Luftgemischs 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.

Abb. 1.41 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



Andere Sensoren liefern folgende Signale, die über das Fahrverhalten des Wagens und den Zustand von wichtigen Bauteilen Aufschluß geben [20] und [21]:

- Fahrzeuggeschwindigkeit: Corovitsensor, Prandtl-Sonde, Pitot-Rohr
- Längs- und Querbeschleunigung: Beschleunigungsaufnehmer
- eingelegter Getriebegang
- Lenkwinkel: Lenkwinkelsensor erfasst Lenkwellenbewegung
- Lenkradmoment
- Bremspedalstellung
- Bremsdruck
- Temperaturen und Verschleiß der Bremsen
- Bremsverzögerung
- Raddrehzahlen: Raddrehzahlsensoren
- Einfederwege (Wegaufnehmer bei Aufbaufedern) und Radlasten
- Temperatur im Kupplungsgehäuse
- Öltemperaturen im Differenzial und Getriebe
- Reifeninnendruck.

1.5 Sensorkalibration *Sensor Calibration*

Ist die Empfindlichkeit eines Sensors z. B. bei DMS besonders hoch, weil eine zusätzliche Verstärkerschaltung erforderlich ist, ist eine Sensorkalibration mit dem entsprechenden Messaufbau durchzuführen. Dabei wird nicht der Messaufbau selbst geändert, sondern der Spannungswert bei verschiedenen Belastungen gemessen. Diese Messpunkte ergeben in den meisten Fällen eine Kennlinie, die durch eine mathematische Funktion nachgebildet werden kann. Ist das nicht möglich, werden so viele Werte wie nötig in einer Tabelle hinterlegt und zwischen diesen interpoliert. Sensorkalibrationen sind aber auch bei Sensoren

mit gewünschtem Offset nötig, beispielsweise ein Drosselklappenpotentiometer, was bei einem bestimmten Spannungswert für Leerlauf den Wert 0 % und unter Vollast den Wert 100 % im Datenspeicher ablegt. Ein weiteres Beispiel ist die Erfassung des Lenkradwinkels, bei der eine mittlere Stellung des Lenkrads (0°) einem mittleren Wert des Messbereichs entspricht. Abb. 1.42 zeigt ein Datenblatt eines Pitotrohrs. Daraus kann man die Art der Kalibration, in diesem Fall die Höhe einer Wassersäule entnehmen. Im rechten oberen Bereich in der Tabelle „Sensor Readings“ sind die Daten der Kalibration für diesen Sensor zu entnehmen. Der theoretisch mögliche Ausgangsspannungsbereich ist null bis fünf Volt. Davon wird allerdings nur der Bereich von 0,498 V bis 4,3 V verwendet. Der Grund für diesen eingeschränkten Bereich dient einerseits zum Erkennen eines Problems in der Verkabelung und andererseits zum Schutz einer Überlastung durch zu hohe Geschwindigkeiten, wie beispielsweise starken Gegenwind.

1.6 Filter *Filter*

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 Messschriebe 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 zu 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 (Durchlassbereich) und so kommen störende Vibrationen erst gar nicht zum Datalogger (Sperrbereich). Bei dieser Art von elektrischen Filterschaltungen unterscheidet man im Wesentlichen zwischen aktiven und passiven Filtern. Bei aktiven Filtern verwendet man neben Widerständen, Kondensatoren und Induktivitäten, welche für passive Filter verwendet werden, auch Transistoren oder Operationsverstärker. Ein wichtiges Kriterium bei der Auslegung von Filtern ist die Ordnung des Filters. Je höher die Ordnung des Filters ist, desto steiler wird das Signal bei der Grenzfrequenz *cut off frequency* gefiltert und nach dieser gedämpft. Abb. 1.43 gibt ein Beispiel für ein ideales und ein verrauschtes Signal. Rauschen kann durch verschiedenste Ursachen entstehen. Eine Möglichkeit ist beispielsweise ein benachbartes Versorgungskabel, welches einen verhältnismäßig großen Stromfluss, verglichen zum Stromfluss des Sensorsignalkabels, und damit ein entsprechendes Magnetfeld erzeugt, das das Sensorsignal stört. Ist die Ursache des Rauschens unbekannt, kann eine Betrachtung der Frequenzanteile des Signals Aufschluss geben.

Um die Signalqualität zu verbessern, werden Filter wie zum Beispiel ein Tiefpassfilter zweiter Ordnung verwendet, Abb. 1.44. Der Rauschanteil in diesem Beispiel hat eine

10/05/2016 GGO

texense world pro by TEXYS

PI-4

JOANEUM	Retour 16077
PITOT ASSEMBLY	
TUBE + PRESSURE SENSOR	
Ref : PI-4-12.5	SN : P1407005

Texys sensors are designed for data recording. If the user wants to include this sensor in a close loop system or active control, he must assume all responsibility.

Range	12.5 to 76 0.18 to 1.10	mbar Psi
Accuracy	0.25	%
Sensitivity	See calibration table	V/FS
Gravity sensitivity	1	mV/G
Cut off frequency	200	Hz
Offset	0.5 +/- 0.1	V
Supply Voltage	5 to 16	V
Supply Current	5	mA
Output Voltage	0.5	V
Output Impedance	47	Ω
Calibrator	Height of water	
Offset Drift (0 to 80°C)	20	mV
Sensitivity Drift (0 to 80°C)	1	% FS
Dim	24x22x14.5 Tube Ø4mm 100x66	mm
Weight (without cable)	25	g
Material	Aluminium + stainless steel tube	
Protection	IP 64	
Vibration test	20 Gpp 5'	
Shock	500	G
Operating Temp	0 to +85	°C
Storage Temp	-20 to +125	°C

Max Air speed at 25°C ambient temperature and 1000 mbar atmospheric pressure				
12.5mbar	25 mbar	50 mbar	70 mbar	76 mbar
166 km/h	235 km/h	330 km/h	394 km/h	410 km/h

Warning:

- Do not blow into the tube, with the mouth or an air line
- The sensor doesn't withstand high humidity, there is a risk of obstruction if water enters in the tube
- Beware of condensation at low temperature

PI-4 - spec v03 1/1

www.texense.com

Sensor Readings

0.498 V at 0 mbar	Sensitivity 304 mV / mbar
4.300 V at 12.5 mbar	

Cable : 3x26AWG FEP Tinned copper braided cable 250V 200°C

Length : Customer Tubing: _____

Connector : _____

Colour	Function	Pin
Red	Supply	
White	Signal	
Black	0V	
Braid	Connected to case	

Calibration table

12.5 mbar 0.18 Psi	0'5 @ 0	4'5 @ 12.5 mbar	320 mV / mbar
25 mbar 0.36 Psi	0'5 @ 0	4'5 @ 25 mbar	160 mV / mbar
50 mbar 0.72 Psi	0'5 @ 0	4'5 @ 50 mbar	80 mV / mbar
70 mbar 1.01 Psi	0'5 @ 0	4'5 @ 70 mbar	57 mV / mbar
76 mbar 1.10 Psi	0'5 @ 0	4'5 @ 76 mbar	53 mV / mbar

Ordering ref ex : PI-4-70-200
PI - 4 - Range mbar -height mm*

12,5
25
50
70
76

*Option: PI-4 tube 200 mm (std 100mm)

texys
8425 Woodfield Crossing
Boulevard Suite 100
Indianapolis IN 46240
C (+1) 317-469-4828
16 Rue Edouard Branly
Varennes Vauzelles F58640
C (+33) 386-212-718

Abb. 1.42 Beispiel für ein Datenblatt eines Pitotrohrs. Es können sowohl elektrische als auch mechanische Randbedingungen entnommen werden. Neben Warnhinweisen und möglichen Sensoroptionen findet man rechts oben die Kalibrationsergebnisse

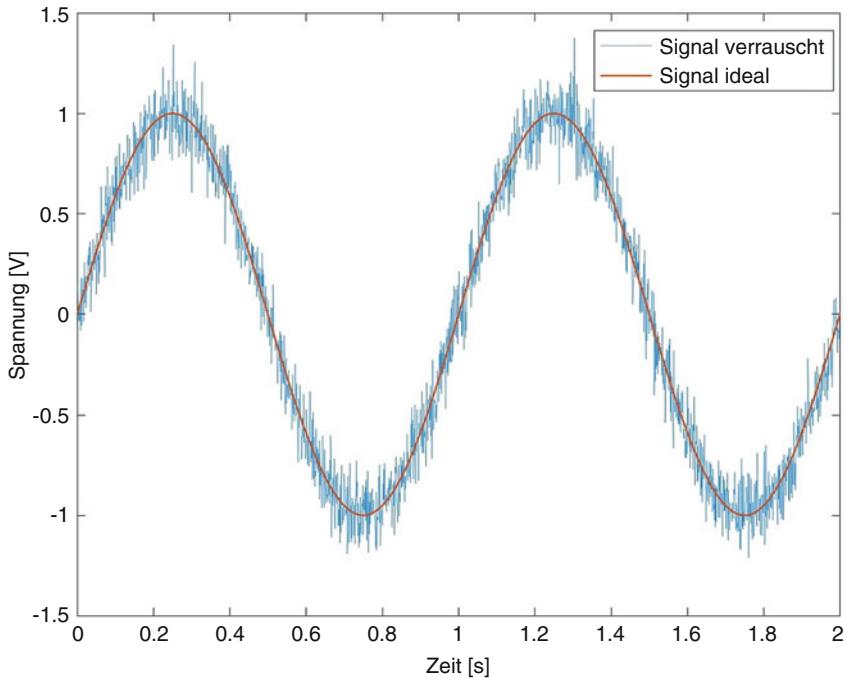


Abb. 1.43 Beispiel eines idealen Sensorsignals und eines mit Rauschen versehenen Signals

höhere Frequenz als das Nutzsignal. Zu erkennen ist, dass einerseits durch die Tiefpasscharakteristik die spitzen Amplituden des Rauschens gefiltert werden und andererseits das Nutzsignal mit zusätzlichen Schwingungen mit höherer Frequenz überlagert wird. Die Schwingungsüberlagerung könnte durch einen Filter mit einer höheren Ordnung verbessert werden, jedoch muss abgeschätzt werden, ob das Verhältnis von Aufwand zu Nutzen gegeben ist. Mit zunehmender Ordnung steigen auch der Bauaufwand, damit die Kosten und auch die Komplexität. Wird ein stark verrauschtes Signal aufgenommen, bei dem die Signalqualität verbessert werden soll, ist es empfehlenswert, die Messkette zuerst auf mögliche Ursachen zu untersuchen, bevor ein zusätzlicher Filter implementiert wird.

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, 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. 1.45. Mathematisch stellt sich das Vorgehen so dar:

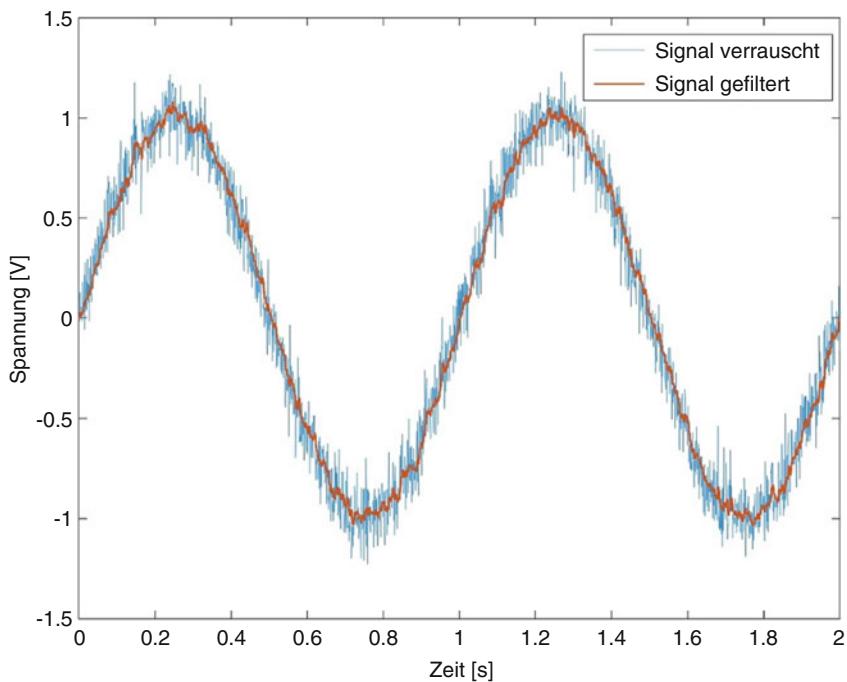
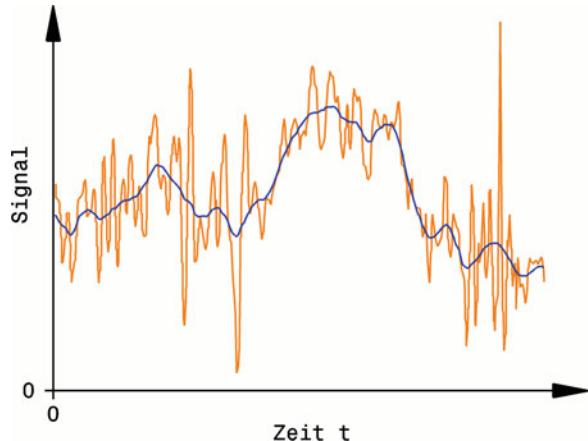


Abb. 1.44 Beispiel eines verrauschten Signals mit anschließender Tiefpass Filterung (rot). Für dieses Beispiel wurde ein Butterworth-Filter zweiter Ordnung verwendet

Abb. 1.45 Glättung eines Signalverlaufs durch gleitende Mittelwertbildung. Die ursprünglichen Werte (orange Schreib) wurden geglättet (blaue Kurve), indem jeder Messwert durch den Mittelwert aus diesem Punkt samt 4 Werten links und rechts von ihm ersetzt wurde ($n = 4$)



$$y_m(t) = \frac{1}{2n+1} \sum_{i=-n}^n y(t + i \cdot \Delta t) \quad (1.1)$$

$y_m(t)$	Gemittelter Messwert zum Zeitpunkt t
$y(t)$	Messwert zum Zeitpunkt t
i	Zählindex. $2n+1 =$ Breite des gleitenden Fensters
Δt	Zeitintervall zwischen den Messpunkten

1.7 Mathematische Kanäle *Math Channels*

Mathematische Kanäle unterstützen den Renningenieur bei der Beurteilung von Fahrer und Fahrzeug. Je nach verwendeter Software unterscheidet sich die Syntax, also die Art und Weise, wie Berechnungen formuliert werden müssen. Als Beispiel soll die Berechnung der Bremsbalance des Fahrzeuges dienen, (1.2).

$$\Phi_{B,f} = \frac{p_{B,f}}{p_{B,f} + p_{B,r}} \cdot 100 \quad (1.2)$$

$\Phi_{B,f}$	Bremsbalance vorne, %
$p_{B,f}$	Bremsdruck Vorderachse, bar
$p_{B,r}$	Bremsdruck Hinterachse, bar

In der Software MoTeC i2 von MoTeC Pty Ltd. kann die Umsetzung wie folgt aussehen:

$$(\mathbf{'pbf'[kPa]}/(\mathbf{'pbf'[kPa]} + \mathbf{'pbr'[kPa]})) * 100$$

Der Name für die Ergebnisvariable sowie ihre Einheit sind in separaten Feldern einzugeben. Unter Hochkomma und fett gedruckt sind die Kanäle dargestellt, die Einheit ist in einer eckiger Klammer angeführt.

In der Software Analyzer von 2D datarecording kann sowohl mit der internen Syntax gearbeitet werden als auch mit Skripte der Software MATLAB. Bei der internen Syntax beginnt die Berechnungsdatei (Calc File) mit dem Dateinamen der Berechnungsdatei in eckiger Klammer. Die optionalen Kommentare werden durch einen Strichpunkt deklariert. Beim Anlegen eines neuen mathematischen Kanals ist dieser bräunlich eingefärbt, zum Aufrufen bestehender Kanäle werden das Rautezeichen und der Kanalname, welche in grün dargestellt sind, verwendet.

```
[BremsbalanceVorne]
pges=+(#pbfa,#pbr);Summe der Bremsdrücke der Vorder- und Hinterachse in bar
pbfa=(#pbfa,#pges);Bremsbalance vorne (absolut)
pbfa=*(#pbfa,100);Bremsbalance vorne in %
```

Für WinDarab von Bosch Motorsport kann die Formulierung folgend aussehen:

$$(\{pbf\}/(0,001 + \{pbf\} + \{pbr\})) * 100$$

Kanäle werden in dieser Software durch geschwungene Klammern gekennzeichnet. Ähnlich wie bei MoTeC i2 muss auch hier keine vollständige Gleichung vorliegen. Der Name des entstehenden Kanals wird mit dem Abspeichern des mathematischen Zusammenhangs vergeben. Der Summand 0,001 dient nur zum Verhindern einer Division durch null und könnte auch eleganter durch eine Falls-Wenn-Abfrage gelöst werden.

Aus diesen drei Beispielen ist zu entnehmen, dass die Umsetzung von mathematischen Kanälen je nach Software von verschiedenen Herstellern variiert. Die mathematischen Möglichkeiten, die realisierbar sind, sind jedoch sehr ähnlich und beinhalten:

- Mathematische Grundfunktionen (Addition, Subtraktion, Multiplikation, ...)
- Trigonometrische Funktionen (Sinus, Cosinus, Tangens, ...)
- Logische Operatoren (Und, Oder, Exklusiv-Oder, ...)
- Wenn-Dann-Bedingung (if)
- Numerische Integral- und Differenzialrechnung
- Filterfunktionen
- Funktionen zum Vergleich von Runden

Reichen die in der Analysesoftware implementierten Funktionen nicht aus, bieten diese Programme eine Exportfunktion der Daten in verschiedenen Dateiformaten aber auch eine direkte Verknüpfung mit MATLAB an. Der Vorteil liegt in einer einheitlichen Syntax, die das plattformübergreifende Arbeiten ermöglicht und damit bei einem Wechsel der Analysesoftware sämtliche Berechnungsdateien weiter verwendet werden können.

1.8 Darstellungsmöglichkeiten *Display Options*

Sind die Daten des Fahrzeugs erst am Computer, beginnt die eigentliche Arbeit des Dateningenieurs. Aus den riesigen Datenmengen von bis zu hunderten Gigabyte für ein Rennwochenende sind die entscheidenden Daten übersichtlich und schnell darzustellen. Je nach Software gibt es verschiedene Möglichkeiten, die Daten grafisch darzustellen. Einige Ideen werden in diesem Abschnitt vorgestellt.

1.8.1 Tabellen *Tables*

Tabellen sind die einfachste Form der grafischen Darstellung und bieten eine leicht verständliche Zusammenfassung von Informationen. Abb. 1.46 fasst die für die Funktionsfähigkeit des Motors wichtigsten Messdaten übersichtlich zusammen. Fällt die

	Runde 1 1:05.155	Runde 2 1:03.588	Runde 3 1:05.082	Runde 4 1:03.658
Batteriespannung [V]	Min 13,95	13,93	13,87	13,83
	Max 14,13	14,16	14,13	14,13
	Avg 14,04	14,06	13,98	14,04
Motordrehzahl [U/min]	Min 2301	2173	2353	2211
	Max 6415	6857	6663	6732
	Avg 4043	4293	4047	4269
Motoröldruck [bar]	Min 4,00	3,96	3,83	3,64
	Max 5,59	5,53	5,41	5,33
	Avg 4,83	4,8	4,58	4,54
Motortemperatur [°C]	Min 89,9	92,5	89,1	89,5
	Max 93,3	95,4	96,8	94,9

Abb. 1.46 Beispiel einer Tabellendarstellung von Minimal und Maximalwerten zur schnellen Funktionsüberprüfung

Batteriespannung unter einem kritischen Wert, ist die richtige Verarbeitung der Messgrößen nicht sichergestellt und es erübrigt sich eine aufwendige Datenanalyse. Erfolgt die Einteilung in Runden, spricht man im Englischen von einem *lap report*.

Ist die Auflösung in Runden zu ungenau, besteht die Möglichkeit, die Strecke in Sektoren zu unterteilen. Üblich ist diese Darstellungsform für die Rundenzzeit, auch *section times* genannt, Abb. 1.47. Die Unterteilung erfolgt in der gezeigten Darstellung in 15 verschiedene Sektoren. Für jeden Sektor und jede Runde wird die Zeit in eine eigene Zelle eingetragen. Die schnellste Runde ist in diesem Beispiel die zweite mit einer Zeit von 1:03,673. Werden die besten Sektorzeiten ausgewählt und addiert *eclectic*, ergibt sich eine theoretische Bestzeit. Diese Bestzeit ist praktisch nicht erreichbar, da aufeinanderfolgende Sektoren einer Runde zusammenhängen und praktisch nicht getrennt werden dürfen. Als Beispiel stellt man sich eine Kombination aus einer Geraden, einer Kurve und einer weiteren Geraden vor. Wählt man eine Linie, bei der am Ende der ersten Geraden die Höchstgeschwindigkeit maximal wird, ist der folgende Bereich aufgrund der niedrigeren Kurvengeschwindigkeit langsamer in der Rundenzzeit. Wird die Linie hingegen auf maximale Kurvenperformance ausgerichtet, wird dieser Sektor entsprechend die Bestzeit bringen. Verschiebt man gedanklich die Start-Ziel-Linie zu Kurve acht (T8), erhält man die schnellste vom Fahrer zusammenhängend gefahrene Runde *rolling maximum*. Diese Runde dient hauptsächlich zur Motivation des Fahrers und dient als realistisch fahrbare Runde.

1.8.2 Liniendiagramm *Line Plot*

Abb. 1.48 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

	Runde 1	Runde 2	Runde 3	Runde 4	Eclectic	Rolling Max
Str 0-1 (End)	0:11,796	0:11,681	0:12,322	0:11,615	0:11,615	0:11,615
T 1	0:06,662	0:06,341	0:06,384	0:06,409	0:06,341	0:06,409
Str 1-2	0:02,489	0:02,425	0:02,446	0:02,445	0:02,425	0:02,445
T 2	0:02,869	0:02,751	0:02,787	0:02,865	0:02,751	0:02,865
T 3	0:02,887	0:02,698	0:02,734	0:02,689	0:02,689	0:02,689
Str 3-4	0:04,807	0:04,603	0:04,669	0:04,445	0:04,445	0:04,445
T 4	0:01,438	0:01,390	0:01,433	0:01,392	0:01,390	0:01,392
Str 4-5	0:00,724	0:00,687	0:00,704	0:00,682	0:00,682	0:00,682
T 5	0:01,705	0:01,629	0:01,659	0:01,610	0:01,610	0:01,610
Str 5-6	0:07,449	0:07,091	0:07,704	0:07,207	0:07,091	0:07,207
T 6	0:03,439	0:03,531	0:03,382	0:03,515	0:03,382	0:03,515
T 7	0:02,775	0:02,769	0:02,760	0:02,603	0:02,603	0:02,603
Str 7-8	0:03,042	0:03,002	0:03,267	0:02,919	0:02,919	0:02,919
T8	0:06,005	0:05,869	0:05,971	0:05,812	0:05,812	0:05,812
Str 0-1 (Start)	0:07,070	0:07,206	0:06,962	0:07,544	0:06,962	0:06,962
Total	1:05,157	1:03,673	1:05,184	1:03,752	1:02,717	1:03,170

Abb. 1.47 Beispiel einer Tabellendarstellung für Sektorzeiten. Die roten Linien markieren die schnellste zusammenhängende Runde unter Vernachlässigung der Position der Start-Ziel-Linie (Rolling Max)

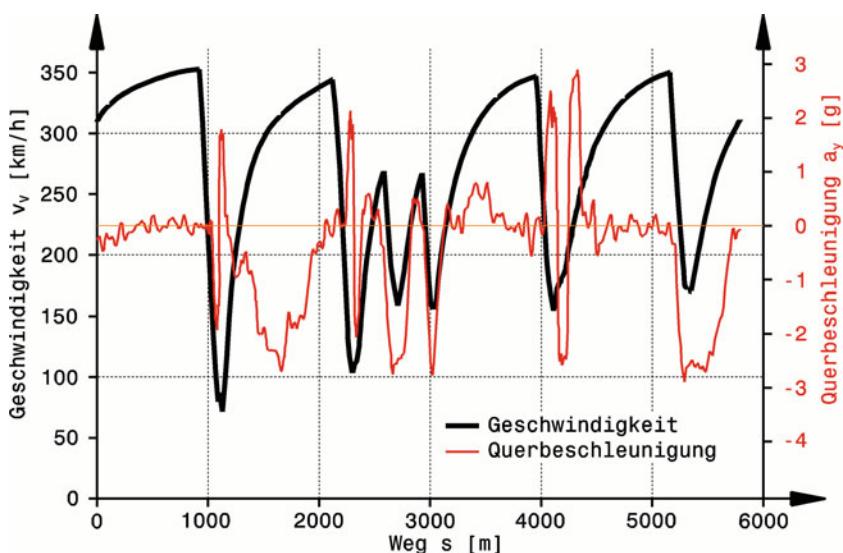


Abb. 1.48 Datenaufzeichnung Geschwindigkeit über dem Weg [22]. Die Messwerte zeigen die Qualifikationsrunde Michael Schumachers in Monza 2000, die ihm die Pole Position mit 1:23,85 min brachte. Neben der Fahrzeuggeschwindigkeit ist noch die Querbeschleunigung eingetragen

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. 1.49. 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,

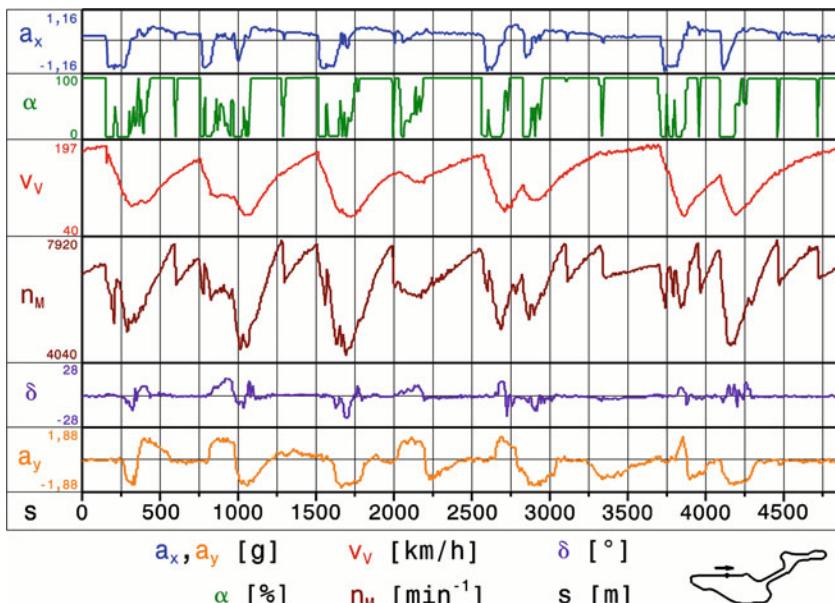


Abb. 1.49 Beispiel eines Mehrkanalplots, nach [10]. Dargestellt ist eine fliegende Runde auf der Grand-Prix-Strecke Nürburgring in der Variante, wie sie bis 2001 gefahren wurde. Die aufgezeichneten Kanäle sind: Längs- bzw. Querbeschleunigung a_x bzw. a_y , Drosselklappenstellung α , Fahrzeuggeschwindigkeit v_v , Motordrehzahl n_M , Lenkwinkel δ und die zurückgelegte Strecke s . Rechts unten ist der Streckenverlauf dargestellt

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 Rundenzeit müssten Maßnahmen gesetzt werden (Getriebeabstufung, Motorleistung, Flügeleinstellung, ...). Die Bremsphasen (negative Beschleunigung) sind diesem Verlauf ebenfalls gut zu entnehmen. Die Drosselklappenstellung α gibt Einblick in das Verhalten des Fahrers (dafür kann auch die Fahrpedalstellung herangezogen werden). 100 % bedeutet, dass sie oder er 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 δ 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 Potenzial der Reifen ausgeschöpft wurde.

1.8.3 Streckenplot *Track Map*

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. räumlich einander zuordnen, Abb. 1.50. Man erkennt im Geschwindigkeitsverlauf (blau) die Bremsbereiche (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

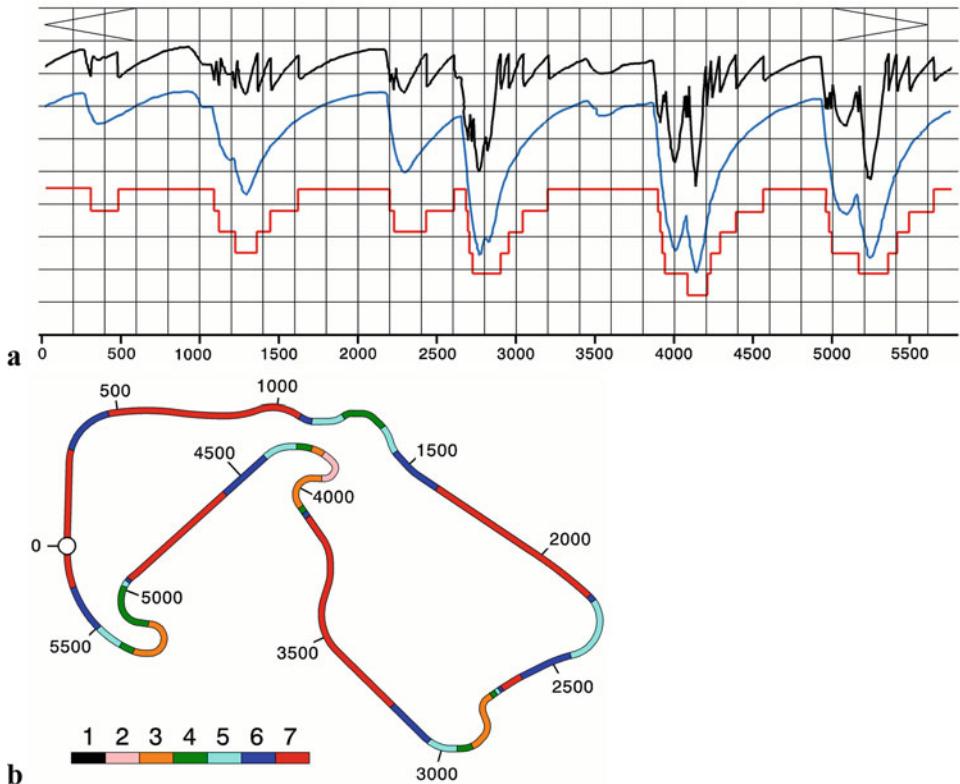


Abb. 1.50 Beispiel eines Plots „Messdaten über Weg“. Fliegende Runde von Mark Webber im Formel-1 Red Bull RB6, in Silverstone 2010, nach [23]. **a** Verlauf der Messdaten, schwarz: Motordrehzahl, blau: Fahrzeuggeschwindigkeit, rot: eingelegte Gangstufe. **b** Streckenverlauf der Grand-Prix-Strecke in 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

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 Gaswegnehmern, Traktionsprobleme im Kurvenausgang und Beurteilen von aerodynamischen Effekten, vgl. Abschn. 2.2.

Manche Auswertungsprogramme bieten auch die Möglichkeit, Streckendaten für eine dreidimensionale Darstellung zu nutzen. Um eine Veranschaulichung des Höhenprofils der Rennstrecke zu bekommen, können die Höhendaten des GPS als Überlagerung der Streckendaten herangezogen werden, Abb. 1.51. Für den Red Bull Ring (Spielberg, A)

ist die Steigung zwischen der Kurve Castrol Edge und der Remus Kurve gut zu erkennen (Gerade links im Bild).

1.8.4 X-Y-Diagramm X-Y Chart

Stellt man einen Messwert in Abhängigkeit eines zweiten ist der Gebrauch von X-Y Diagrammen üblich. Bekannte Vertreter dieser Kategorie der Darstellung sind G-G-Diagramme, bei denen die Querbeschleunigung über die Längsbeschleunigung aufträgt und somit eine Beurteilung des Fahrzeuges bzw. des Fahrers treffen kann. Es gibt unzählige Möglichkeiten zwei Datensätze miteinander zu kombinieren. Stellt man im Kurvenausgang eine verminderte Leistung fest, könnte die Ursache ein verminderter Treibstoffdruck aufgrund eines beschädigten Schwallblechs im Tank sein. Wird ein Diagramm mit den dafür relevanten Messwerten erstellt, Treibstoffdruck und Querbeschleunigung, kann diese Vermutung bestätigt oder widerlegt werden, Abb. 1.52. Der Treibstoffdruck verändert sich bei maximaler Querbeschleunigung um ca. 0,5 bar. Ziel eines X-Y Diagramms ist es Zusammenhänge zwischen Variablen zu finden und im Idealfall diese mathematisch durch eine Kurve oder Fläche zu beschreiben.

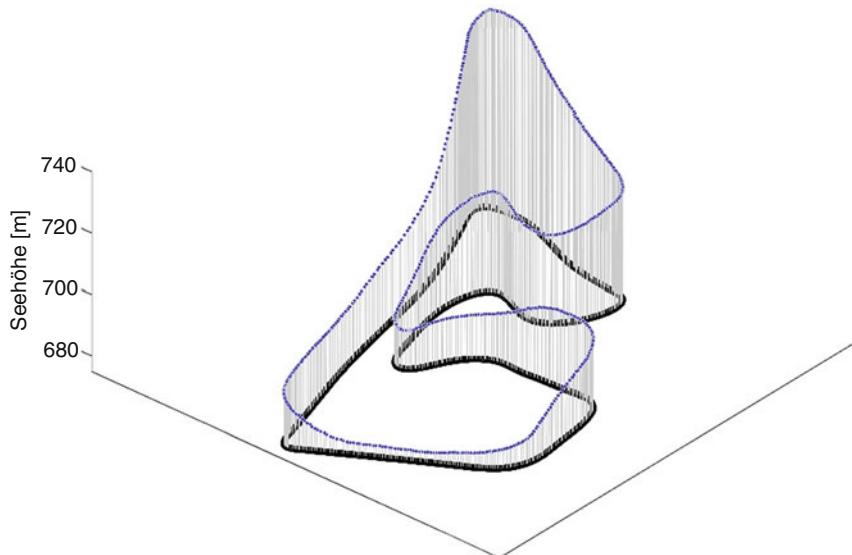


Abb. 1.51 Höhendaten mit Positionsdaten des GPS überlagert. Die minimale, gemessene Höhe beträgt 678 m und als Maximalwert wird 739 m erreicht

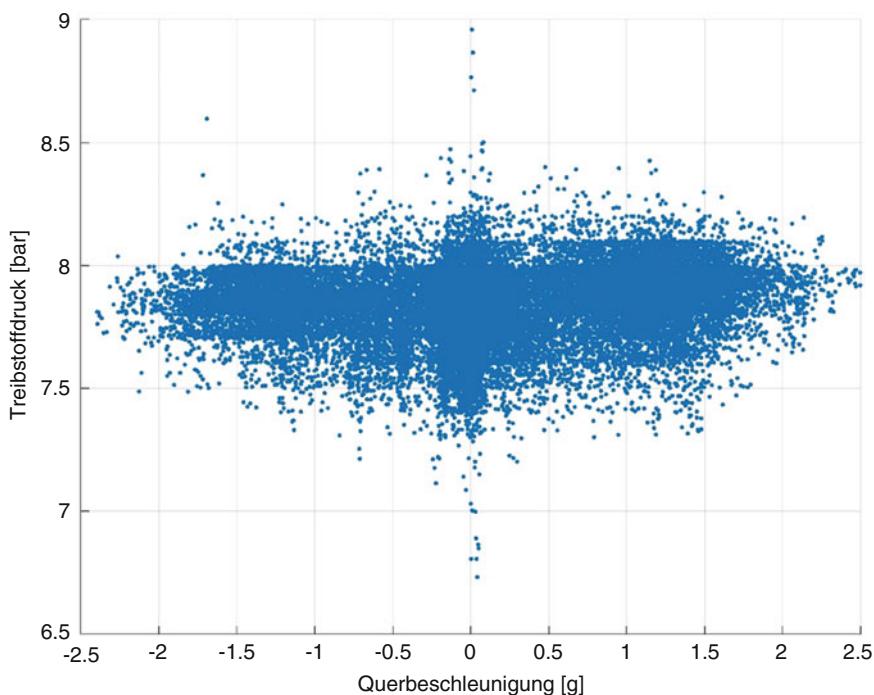


Abb. 1.52 X-Y Diagramm von Treibstoffdruck über Querbeschleunigung

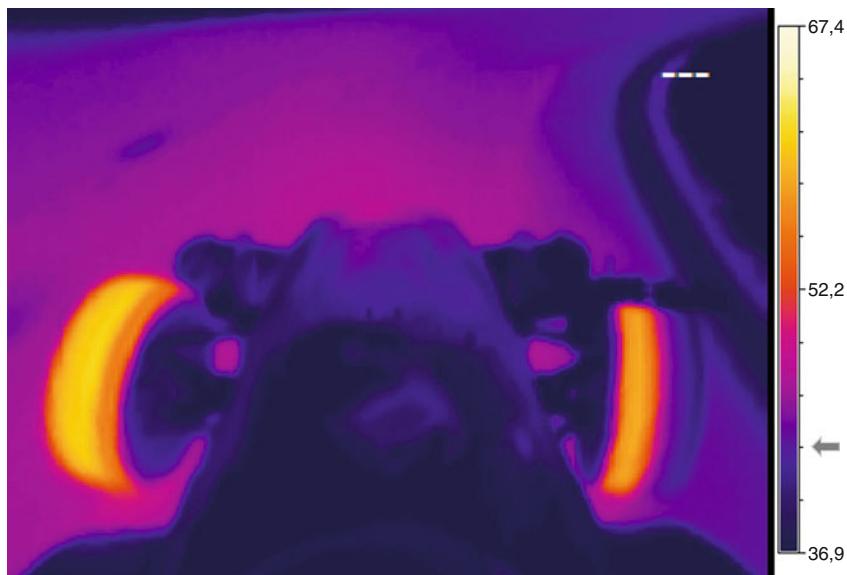


Abb. 1.53 Bild einer Infrarotkamera zur Bestimmung der Verteilung der Reifentemperatur. Das Fahrzeug befindet sich in einer Rechtskurve. Bis auf den schmalen inneren Bereich des kurvenäußersten Reifens ist die Temperaturverteilung gleichmäßig. Beim kurveninneren Rad wird nur die halbe Reifenbreite auf Temperatur gebracht

1.8.5 2,5D-Diagramm 2,5D Plot

Unter einem 2,5D Diagramm versteht man ein Diagramm, das drei Messgrößen in einem zweidimensionalen Bild darstellt. Häufig wird diese Art der Darstellung für Wirkungsgraddarstellungen verwendet. Eine weitere Möglichkeit ist auch die Temperaturverteilung zur Beurteilung der Reifenfunktion, Abb. 1.53. Ziel dieser Analyse ist die Verteilung der Temperatur entlang der Reifenbreite. Der Idealzustand wäre eine konstante Temperatur entlang der Reifenbreite. In dem dargestellten Beispiel ist die Temperaturverteilung des kurvenäußersten Rades über die gesamte Reifenbreite recht konstant verglichen mit dem kurveninneren Rad, bei dem nur ca. die Hälfte der Reifenbreite erwärmt wird. Die Ursache für die ungleichmäßige Temperaturverteilung im kurveninneren Rad liegt in der Kinematik des Fahrzeuges, bei der das Rad eine hohe Sturzänderung beim Lenken erfährt. Je nach Reifenhersteller gibt es verschiedene Empfehlungen zu maximalem Sturz, minimalem oder maximalem Reifendruck oder einer idealen Arbeitstemperatur des Reifens.

1.8.6 3D-Diagramm 3D Plot

Mit einer dreidimensionalen Darstellung ist es möglich bis zu vier (inklusive Farbkanal) verschiedene Variablen und deren Abhängigkeiten in einem Diagramm abzubilden. Bekannte Vertreter dieser Darstellungsform sind Motor- und aerodynamische Kennfelder *aero maps*, Abb. 1.54. Je niedriger die Fahrzeughöhe ist, desto niedriger ist auch der

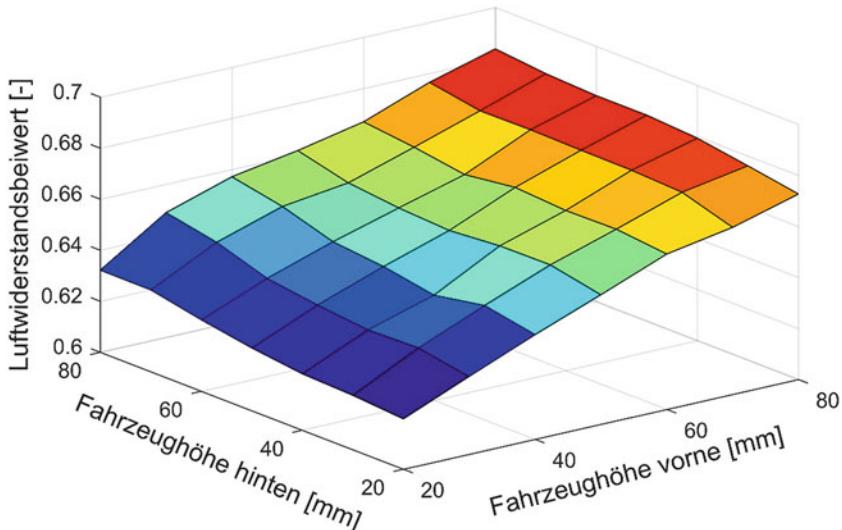


Abb. 1.54 Beispiel für den Luftwiderstand in Abhängigkeit der vorderen und hinteren Fahrzeughöhe. Blau repräsentiert einen niedrigen c_w -Wert, rot einen hohen

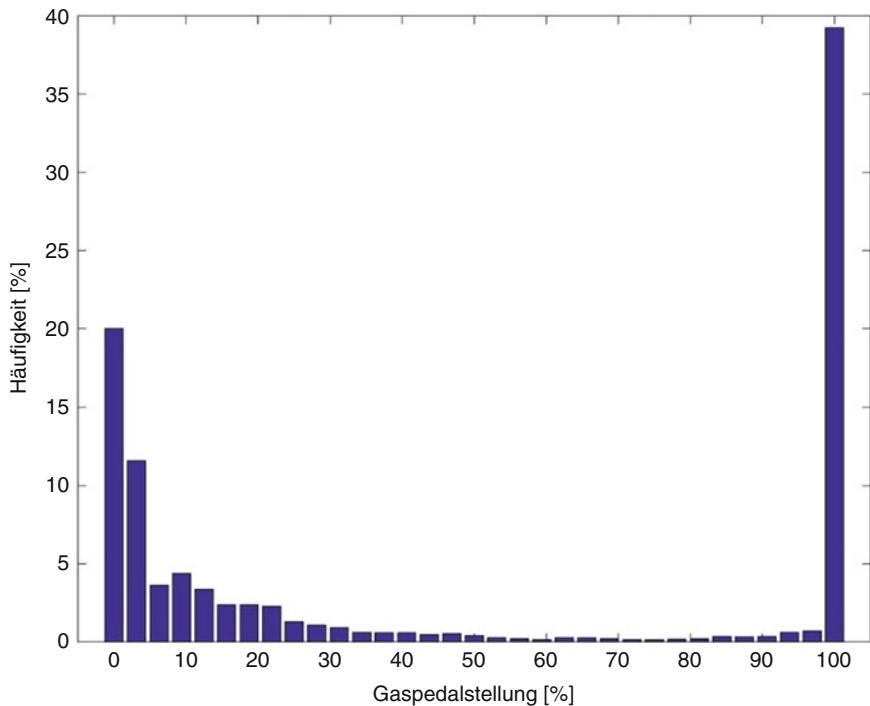


Abb. 1.55 Histogramm der Gaspedalstellung. Die meiste Zeit wird das Gaspedal vom Fahrer durchgedrückt

Luftwiderstandsbeiwert. Wird die Fahrzeughöhe an der Vorderachse größer, erhöht sich der Luftwiderstand mehr verglichen mit einer Erhöhung der Hinterachse. Der Grund liegt in einem falschen Anströmwinkel der aerodynamischen Elemente.¹

1.8.7 Histogramm *histogram*

Ein Histogramm teilt die Daten einer Messgröße in eine vorgegebene Anzahl von Bereichen ein und ermittelt, wie oft ein Wert in einem bestimmten Bereich liegt. Statistische Auswertungen der Fahrpedalstellung (meist in 0 bis 100 % kalibriert) liefern ein Häufigkeitsschaubild (Histogramm) der Last, Abb. 1.55. Je höher der Vollastanteil desto geringer die (Runden-)Zeit. Vergleicht man die Histogramme verschiedener Strecken, kann auch auf das Streckenprofil geschlossen werden, Strecken mit großem Vollastanteil beinhalten lange Geraden und wenig Kurven. Aber nicht nur die Strecke kann beurteilt werden sondern auch der Fahrer, vgl. Kap. 4.

¹Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Band 1 Kap. 5 Aerodynamik.

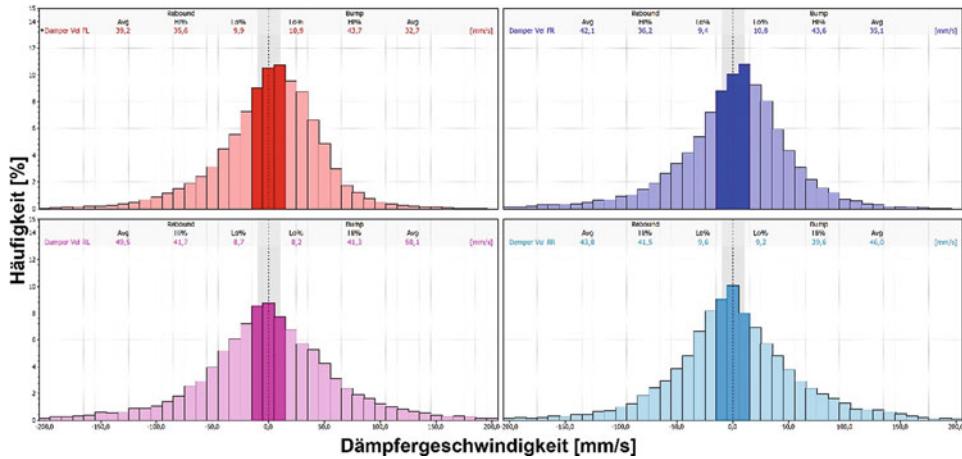


Abb. 1.56 Dämpferhistogramm. Aus den gemessenen Dämpferwegen wird deren Geschwindigkeit errechnet und in Relation zu den auftretenden Häufigkeiten gesetzt

Eine klassische Anwendung im Motorsport stellt ein Histogramm der Dämpfergeschwindigkeiten dar, Abb. 1.56. Mit dieser Darstellung ist es möglich, Rückschlüsse auf die Einstellung der Fahrzeugdämpfer durchzuführen. Für jedes Rad wird ein eigenes Histogramm erstellt. Links oben im Bild ist das Dämpferhistogramm des linken vorderen Rades, rechts oben des rechten vorderen Rades usw. Das Ausfedern *rebound* ist jeweils auf der linken Seite der strichlierten Linie dargestellt, das Einfedern *bump* auf der rechten. Die Bereiche der langsamsten Geschwindigkeiten sind in kräftigeren Farben dargestellt. Der berücksichtigte Geschwindigkeitsbereich ist zwischen –200 mm/s und +200 mm/s und die höchstaufgetretende Wahrscheinlichkeit beträgt ca. 11 % (vorne rechts). Genaueres dazu findet sich im Abschn. Dämpferabstimmung *Damper Tuning*.

1.8.8 Rundendiagramm *Run Chart*

Besonders in sehr großen Datenlogs mit 20 Runden und mehr bietet sich die Darstellung in sogenannten Rundendiagrammen an. Die Daten einer Runde oder auch eines Sektors werden auf einen Wert zusammengefasst und über die jeweilige Runde aufgetragen. Daten eines kompletten Testtages, eines Rennwochenendes oder sogar einer Saison können übersichtlich zusammengefasst werden. Je nach Messwert wird hauptsächlich der Mittelwert, das Maximum oder das Minimum für diese Diagrammart verwendet. Der Verlauf dieser Diagramme gibt Aufschluss über Trends, beispielsweise kann eine Verringerung der Querbeschleunigung einen Hinweis auf Reifenverschleiß geben. Mit Hilfe dieser Diagramme ist es auch möglich, Probleme zu erkennen, die sich langsam entwickeln, zum Beispiel ein Öldruckverlust von 0,02 bar pro Runde. Vergleichsweise schwierig wäre dieser Öldruckverlust in einem

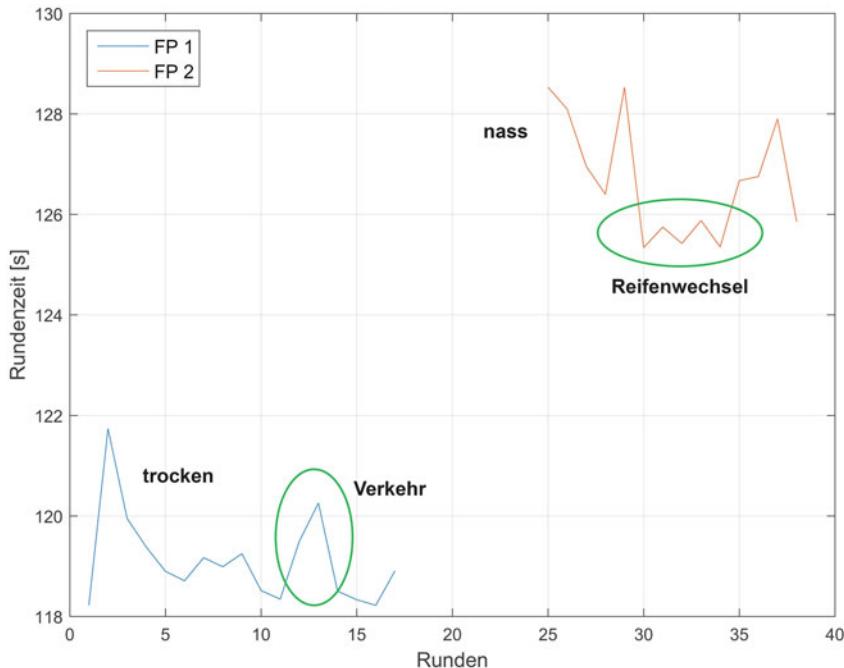


Abb. 1.57 Beispiel für ein Diagramm zum Verlauf der Rundenzeit. Die zusätzlichen Kommentare helfen Trends leichter zu deuten

Liniendiagramm zu erkennen, da in diesem die Änderung zu gering ist um aufzufallen. Abb. 1.57 zeigt die Rundenzeit für jede Runde von zwei freien Trainingsläufen *free practice* von dem gleichen Fahrer und dem gleichen Fahrzeug in einem Diagramm. Die Eingangsrunde *in lap*, die Ausgangsrunde *out lap*, sowie Runden mit Boxenstopp wurden vor der Datenverarbeitung entfernt. Der zeitliche Abstand zwischen den beiden Trainings ergibt sich aufgrund verschiedener Wetterverhältnisse. Trainingslauf eins (blau) fand bei trockenem Straßenbelag statt. Vernachlässigt man den Ausreißer zwischen Runde 10 bis 15, der aufgrund erhöhten Verkehrs auf der Strecke zurückzuführen ist, erkennt man einen Trend zur Verbesserung der Rundenzeiten. Für das zweite Training (orange) waren die Streckenverhältnisse wechselhaft. Ein Reifenwechsel auf Regenreifen in Runde 29 zeigt eine deutliche Verbesserung bis zum Auf trocknen in Runde 34. Besonders bei der Darstellung vieler Runden sind Anmerkungen wie zum Beispiel Verkehr, Wetter, Reifenwechsel und weitere des Renningenieurs unerlässlich, um nachträglich keine falsche Interpretation zu erlauben.

1.8.9 Frequenzdiagramm *Frequency Chart*

In einem Frequenzdiagramm werden aus einem zeitabhängigen Signal die Frequenzanteile analysiert. Besonders zur Optimierung von Setups des Dämpfers kommt diese Art der

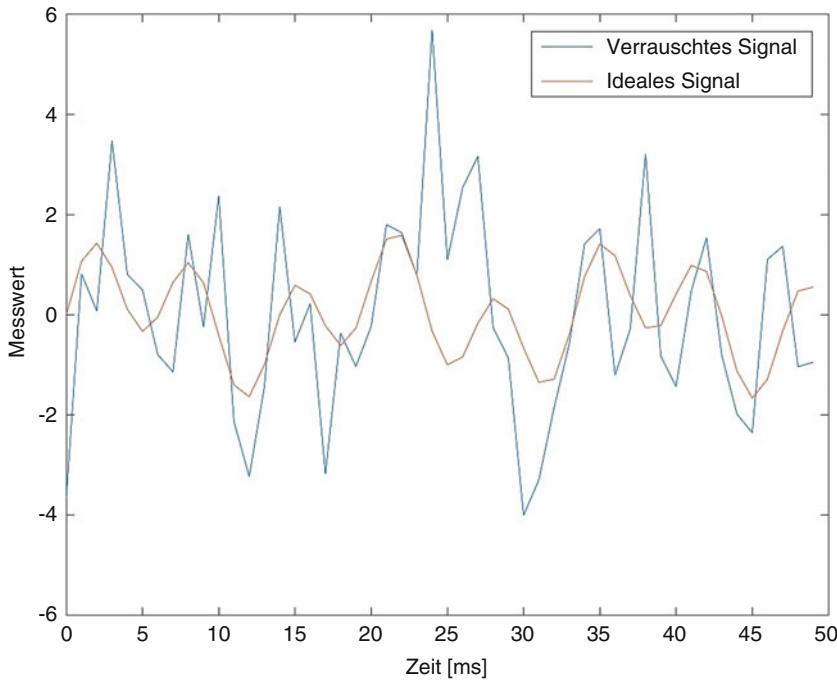


Abb. 1.58 Beispiel für ein ideales Messwertsignal (orange) und ein mit Rauschen versehenes Signal (blau)

Darstellung zum Einsatz. Weiters hilft eine Zerlegung eines Messwertverlaufs bei der korrekten Wahl einer Grenzfrequenz für einen Filter. Zur Veranschaulichung der Methode wird diese anhand eines Beispiels erklärt. Ein idealer Messwert, der aus einer Summe von zwei Sinusschwingungen mit 60 Hz bzw. 150 Hz besteht, soll in seine Frequenzanteile zerlegt werden. Das Ergebnis im Frequenzbereich soll somit aus zwei Werten bestehen. Da ein realer Messwert Störereinflüssen unterworfen ist, wurde für dieses Beispiel ein Rauschen bestehend aus Zufallszahlen addiert, Abb. 1.58.

Betrachtet man die beiden Signale, erkennt man im Zeitbereich keine große Ähnlichkeit.

Bedient man sich einer Fast Fourier Transformation (FFT), um das Signal vom Zeitbereich in den Frequenzbereich überzuführen, sind die zwei Frequenzanteile des verrauschten und idealen Signals bei 60 Hz sowie 150 Hz aufgrund der verhältnismäßig hohen Amplitude zu erkennen, Abb. 1.59. Die mathematische Grundlage besteht darin, dass versucht wird, den Messwertverlauf aus einer Summe von harmonischen Funktionen abzubilden. Die Werte der Amplituden für die jeweilige Frequenz werden in einem Diagramm dargestellt.

Wird eine FFT zur Untersuchung des Fahrwerks (s. Abb. 1.60) herangezogen, empfiehlt sich die Verwendung der Potentiometer des Dämpfers. Eigentlich wird mit diesen Wegaufnehmern die Distanz zwischen Chassis und Rad gemessen. Besonders für Fahrzeuge mit

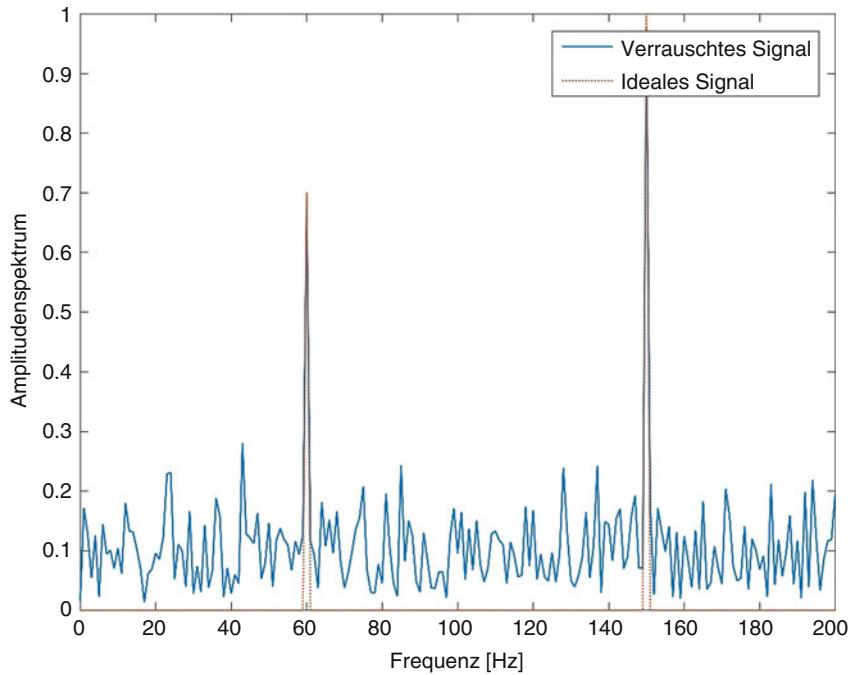


Abb. 1.59 FFT für ein ideales Messwertsignal (orange) und ein mit Rauschen versehenes Signal (blau). Die beiden Frequenzen des Ausgangsbeispiels haben in beiden Signalen die größte Amplitude

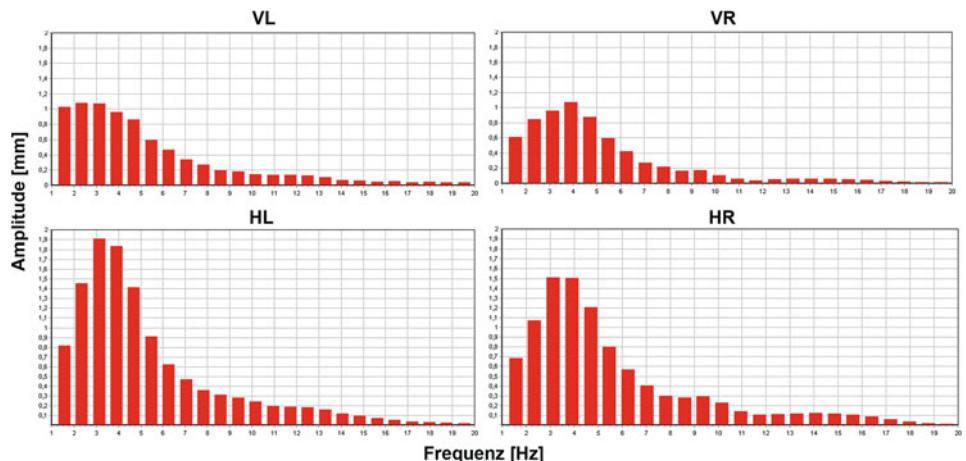


Abb. 1.60 Frequenzanalyse der Fahrwerkspotentiometer aller vier Radaufhängungen. Frequenzen zwischen einem und 20 Hz werden untersucht

hohem aerodynamischem Abtrieb ist diese Bewegung wichtig. Bei Rennfahrzeugen dieser Klasse sollten die Amplituden der unterschiedlichen Frequenzen verhältnismäßig ähnlich sein, um keine große Änderung des Bodenabstands bei Anregungen bestimmter Frequenzen zu erzeugen.

1.8.10 Datenvergleich *Data Overlay*

Ein Datenvergleich legt auch detailliert offen, an welchen Stellen Fahrleistungsunterschiede zustande kommen. Abb. 1.61 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 Vorfahrs wagens aus. Aber bereits in der ersten Bremszone und vor allem in der nachfolgenden

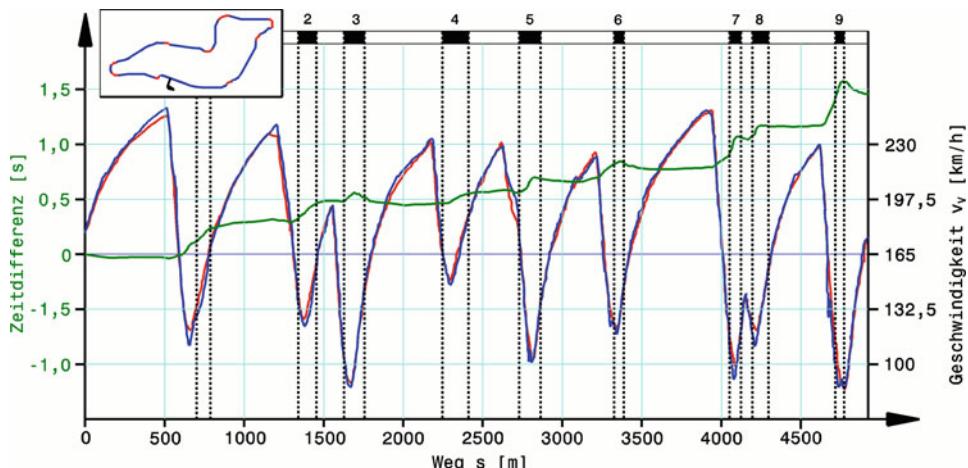


Abb. 1.61 Rundenzeitvergleich zweier Fahrzeuge, nach [24]. Die Geschwindigkeitsverläufe einer fliegenden Runde in Imola werden für zwei Fahrzeuge (rot und blau) übereinandergelegt. Zusätzlich ist die Differenz der gefahrenen Zeit aufgetragen (grüne Kurve). Der Streckenverlauf ist im Kasten links oben ersichtlich

Kurve fährt der aktuelle Wagen einen Vorsprung von etwa 0,25 s heraus. Der höhere Luftwiderstand unterstützt die Bremse und der Abtrieb erlaubt höhere Geschwindigkeiten in langsamten 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 langsamten 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.

Aufgrund der hohen Wichtigkeit dieser Art der Auswertung soll folgend noch ein Beispiel gegeben werden. Moderne Analyseprogramme bieten die Möglichkeit, Daten von zwei oder mehreren Runden übereinander zu legen. Wichtig bei dieser Art der Darstellung ist, dass bei unterschiedlicher Rundendistanz, hervorgerufen durch verschiedene Fahrlinien, die Daten gestreckt bzw. gestaucht *lap stretching* werden. Abb. 1.62 zeigt die Überlagerung von zwei Runden mit einer Rundenzeitdifferenz von drei Hundertstel, der zurückgelegte Weg ist gleich, wodurch sich ein Streifen der Daten erübrigkt. Was sich nur beim Betrachten nach der Rundenzeit nach einem kleinen Unterschied anhört, wird bei einer genaueren Analyse zu zwei teilweise unterschiedlichen Fahrlinien. In der in grün dargestellten Runde ist der Fahrer am Ende der ersten Gerade länger am Gas, was zum größten zeitlichen Vorsprung auf die Runde, welche in orange dargestellt ist, führt. Aufgrund der niedrigeren Kurvengeschwindigkeiten der darauffolgenden Kurven schwin-

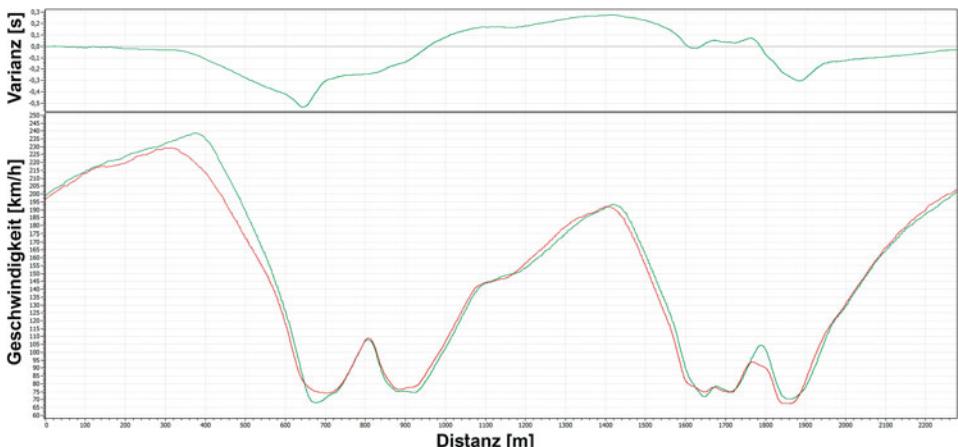


Abb. 1.62 Überlagerung von zwei Runden. Im oberen Bereich ist der Zeitunterschied zwischen den zwei Runden dargestellt

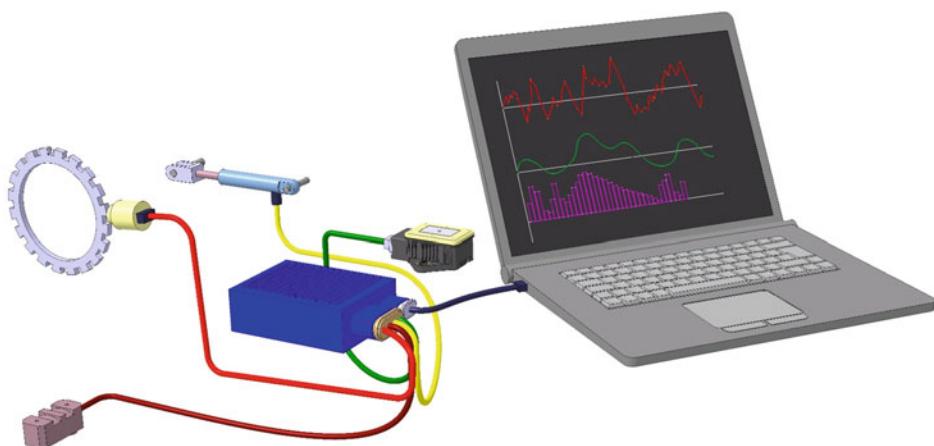
det der vorher erarbeitete Vorsprung und wird zu einem Rückstand. Die Geschwindigkeitsdifferenz in der Kurvenkombination vor der letzten Geraden bringt der Runde, die in grün dargestellt ist, wieder einen Vorsprung, der aufgrund der schlechteren Traktion am Kurvenausgang der letzten Kurve zu nahezu null schwindet.

Literatur

1. Küçükay, F.: Gewichtsreduzierung im Pkw-Antriebstrang. In: Oetting, H. (Hrsg.) Leichtbau im Antriebstrang, 1. Aufl., S. 225 ff. expert, Renningen-Malmsheim (1996)
2. Reif, K.: Sensoren im Kraftfahrzeug, 3. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2016)
3. Gevatter, H., Grünhaupt, U. (Hrsg.): Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik im Automobil, 2. Aufl. Springer, Berlin/Heidelberg (2006)
4. Bernhard, F.: Handbuch der Technischen Temperaturmessung, 2. Aufl. Springer, Berlin/Heidelberg (2014)
5. Surek, D., Stempin, S.: Technische Strömungsmechanik, 2., überarb. und erw. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2014)
6. Xu, G., Xu, Y.: GPS, 3. Aufl. Springer, Berlin/Heidelberg (2016)
7. Barz, D., Drews, R.: Kompatible Messsysteme. ATZelektronik. **3**, 40–47 (2008)
8. Evers, W. et al.: Radmessnaben für Reifen- und Felgenuntersuchungen an Rollen prüfständen. ATZ extra. **14**, 14–19 (2009)
9. Parthier, R.: Messtechnik, 8. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2016)
10. McBeath, S.: Competition car preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
11. Segers, J.: Analysis techniques for racecar data acquisition, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2008)
12. Knoll, G.: Comparison of two types of open wheel formula racing cars. Master's thesis at University of Hertfordshire, Sep. (2004)
13. Kasprzak, J.: Kap. 7, Dampers. In: Royce, M.u.S. et al. (Hrsg.) Learn & Compete, A Primer for Formula SAE, Formula Student and Formula Hybrid Teams, 1. Aufl. Racercar Graphic Limited, London (2012)
14. Leon, F.: Messtechnik, 10. Aufl. Springer Vieweg, Berlin/Heidelberg (2015)
15. Zimmermann, W., Schmidgall, R.: Bussysteme in der Fahrzeugtechnik, 5. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2014)
16. <http://www.perceptiondigital.com/>. Zugegriffen am 01.10.2016. (2016)
17. <http://www.qualcomm.com/>. Zugegriffen am 01.10.2016. (2016)
18. <http://www.sauberf1team.com/>. Zugegriffen am 01.10.2016. (2016)
19. Hack, I.: Formel 1 Motoren, 2. Aufl. Motorbuchverlag, Stuttgart (1997)
20. Tremayne, D.: Formel 1 Technik unter der Lupe, 1. Aufl. Motorbuch, Stuttgart (2001)
21. Paefgen, F.-J., Gush, B.: Der Bentley Speed 8 für das 24-Stunden Rennen in Le Mans 2003. ATZ **4**, 281–289 (2004)
22. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
23. Rendle, S.: Red bull racing F1 Car 2010 (RB6), 1. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2011)
24. Bunkhall St: Living with Lola. How have F3000 teams coped with this year's chassis update? Racecar Eng. **10**, 46 ff. (2002)

Grundlagen der Datenanalyse *Data Analysis Basics*

2



Dieses Kapitel soll einen Einstieg in die Datenanalyse geben, es soll Hobby-Renningenieuren und -Fahrern die Möglichkeit bieten, Daten, die sie mit Ihrem Fahrzeug aufgezeichnet haben, zu analysieren. Es wird von höherer Mathematik und komplexen Algorithmen abgesehen. Die beschriebenen Methoden beschränken sich auf lediglich sechs Sensorsignale.

Die Originalversion dieses Kapitels wurde korrigiert. Ein Erratum finden Sie unter
https://doi.org/10.1007/978-3-658-26702-5_9

2.1 Einleitung *Introduction*

Einige der wichtigsten Eigenschaften eines Renningenieurs sind Genauigkeit und logisches Denken. Bevor man sich in die eigentliche Datenanalyse stürzt, sollten einige Grundüberlegungen angestellt werden. Als Beispiel einer solchen Überlegung ist der Vergleich einer zurückgelegten Strecke und der Zeitdifferenz, Tab. 2.1. In dieser Tabelle sind die Zeiten von Q2 vom Großen Preis von Europa aus dem Jahr 2012 und deren Differenz auf die Bestzeit aufgelistet. Betrachtet man die beste Rundenzeit der ersten zehn Fahrer, fällt auf, dass sich der Unterschied in einem sehr schmalen Band (0,22 %) bewegt. Auch für die dahinterliegenden fünf Fahrer ist der Unterschied zur Bestzeit unter einem Prozent.

Ein Beispiel, das noch mehr beeindruckt, war das 24h-Rennen von Le Mans 2011, bei dem ein Unterschied zwischen erstem (Audi R18) und zweitem (Peugeot 908) Platz nach 24 h von 13,854 s (0,016 %) resultierte.

Stellt man sich eine Strecke mit zehn Kurven und einer Rundenzeit von 100 s vor, bei dem zwei baugleiche Fahrzeuge A und B einen Zeitunterschied von 0,5 s aufweisen, entspricht das einer Differenz von 0,5 %. Nimmt man an, dass dieser Zeitunterschied in der

Kurve auftritt, ergibt sich durchschnittlich eine Abweichung von 0,05 s pro Kurve, was für den Kurvenein- bzw. Kurvenausgang eine Zeitdifferenz von jeweils 0,025 s bedeutet. Dieser Wert (0,025 s) dient als Anhaltspunkt für die Zeitspanne nach der gesucht werden soll. Vergleicht man wie in dem Beispiel zuvor beschrieben zwei Fahrer miteinander, ist es wichtig, dass man den Unterschied oder auch die Änderung pro Runde analysiert. Das Ziel der Datenanalyse ist es, die Frage nach dem warum und wo bin ich langsamer beantworten zu können, was das Arbeiten mit Trends oder Tendenzen umso wichtiger macht. Auch das Finden von Optima und Abweichungen sind Bestandteile der Datenanalyse. Moderne

Tab. 2.1 Übersicht der Zeitunterschiede bei der Qualifikation für ein Rennen in der Formel 1 [1]

Formel 1, 2012, Großer Preis von Europa, Q2						
Pos	Fahrer	Team	Zeit	Zeitdifferenz	% Differenz	
1	Romain Grosjean	Lotus	1:38.489	-	-	
2	Nico Rosberg	Mercedes	1:38.504	+0.015	0,02	
3	Paul di Resta	Force India	1:38.519	+0.030	0,03	
4	Sebastian Vettel	Red Bull	1:38.530	+0.041	0,04	
5	Kimi Raikkonen	Lotus	1:38.531	+0.042	0,04	
6	Jenson Button	McLaren	1:38.563	+0.074	0,08	
7	Pastor Maldonado	Williams	1:38.570	+0.081	0,08	
8	Lewis Hamilton	McLaren	1:38.616	+0.127	0,13	
9	Nico Hulkenberg	Force India	1:38.689	+0.200	0,20	
10	Kamui Kobayashi	Sauber	1:38.703	+0.214	0,22	
11	Fernando Alonso	Ferrari	1:38.707	+0.218	0,22	
12	Michael Schumacher	Mercedes	1:38.770	+0.281	0,29	
13	Felipe Massa	Ferrari	1:38.780	+0.291	0,30	
14	Bruno Senna	Williams	1:39.207	+0.718	0,73	
15	Sergio Perez	Sauber	1:39.358	+0.869	0,88	

Software unterstützt den Renningenieur beim Aufbereiten der Daten, um all diese Anforderungen zu erfüllen.

Abb. 2.1 stellt ein Programm zur Datenanalyse dar. Typisch für diese Software ist eine Unterteilung in mehrere Fenster, die meist aus einem Hauptfenster, in dem die eigentlichen Daten untersucht werden, und mehreren kleinen Fenstern zum Anzeigen zusätzlicher Informationen oder einer erleichterten Navigation dienen. Wird GPS verwendet oder sind Geschwindigkeit oder Längs- und Querbeschleunigungssignal vorhanden, kann die gefahrene Strecke dargestellt werden, Abb. 2.1 links unten. Der große Vorteil dieser Programme liegt in der Möglichkeit, Vorlagen *Templates* zu erstellen, welche die Auswertung bestimmter Daten erheblich beschleunigen.

Der Prozess der Datenanalyse startet mit der Beschaffung der Daten. Dies kann entweder per Telemetrie oder Kabel erfolgen. In jedem Fall beginnt das richtige Datenmanagement an dieser Stelle. Das Kopieren der Daten kann abhängig von Datengröße und Art der Verbindung bis zu mehreren Minuten dauern. Je besser die Dateinamen gewählt und Zusatzinformationen wie Wetterbedingungen, Reifenwahl und weitere dokumentiert werden desto nachvollziehbarer wird die spätere Analyse. Besonders bei schnell zu treffende Entscheidungen für unmittelbare Setupänderungen ist Tempo bei der Datenanalyse gefragt. Eine gute Vorbereitung ist somit essenziell und betrifft jeden gespeicherten Messwert. Je nach Software unterscheiden sich die Einstellungsmöglichkeiten für die gespeicherten Kanäle, folgende sollten jedoch bei jeder Analysesoftware vorhanden sein:

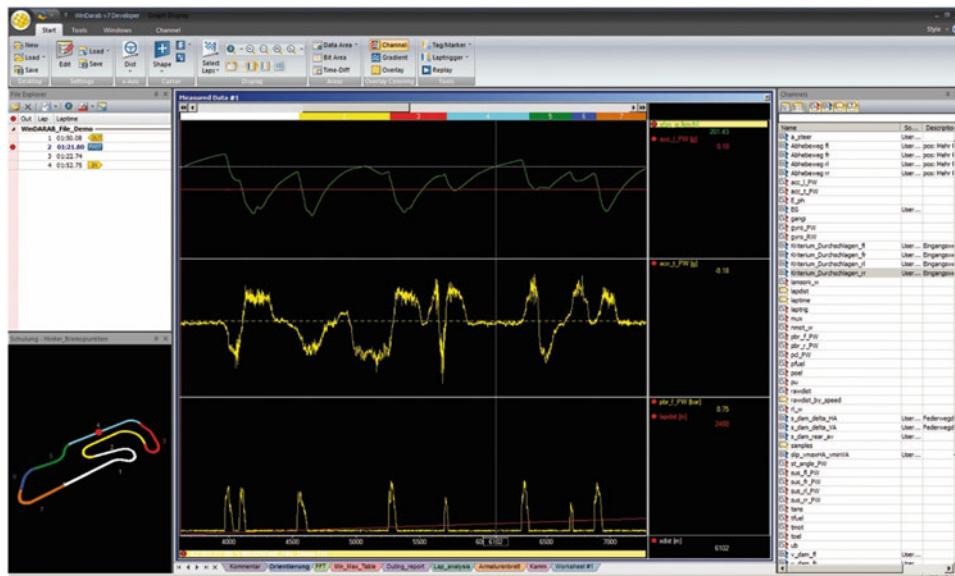


Abb. 2.1 Datenanalyse mit der Software WinDarab mit freundlicher Unterstützung der Bosch Engineering GmbH

- Unteres Limit
- Oberes Limit
- Einheit
- Position im Fenster
- Farbe

Optional sind weitere Einstellungen möglich:

- Grenzwert
- Kommadarstellung
- Gruppierung
- Tastenkürzel zum Ein- und Ausblenden eines Kanals

Bei modernen Rennfahrzeugen werden weit über 100 Messgrößen aufgezeichnet, weshalb es zweckmäßig ist, diese in Gruppen zu unterteilen. Kanäle, die nur den Motor betreffen, werden beispielsweise der Gruppierung Motor zugeordnet. Weitere übliche Gruppen sind:

- Gesamtfahrzeug
- Getriebe
- Fahrer
- Bremsen
- Aerodynamik
- Radaufhängung
- Reifen

Werden mathematische Kanäle verwendet, unterscheidet man zwischen denen, die automatisch mit dem Öffnen der Datei berechnet werden und denen, die manuell ausgeführt werden müssen. Dabei muss entschieden werden, welche Kanäle wie ausgeführt werden sollen, da eine Berechnung aller mathematischen Kanäle in jedem Datenschrieb auch einen großen Speicherbedarf erfordern.

Zu Beginn jeder Datenanalyse sollte die Grundvoraussetzung, in den meisten Fällen die Versorgungsspannung des Fahrzeugs, für das richtige Aufzeichnen der Daten überprüft werden. Für diesen Zweck bietet sich am besten eine Tabelle mit Minimal-, Maximal-, und Durchschnittswerten an. Je nach Sensorverfügbarkeit sollten alle Werte, die die ordnungsgemäße Funktion des Fahrzeugs sicherstellen, beispielsweise der Öldruck für den Motor, vor der genauen Analyse des Messschreibs überprüft werden. Dabei reicht es in der Regel nicht aus, einfach den Minimalwert zu betrachten, da der Öldruck bei nicht gestartetem Motor unter dem Limit des üblichen Arbeitsbereichs liegt. Für diesen Fall kann der Öldruck mit der Motordrehzahl in Kombination überprüft werden, (2.1):

$$C_{p,O} = (n_M > 2500) \cdot (p_{Oil} < 2,5) \quad (2.1)$$

- $C_{p,O}$ Öldruckkontrolle
 n_M Motordrehzahl, min^{-1}
 p_{Oil} Öldruck, bar

Liefert der mathematische Kanal $C_{p,O}$ eine Eins, das bedeutet, dass der Öldruck bei laufendem Motor seine untere Grenze, in diesem Beispiel 2,5 bar unterschreitet, sollte die Ursache dafür gesucht werden. Bei einem Wert von null ist die grundsätzliche Funktion des Motors in Bezug auf Öldruck gegeben.

Das Budget eines Rennteam gibt den Rahmen über die verfügbaren Sensoren vor. Die folgenden Signale sollten aber jedenfalls aufgezeichnet werden, da man einen hohen Kostennutzenfaktor erreicht:

- Fahrzeuggeschwindigkeit
- Motordrehzahl
- Gaspedalstellung
- Querbeschleunigung
- Längsbeschleunigung
- Lenkradwinkel

2.2 Fahrzeuggeschwindigkeit *Speed*

Die Fahrzeuggeschwindigkeit ist ein Signal, das man sich gut vorstellen kann. Abweichungen vom erwarteten Verlauf können leicht erkannt werden. Je nach Messsensor ergeben sich zusätzliche Möglichkeiten zur Interpretation des Signals. Generell ist die Geschwindigkeit eine vektorielle Größe und repräsentiert die Änderung des Ortes pro Zeiteinheit – man spricht von der Ableitung der Wegänderung nach der Zeit, (2.2). Ein Vektor ist durch eine Richtung und einen Betrag definiert. Der Geschwindigkeitsvektor ist immer tangential zur gefahrenen Bahnkurve.

$$\mathbf{v}_v = \frac{d\mathbf{r}}{dt} \quad (2.2)$$

- v_v Fahrzeuggeschwindigkeitsvektor, km/h
 \mathbf{r} Ortsvektor, m
 t Zeit, s

Für eine gleichförmige geradlinige Bewegung reduziert sich die vektorielle Darstellung auf eine Komponente und kann in der vereinfachten Form geschrieben werden, (2.3).

$$v_v = \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad (2.3)$$

v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, km/h

Δs Zurückgelegter Weg, m

Δt Vergangene Zeit, s

2.2.1 Geschwindigkeitskanal *Speed Channel*

Die am häufigsten verwendeten Sensoren für die Geschwindigkeit sind Raddrehzahlen und GPS. Optische Sensoren und das Pitotrohr werden in Rennklassen mit höheren Budgets verwendet und werden in diesem Kapitel nicht näher behandelt. Da es bei GPS in Abhängigkeit des Terrains und der Bebauung einer Rennstrecke zu Ausfällen kommen kann, wird im weiteren Verlauf von einem Fahrzeug mit Raddrehzahlen ausgegangen. Zusätzlich wird bei der Geschwindigkeitsbestimmung mit GPS eine hohe Abtastrate (>10 Hz) benötigt, welche erst mithilfe zusätzlicher mathematischer Algorithmen eine akzeptable Genauigkeit liefert.

Bestimmt man die Geschwindigkeit aus einer Drehzahl, muss diese mit dem Radius multipliziert werden. Bei der Raddrehzahl spricht man vom dynamischen Reifenradius. Dieser dynamische Reifenradius hängt von der Radlast, dem Reifendruck, der Drehzahl, sowie Temperatur- und Druckänderungen ab. Für ein Rennen bedeutet das, dass sich die wahre Geschwindigkeit bei einer bestimmten Raddrehzahl in Abhängigkeit des dynamischen Reifenradius von Runde zu Runde ändern kann. Diese Abweichung wird in der Regel nicht berücksichtigt, da im Datenlogger ein konstanter Wert für den dynamischen Reifenradius hinterlegt ist.

In den meisten Rennserien verfügen die Fahrzeuge über eine angetriebene Achse. Für diese Fahrzeuge wird grundsätzlich zwischen den Geschwindigkeiten an den angetriebenen Rädern *Drive Speed* und nicht angetriebenen Rädern *Ground Speed* unterschieden. Für die Bestimmung der Fahrzeuggeschwindigkeit sind die angetriebenen ungeeignet, da bei mangelnder Traktion ein Durchdrehen der Räder (erhöhte Raddrehzahl) den Geschwindigkeitswert verfälschen würde. Die Verwendung des Drehzahlsignals der nicht angetriebenen Räder eröffnet grundsätzlich drei Möglichkeiten – langsame oder schnelle Raddrehzahl oder Mittelwert aus beiden. Die langsame Raddrehzahl ist aufgrund der Möglichkeit eines blockierenden Rades *wheel lock* keine sinnvolle Option. Die schnelle Raddrehzahl ist je nach Möglichkeit der Auswertesoftware die einfachste Möglichkeit, einen Wert für die Fahrzeuggeschwindigkeit zu errechnen. Da der Mittelwert aus beiden Raddrehzahlen der wahren Geschwindigkeit am nächsten kommt, aber bei einem blockierenden Rad oder einem Sensorausfall einen Fehler von bis zu 50 % aufweisen kann, muss dieser entsprechend überwacht werden. Das beste Ergebnis erzielt man aus dem Mittelwert, welcher bei einer zu großen Abweichung zwischen den Raddrehzahlen an einer Achse auf die schnel-

lere umschaltet. Diese Umschaltung erübrig sich bei Rennserien wie NASCAR, bei denen quasi nicht gebremst wird und die sich, je nach Strecke, fast durchgehend in einer Kurvenfahrt befinden. Bei Fahrzeugen mit ABS wird zwar grundsätzlich ein längeres Blockieren der Räder verhindert, die hochfrequenten Bremseingriffe sind bei entsprechender Abtastrate aber dennoch zu erkennen und generieren einen Fehler in der Geschwindigkeitsbestimmung. Möchte man Fehler von durchdrehenden oder blockierenden Rädern korrigieren, empfiehlt sich die Längsbeschleunigung, welche sich direkt auf das Fahrzeug bezieht, heranzuziehen.

Betrachtet man den Geschwindigkeitsschrieb eines Fahrzeugs, gibt es in den meisten Auswerteprogrammen die Möglichkeit, ein Signal weg- oder zeitabhängig darzustellen. Je nach Fahrsituation wird das Signal dabei gestreckt oder gestaucht, Abb. 2.2.

2.2.2 Varianz *Variance*

Bei Motorsportübertragungen wird meist der Zeitunterschied *time gap* zwischen zwei Fahrern, Runden oder Sektoren angeben. Vergleicht man zum Beispiel zwei Runden miteinander, kann mit Hilfe des Geschwindigkeitssignals ermittelt werden, an welcher Stelle auf der Strecke Zeit gewonnen oder verloren wurde, Abb. 2.3. Der Zeitunterschied der zwei dargestellten Runden ist 1,5 s auf einer Streckenlänge von 5130 m. Ist der Geschwindigkeitsunterschied besonders groß, spiegelt sich das auch in der Zeitdifferenz, beispielsweise im Bereich zwischen 1500 m und 2000 m, wider. Wird der Zeitunterschied kleiner, ist das ein Anzeichen dafür, dass die Vergleichsrunde (längere Rundenzzeit) in diesem Streckenabschnitt schneller gefahren wurde als die Referenzrunde.

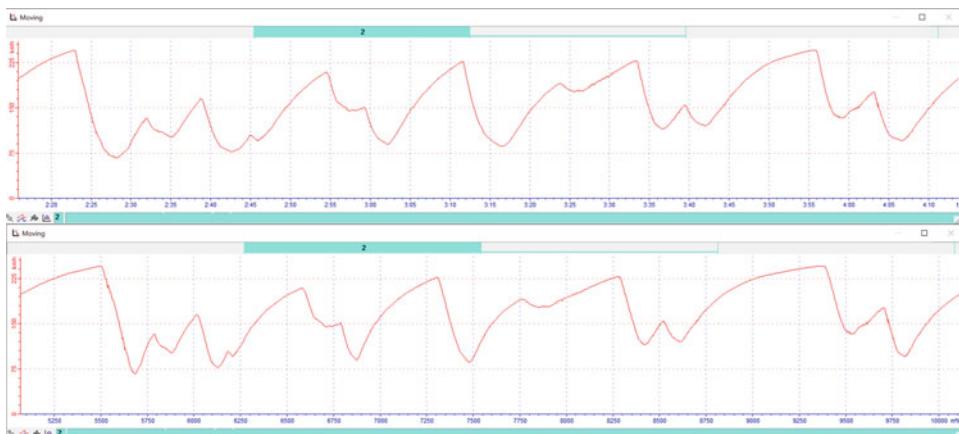


Abb. 2.2 Gegenüberstellung eines zeitabhängigen (oben) und wegabhängigen Geschwindigkeitssplots für ein GT3-Fahrzeug. Bereiche mit hoher Geschwindigkeit werden gestreckt, langsame gestaucht

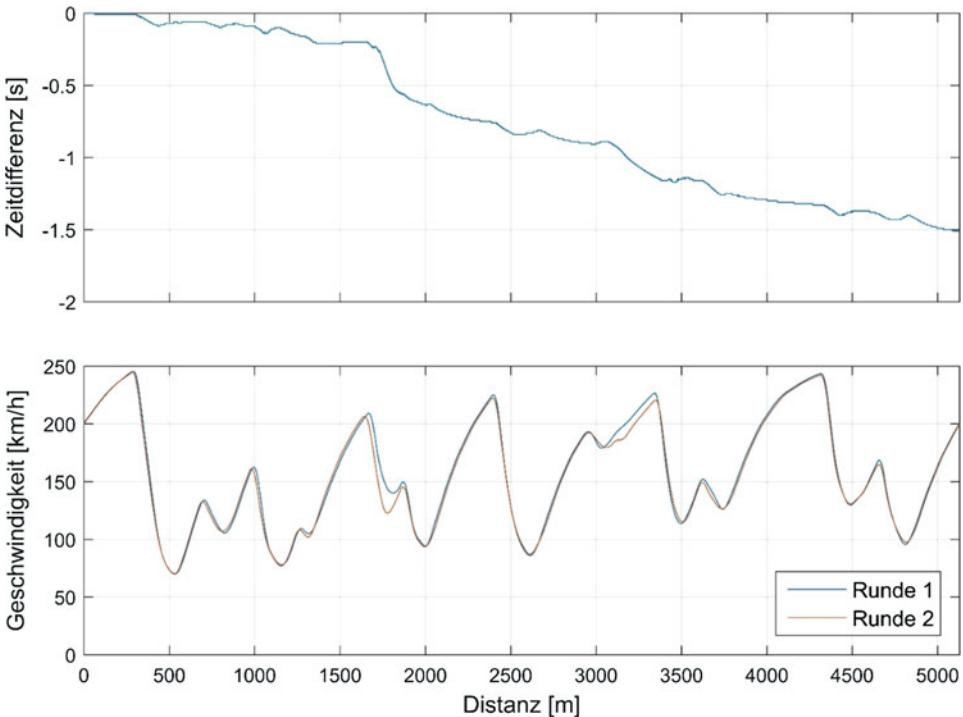


Abb. 2.3 Gegenüberstellung von zwei Runden auf der GP-Strecke des Nürburgrings. Die Zeitdifferenz (oben) wird von der schnelleren Runde (1) auf die langsamere Runde (2) ermittelt. Runde 1 ist mit wenigen Ausnahmen an jeder Stelle schneller als Runde 2

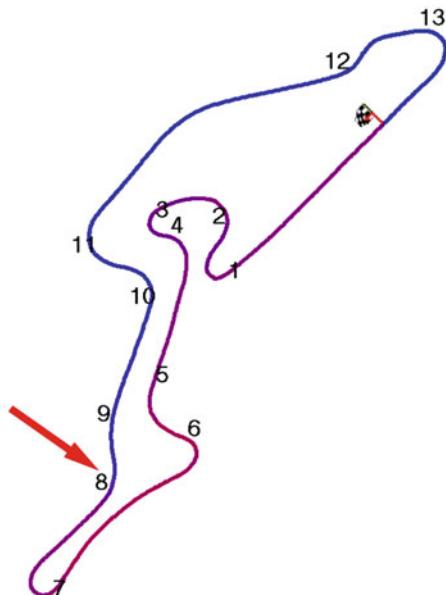
Je nach Möglichkeit bietet es sich an, die Strecke in mehrere Sektoren zu unterteilen. Die Anzahl der Sektoren sollte nicht zu groß sein, da die gefahrene Distanz und damit die Zeitunterschiede zu gering werden. Teilt man die Strecke in nur zwei Sektoren, ist eine Analyse der halben Strecke notwendig, um herauszufinden, warum der Zeitunterschied in diesem Sektor zustande kommt. Ein Kompromiss ist die Einteilung der Sektoren nach charakteristischen Streckenelementen, wie beispielsweise Kurven oder Geraden.

Der Unterschied der gefahrenen Distanz der beiden Runden beträgt 3 m auf einer Rundenlänge von ca. 5,1 km, was zu einer Distanzanpassung der beiden Runden von 0,06 % führt.

In manchen Rennserien wird auch eine Echtzeitrundenvorhersage *Real Lap Time Predictor* verwendet. Diese Vorhersage ermöglicht es, die Zeitdifferenz der aktuellen Runde zu einer Referenzrunde anzuzeigen. Besonders in der Qualifikation für das Rennen ist diese Information wichtig, da eine Runde beispielsweise abgebrochen werden kann, um den Reifenverschleiß zu senken.

Besteht die Möglichkeit die Zeitdifferenz über der Strecke darzustellen, lässt sich die örtliche Komponente noch besser zuordnen, Abb. 2.4. Zu Beginn des Rundenvergleichs ist der Zeitunterschied null (lila), die Strecke wird im Uhrzeigersinn gefahren und startet bei

Abb. 2.4 Trackmap mit eingefärbter Zeitdifferenz zwischen zwei Runden (Nürburgring GP-Strecke). Die Farbskala bewegt sich zwischen Rot (Referenzrunde ist schneller) und Blau (Vergleichsrunde ist schneller). Ist die Zeitdifferenz wie anfangs null ergibt sich der Farnton lila, die Mischung aus Rot und Blau



der Startzielflagge. Der größte Vorsprung der Referenzstrecke ist vor dem Bereich von Kurve sieben. Durch einen Fahrfehler in Kurve acht (roter Pfeil, Abb. 2.4) wird aus dem Vorsprung von 0,4 s ein Rückstand, der auf 1,4 s bis Rundenende anwächst. Dieser Vergleich kann auch zwischen zwei Fahrern durchgeführt werden, um die ideale Fahrweise für einen bestimmten Sektor zu finden.

2.2.3 Bremsen Braking

Das Geschwindigkeitssignal gibt auch Aufschluss über das Bremsverhalten des Fahrzeugs. Grundsätzlich ist es die negative Steigung in dem Geschwindigkeitsverlauf bei einem Rennfahrzeug. Je nach Intensität können Aussagen über die Stärke des Bremsvorgangs als Vergleich zwischen Runden oder Fahrern als auch den aerodynamischen Widerstand zwischen zwei verschiedenen Fahrzeugen oder Set-ups getroffen werden.

Zur Bestimmung der Bremszone wird der Punkt einer negativen Steigung mit der höchsten Geschwindigkeit, welcher auch als Bremspunkt bezeichnet wird, und der Punkt mit dem geringsten Geschwindigkeitswert dieser Steigung herangezogen. Die Bremszone kann prinzipiell in zwei Abschnitte unterteilt werden:

Bremsen während einer Geradeausfahrt, *straight line braking*: Bei diesem Bremsabschnitt wird die höchste Bremsleistung erzeugt und im Geschwindigkeitssignal ist es als die steilste negative Steigung zu erkennen.

Bremsen bis zum Scheitelpunkt der Kurve (auf der Bremse einlenken), *trail braking*: bis die Bremse wieder gelöst und der Lenkeinschlag maximal wird Werden zwei Runden eines Fahrzeugs oder verschiedener Fahrer übereinander gelegt, können die Bremspunkte miteinander verglichen werden. Zu beachten gilt es, dass die Geschwindigkeit beim Bremspunkt eine große Rolle spielt, da sie die Länge der Bremszone vorgibt. Ist ein Fahrer beim Bremspunkt um 10 km/h schneller als ein anderer, erhöht sich unter Vernachlässigung der etwas erhöhten aerodynamischen Radlast die Bremszone. Dies kann je nach Limit des Fahrzeugs zu einer langsameren Linie führen, da die Geschwindigkeit im Scheitelpunkt zu groß werden kann, Abb. 2.5. In diesem Beispiel variiert der Bremspunkt um 10 m (0,15 s) und die Maximalgeschwindigkeit um 3 km/h. Der spätere Bremspunkt in Kombination mit der höheren Geschwindigkeit erfordert einen stärkeren Bremsvorgang in Runde eins. Bremst der Fahrer zu aggressiv, wird auch die erforderliche Minimalgeschwindigkeit unterschritten, in dieser Kurve beispielsweise um 6 km/h. Für den dargestellten Bereich ergibt sich ein Zeitunterschied zwischen Runde eins und zwei von 0,29 s. Bei einem Gesamtunterschied der beiden Runden von 0,79 s sieht man die Auswirkung eines zu spät gesetzten Bremspunktes sehr deutlich.

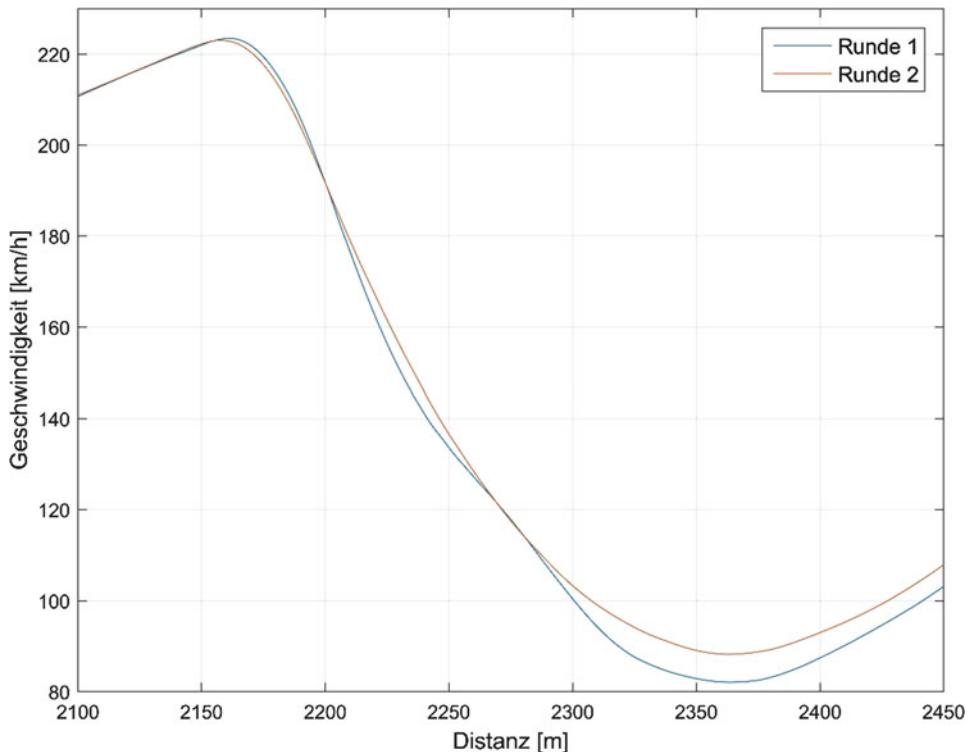


Abb. 2.5 Geschwindigkeitsplot von zwei Runden für einen Bremsvorgang einer Kurve. In Runde eins wird viel später bei einem späteren Bremspunkt gebremst. Die Minimalgeschwindigkeit ist in Runde eins deutlich geringer

Wird eine erhöhte Geschwindigkeit in der Bremszone festgestellt, kann es sich auch um ein Überholmanöver handeln. Bevor frühzeitige Aussagen über Bremspunkte getroffen werden, sollte immer die Geschwindigkeit, bei der gebremst wird, berücksichtigt werden. Wenn zwei Fahrer bei einer Geschwindigkeit von 300 km/h einen Unterschied von 10 m der Bremspunkte aufweisen, entspricht das einem Zeitunterschied von 0,12 s. Der Unterschied zwischen Bremspunkten für eine Kurve kann bis zu 60 m betragen [2]. Vergleicht man Bremspunkte verschiedener Runden, sind einige Faktoren zu berücksichtigen. Dazu zählen Treibstoffmasse, Reifentemperatur, Reifen- und Streckenzustand. Ist der Reifen nicht auf der richtigen Betriebstemperatur, kann nicht die maximale Bremskraft übertragen werden, anderseits kann ein Reifen mit denselben Bedingungen auch nicht die maximale Geschwindigkeit erreichen. Um Bremspunkte richtig interpretieren zu können, spielt auch der Verlauf vor dem Bremspunkt eine Rolle, denn ist die Kurvenausgangsgeschwindigkeit der vorigen Kurve höher, wird auch auf der Geraden danach eine höhere Geschwindigkeit erreicht, was zu einem früheren Bremspunkt führt. Besonders für ungeübte Fahrer ist es nicht immer ratsam, den Bremspunkt immer weiter nach hinten zu verschieben, da bei zu großer Geschwindigkeit häufig zu stark gebremst wird und die Rundenzeit in Summe langsamer ist.

Der richtige Bremspunkt ist für jeden Fahrer anders, da auch die Art, wie ein Fahrer bremst, individuell ist. Je sprunghafter ein Fahrer die Bremse betätigt, desto stabiler sollte das Fahrzeug ausgelegt sein. Effekte, die beim Bremsen zu beachten sind, sind Abtrieb, Radlastverlagerung, Bremsbalance und die Stabilität des Fahrzeugs:

- Der Abtrieb ist geschwindigkeitsabhängig, was auch bei der Betätigung der Bremse berücksichtigt werden muss.
- Die Gewichtsverlagerung wirkt solange das Fahrzeug verzögert wird.
- Die Bremsbalance kann in den meisten Rennfahrzeugen verstellt werden und legt das Verhältnis fest, wie stark auf einer Achse im Verhältnis zu anderen gebremst werden kann.
- Die Stabilität eines Fahrzeugs hängt im Wesentlichen von der Fahrzeuggeometrie, der Geschwindigkeit und der Aerodynamik ab. Als Faustregel gilt, dass beim Anbremsen auf einer Geraden die Bremse so schnell es möglich betätigt wird, um die beste Rundenzeit zu generieren. Schnelle, lang gezogene Kurven sollten möglichst sanft angebremst werden, da bei ihnen durch ein zu schnelles Betätigen der Bremse das Fahrzeug zu instabil werden könnte.

Bremsplatte *Braking Lockups*. Wird die Bremse zu stark betätigt, blockiert mindestens ein Rad. Ist die Drehzahl eines Rades geringer als die entsprechende Geschwindigkeit des Fahrzeuges, spricht man von einem teilweise blockierenden Rad, beträgt die Drehzahl null, vom komplett blockierenden Rad, siehe Abb. 2.6. Die maximale Abweichung zwischen der

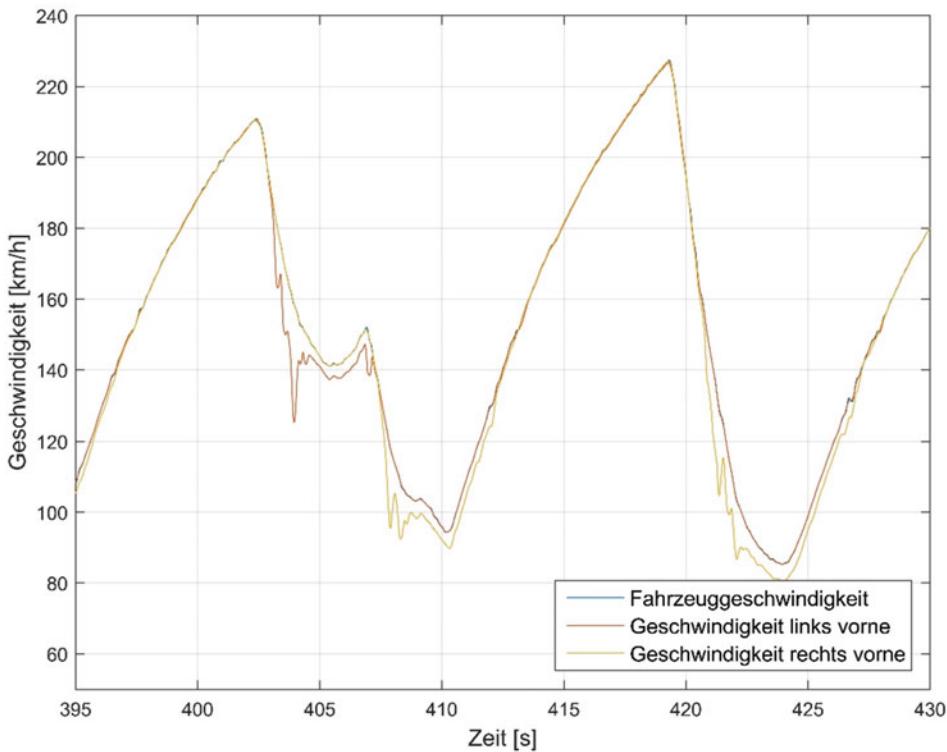


Abb. 2.6 Beispiel für teilweise blockierende Räder. Die Drehzahldifferenzen überschreiten an beiden Vorderrädern den für einen Reifen sinnvoll nutzbaren Bereich. Zusätzlich zu erkennen ist die Umschaltung der Fahrzeuggeschwindigkeit bei zu großer Abweichung einer Radgeschwindigkeit

Radgeschwindigkeit links vorne und der Fahrzeuggeschwindigkeit (im Bereich zwischen 400 s und 405 s) beträgt 30 % und ist damit weit über dem für den Reifen empfohlenen Bereich [3]. Der Geschwindigkeitsunterschied zwischen rechtem vorderen Rad und Fahrzeuggeschwindigkeit beträgt in dem dargestellten Streckenabschnitt maximal 23 %.

Die Folge ist eine Abflachung des Reifens auf der blockierenden Stelle, was zu unerwünschten Schwingungen beim Fahren führt, Abb. 2.7. Die Drehzahldifferenz (Längsschlupf) sollte je nach Reifen einen Wert von 5 % nicht überschreiten. Differenzen über 10 % führen jedenfalls zu einem erhöhten Verschleiß [2].

Bremsbalance Brake Bias. Aufgrund der Verzögerung des Fahrzeugs werden die Radlasten der Vorderachse erhöht, was zu einer erhöhten Traktion dieser Achse führt. Ein Fahrzeug, dessen Bremsbalance zu stark auf der Hinterachse eingestellt ist, neigt im Fall einer Überbremsung zum Blockieren der Hinterräder, was zu einem übersteuernden Fahrverhalten, also einem „Eindrehen“ des Fahrzeugs, führt. Für den umgekehrten Fall, also ein Überbremsen der Vorderräder, wird das Fahrzeug über die Vorderachse „schieben“.



Abb. 2.7 Bremsplatter an dem linken vorderen Rad von Hermann Waldy am Rechberg 2012 im Lola F3000

2.3 Motordrehzahl Engine Speed

Besonders für Motorenkonstrukteure ist die Motordrehzahl eines der interessantesten Signale. In Abb. 2.8 ist der Geschwindigkeits- und Drehzahlverlauf eines GT Fahrzeuges auf einem Teil des Nürburgrings dargestellt. Ähnlich wie beim Geschwindigkeitssignal bedeutet eine positive Steigung eine Beschleunigung, während eine negative Steigung eine Verzögerung mit sich bringt. Eine weitere Parallelie ist, dass die Steigung der Drehzahl bei höheren Geschwindigkeiten aufgrund der aerodynamischen Kräfte und des geringeren Übersetzungsverhältnis abnimmt. Ausgenommen davon ist der Schaltvorgang, bei dem ein Gangwechsel in einen höheren Gang (niedrigere Gesamtübersetzung) ein Abfallen der Drehzahl verursacht – beim Runterschalten verhält sich das Verhalten der Drehzahl umgekehrt, Abb. 2.8.

Im Motorsport wird oft von einem Traktionsproblem gesprochen, gemeint ist damit, dass die erforderliche Kraft zum Beschleunigen, Verzögern oder während einer Kurvenfahrt nicht übertragen werden kann. Bei den zwei erstgenannten liefert das Drehzahlsignal entsprechende Hinweise, Abb. 2.9. Betrachtet man den Bereich zwischen 350 und 352 Sekunden, erkennt man eine starke Abweichung der Geschwindigkeit des rechten, hinteren Rades von ca. 40 km/h (entspricht 27 %). Vergleicht man diese Abweichung mit dem Drehzahlsignal im unteren Diagramm, ist dieses Traktionsproblem auch hier deutlich erkennbar.

Aber nicht nur Traktionsprobleme können der Grund für eine Differenz zwischen Motordrehzahl und zugehöriger Raddrehzahl sein. Erhöht sich die Motordrehzahl überproportional

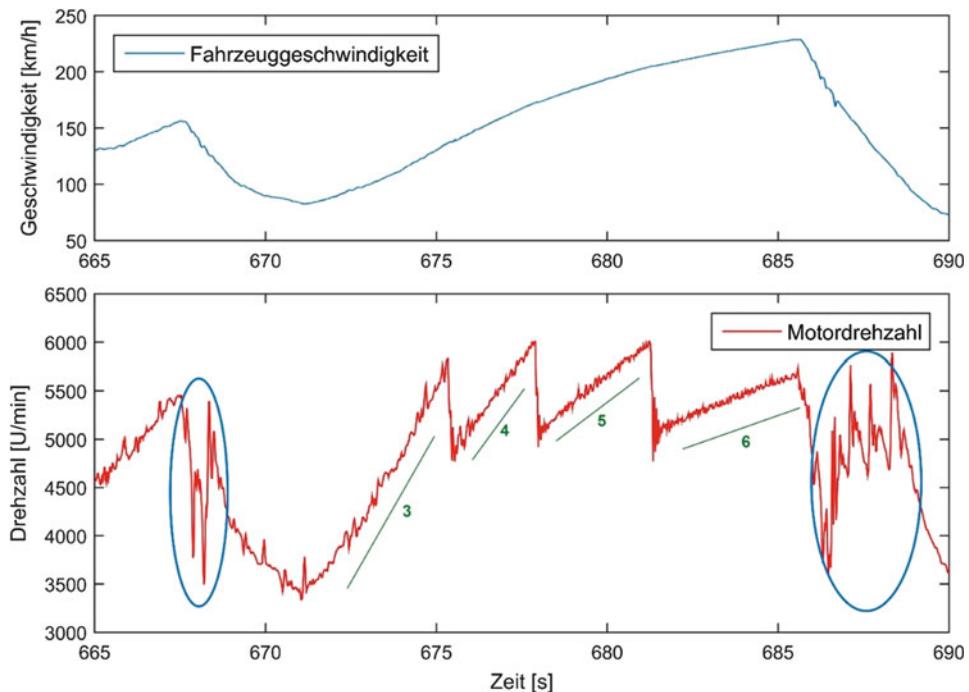


Abb. 2.8 Geschwindigkeitsverlauf (oben) und Motordrehzahlverlauf (unten), in den blauen Ellipsen ist der Motordrehzahlverlauf beim Runterschalten gekennzeichnet, in Grün wird das Hochschalten der Gänge drei bis sechs dargestellt

zur Fahrzeuggeschwindigkeit, ist ein Schlupf der Kupplung eine weitere mögliche Ursache. Aus diesem Grund sollte die Motordrehzahl zuerst mit den Raddrehzahlen verglichen werden, um voreilige Rückschlüsse zu vermeiden. Ein weiterer Grund für eine Abweichung zwischen Motor und Räder ist die Schaltung, welche hauptsächlich beim Runterschalten zu einer verringerten Drehzahl auf den Hinterrädern führen kann.

2.3.1 Überdrehen des Motors Over-Reving the Engine

Je nach Bauart eines Motors gibt es eine maximal zulässige Drehzahl, die durch das am schwächsten ausgelegte Teil entsteht. Um Motorschäden zu vermeiden, sollte diese Drehzahl nicht überschritten werden. Es gibt grundsätzlich zwei Möglichkeiten, bei denen ein Überdrehen des Motors auftreten kann. Einerseits ist ein zu spätes Hochschalten des Fahrers möglich, andererseits ein zu frühes Runterschalten, Abb. 2.10. Bei vielen Rennserien wird der erste Fall durch einen Drehzahlbegrenzer abgefangen. Es wird zwischen einem weichen *soft* und einem harten Begrenzer *hard limiter* unterschieden. Je nach Motorsteuergerät werden beim weichen Drehzahlbegrenzer die Treibstoffmenge und/oder

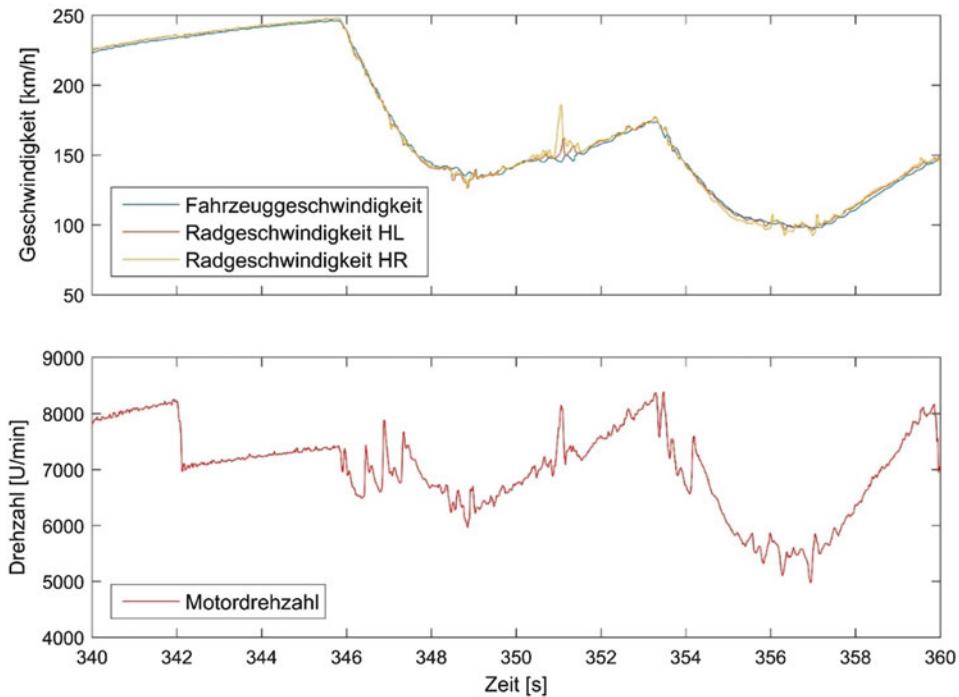


Abb. 2.9 Geschwindigkeitsverlauf (a) und Motordrehzahlverlauf (b), das Durchdrehen der Räder ist auch im Drehzahlverlauf zu erkennen. Die Drehzahl erreicht an dieser Stelle fast die maximal zulässige Drehzahl des Motors

der Zündzeitpunkt verstellt. Wird die Drehzahl weiter erhöht und es greift der harte Motordrehzahlbegrenzer ein, wird die Einspritzung komplett ausgesetzt *fuel cut* oder die Zündung deaktiviert *ignition cut*. Für das Runterschalten gibt es in den meisten Rennserien keine Methode, um ein Überdrehen des Motors zu verhindern. Für diese Serien spielt der Fahrer eine entscheidende Rolle, da sich aufgrund der verschiedenen Übersetzungssprünge auch die Zeit zwischen den Schaltvorgängen ändert. Im Idealfall ist die Drehzahl nach jedem Schaltvorgang in einem ähnlichen Bereich. Es gibt einige Systeme, die ein frühzeitiges Herunterschalten, welches zu einem Überdrehen des Motors führen würde, verhindern.

2.3.2 Übersetzung Gear Ratio

Erzeugt man ein Diagramm mit der Motordrehzahl über die Geschwindigkeit, kann auf die Übersetzungen des Fahrzeugs geschlossen werden [4]. Wird in einem zusätzlichen Farbkanal die Last überlagert ist es möglich weitere Rückschlüsse auf das Fahrverhalten zu ziehen, Abb. 2.11. Die einzelnen Getriebeabstufungen ergeben jeweils eine Punkteschar um eine Gerade, in diesem Beispiel Gang zwei bis sechs. Verfügt das Fahrzeug über eine

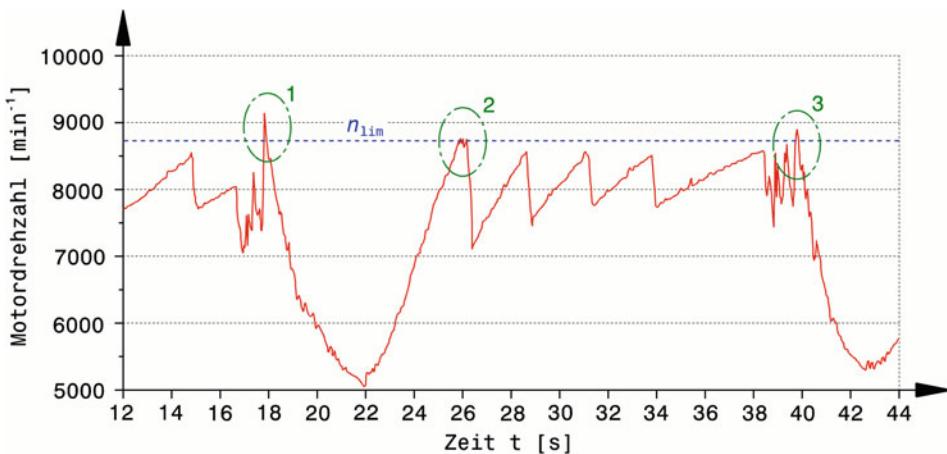


Abb. 2.10 Datenschrieb der Motordrehzahl. Blau strichiert ist die maximale Drehzahl (n_{lim}) gekennzeichnet. Eins und drei sind Beispiele für ein zu frühes Wechseln in einen niedrigeren Gang. Nummer zwei zeigt ein zu spätes Hochschalten durch den Fahrer was dem Drehzahlbegrenzer im Motorsteuergerät aktiviert

elektronische Unterstützung, um einen Lastwechsel hervorzurufen, kann unter voller Gaspedalstellung geschalten werden (Abb. 2.11, grüne Ellipse). Die Bereiche mit wenig Last (Ausläufer der jeweiligen Übersetzung) sind die Datenpunkte, die kurz vor dem Gangwechsel in einem niedrigeren Gang auftreten (Abb. 2.11 blauer Pfeil). Ein ideales Getriebe hätte für jede Geschwindigkeit unter Vollast nur eine bestimmte Motordrehzahl und einen Gang. Bedingt durch den Drehzahlsprung beim Schalten, der eine bestimmte Zeit in Anspruch nimmt, ist dies jedoch nicht möglich und es entsteht eine Überlappung, die so gering wie möglich sein sollte. Überlagert sich der Vollastbereich zweier aufeinanderfolgender Gänge zu weit, könnte die Ursache in einer gewollten Fahrstrategie liegen, da Schalten bei niedrigeren Drehzahlen den Treibstoffverbrauch reduziert. Außerdem könnte ein früheres Schalten vor einer Kurve mit hoher Geschwindigkeit einer ungewünschten Fahrinstabilität vorbeugen. Andererseits kann eine größere Überlappung durch das Ausdrehen eines Ganges auftreten, falls sich ein Schaltvorgang nicht mehr rentiert.

Der mathematische Zusammenhang zwischen Motordrehzahl und Fahrzeuggeschwindigkeit liegt in der Übersetzung, (2.4). Ist der dynamische Reifenradius bekannt, kann ein entsprechender mathematischer Kanal erzeugt werden. Der Faktor 0,377 ergibt sich aus der Umrechnung der Geschwindigkeit von km/h in m/s und der Motordrehzahl von min^{-1} in rad/s.

$$i_{\text{ges}} = 0,377 \cdot \frac{r_{\text{dyn}} \cdot n_M}{v_v} \quad (2.4)$$

- i_{ges} Gesamtübersetzung, -
- r_{dyn} Dynamischer Reifenradius, m
- n_M Motordrehzahl, min^{-1}
- v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, km/h

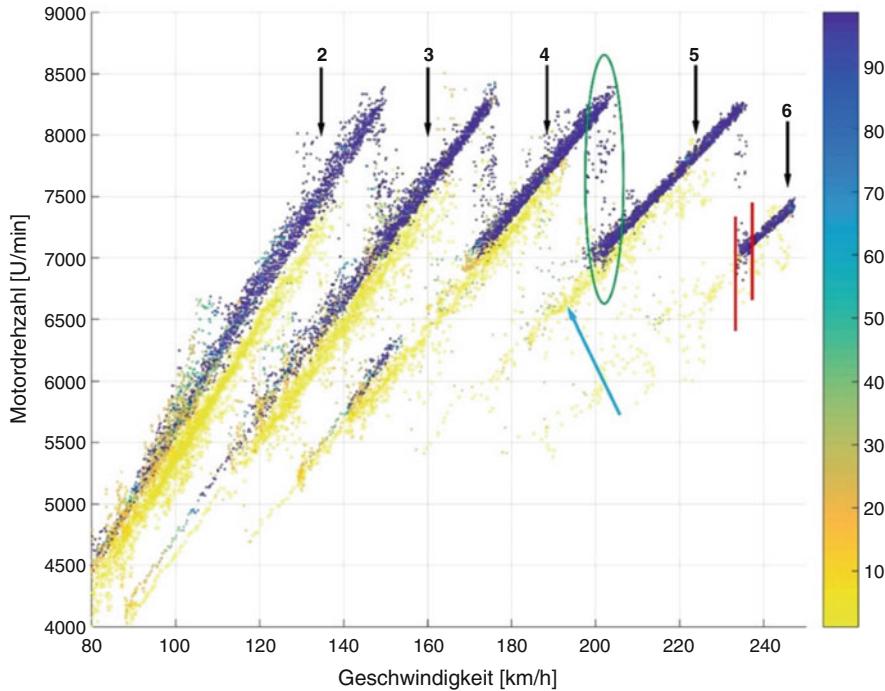


Abb. 2.11 X-Y Diagramm von Geschwindigkeit und Drehzahl. Die Farbskala spiegelt den Lastbereich wider. Die verschiedenen Gangübersetzungen und deren Überlappungsbereiche werden dargestellt

Abb. 2.12 zeigt einerseits den aktuellen Gang und die aus Gl. 2.4 ermittelte Gesamtübersetzung. Zum leichteren Vergleich wurde die Ordinate gedreht, da ein höherer Gang eine niedrigere Gesamtübersetzung aufweist. Ist diese Achsenmanipulation in der verwendeten Software nicht möglich, kann die Übersetzung mit -1 multipliziert werden, um eine Symmetrie zu erhalten.

Wird die Gl. 2.4 auf die Motordrehzahl umgeformt, ist eine Motordrehzahl für jede Übersetzung berechenbar, (2.5).

$$n_M = 2,653 \cdot \frac{v_v \cdot i_{\text{ges}}}{r_{\text{dyn}}} \quad (2.5)$$

- i_{ges} Gesamtübersetzung, -
- r_{dyn} Dynamischer Reifenradius, m
- n_M Motordrehzahl, min^{-1}
- v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, km/h

Werden für die vorhandenen Übersetzungen mathematische Kanäle für jeden Gang erzeugt, kann jeder Gangwechsel genauer untersucht werden, Abb. 2.13 nach [5]. Kombiniert

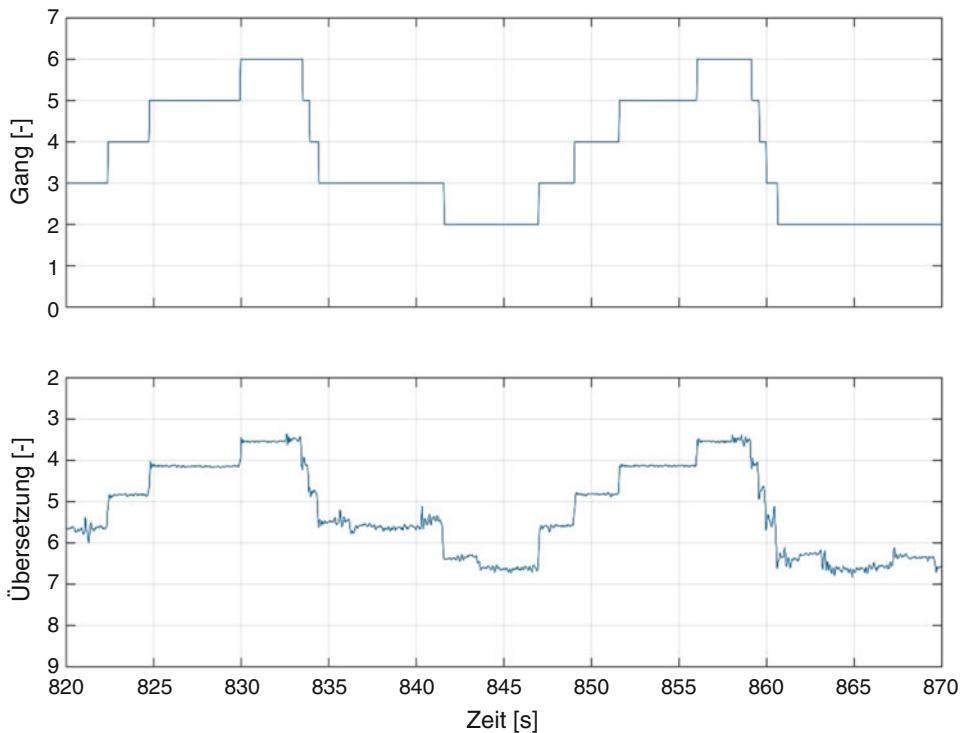


Abb. 2.12 Gesamtübersetzung als mathematischer Kanal dargestellt (b). Zur Funktionsüberprüfung wurden die Werte der Ordinate umgedreht. Es ergibt sich eine Symmetrie zum Gangsignal (a)

man diese Kanäle mit der im folgenden Abschnitt vorgestellten Schaltzeitpunktoptimierung, kann ein Schaltvorgang in Bezug auf Leistung validiert werden. Bevor voreilige Schlüsse gezogen werden, sollte die gefahrene Linie und die Schaltstrategie des Fahrers untersucht werden. Die Drehzahlgrenze des Motors wird in diesen mathematischen Kanälen nicht berücksichtigt. Weiters werden auch keine dynamischen Effekte während des Schaltvorgangs mit gerechnet.

2.3.3 Schaltzeitpunktoptimierung *Optimizing Shifting Points*

In vielen Rennserien, beispielsweise in der Formel 1 (15.000 min^{-1} [6]) ist es üblich, die maximale Motordrehzahl und damit die Leistung zu begrenzen. Je nachdem wo das Leistungsmaximum des Motors erreicht wird, liegt auch der optimale Punkt für den Schaltvorgang. Ziel ist es, so zu schalten, dass man zwischen den Schaltvorgängen im Bereich der höchsten Leistung ist und nicht bei maximaler Motorleistung oder maximalem

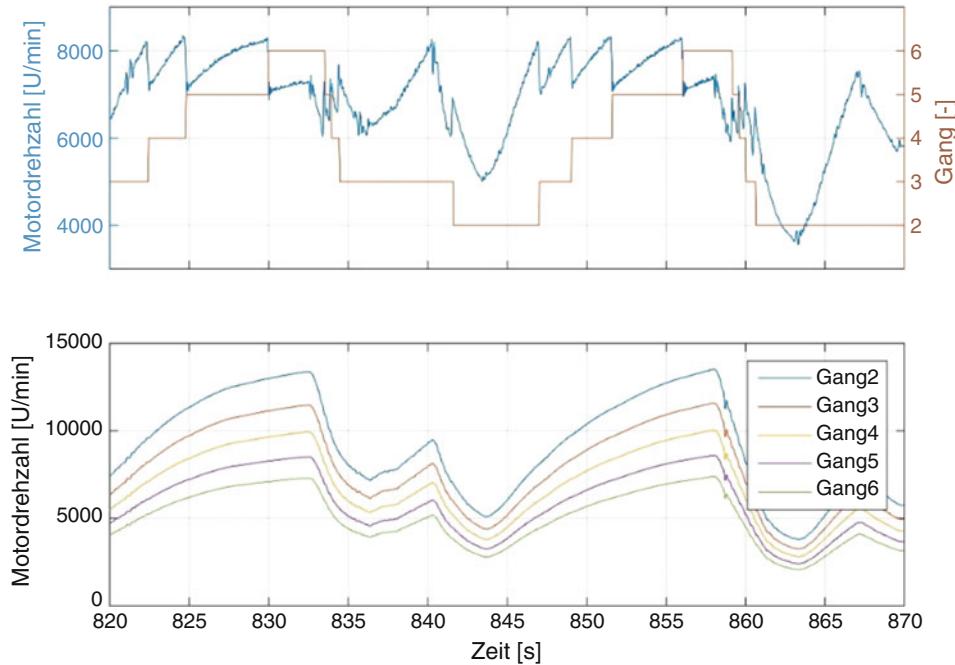


Abb. 2.13 Beispiel für die Berechnung der theoretischen Drehzahlen für den jeweiligen Gang. Der Vorteil dieser Auswertung liegt in der Kenntnis der Drehzahl für jeden Gang zum selben Zeitpunkt. In Kombination mit einem Motorkennfeld ist es somit möglich, die Schaltvorgänge des Fahrers zu beurteilen

Drehmoment.¹ Falls die Möglichkeit besteht, die Übersetzungsverhältnisse frei zu wählen, sollte auch die Leistungskurve berücksichtigt werden. Abb. 2.14 zeigt die Motorkennlinien für Drehmoment und Leistung für ein Bergrallye-Fahrzeug. Mithilfe dieser Charakteristik ist es möglich, die idealen Schaltdrehzahlen zu ermitteln. Die maximale Leistung wird bei einer Drehzahl von 7200 min^{-1} erreicht und das maximale Drehmoment bei einer Motordrehzahl von 6420 min^{-1} .

Ziel ist es, die Fläche unter der Leistungskurve zu maximieren. Die Grenzen für diese Fläche sind die Drehzahlachse (4), die Leistungskurve (2), die Drehzahl (3), bei der geschalten wird und die Drehzahl (1), die sich aufgrund der Abstufung im höheren Gang ergibt. Wichtig ist, dass man bei der Berechnung berücksichtigt, dass sich auch der Drehzahlsprung mit steigender Drehzahl vergrößert. Dieser Zusammenhang ist auch bei einem Geschwindigkeits-Drehzahl Diagramm zu erkennen, Abb. 2.15. In diesem Diagramm kann man den zu erwartenden Drehzahlsprung für jeden Gang ablesen. In Abb. 2.15 sind die Drehzahlsprünge bei den errechneten idealen Schaltdrehzahlen (vgl. Tab. 2.2)

¹Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Band 2 Kap. 4 Auslegung des Antriebsstrangs.

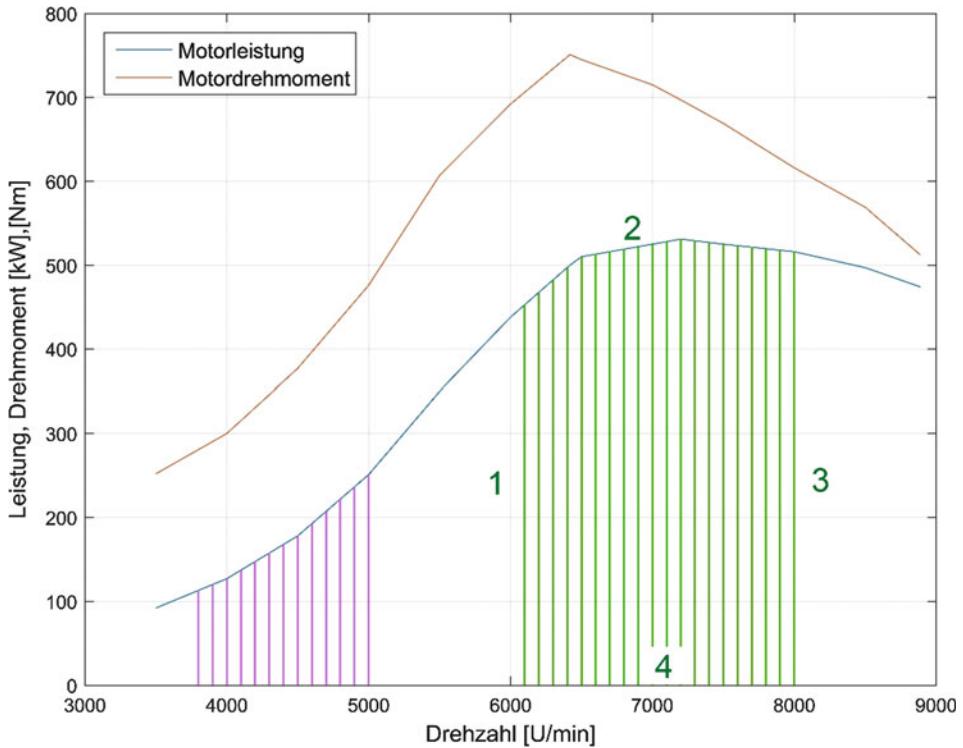


Abb. 2.14 Beispiel einer Drehmomentkurve (orange) und einer Leistungskurve (blau) eines Benzinfahrzeugs. Die grüne Fläche zeigt einen guten Schaltvorgang bei 8000 min^{-1} , die violette einen schlechten bei 5000 min^{-1} . Mit freundlicher Unterstützung von Ing. Gabat-Tuning GesmbH

durch Pfeile dargestellt. Dynamische Effekte, wie beispielsweise der Drehzahlverlust während der Zugkraftunterbrechung beim Schaltvorgang, sowie Massenträgheiten der rotierenden Teile des Antriebsstranges, werden in diesem Beispiel nicht berücksichtigt.

Tab. 2.2 fasst die Daten der berechneten Schaltdrehzahlen zusammen. Aufgrund der quasi geometrischen Abstufung zwischen den Gängen zwei bis sechs ergeben sich auch nahezu ideale Schaltdrehzahlen. Die Schaltdrehzahl vom ersten auf den zweiten Gang weicht aufgrund des größeren Übersetzungsverhältnisses ab. Betrachtet man die Leistungskurve aus Abb. 2.14 erneut, ist es naheliegend, dass aufgrund des höheren Drehzahlsprungs (vgl. Tab. 2.2) auch die ideale Schaltdrehzahl höher liegen muss.

Der Vorgang zur Berechnung der idealen Schaltdrehzahlen kann auch durch eine leichte Modifikation genutzt werden, um verschiedene Übersetzungsmöglichkeiten, vorausgesetzt das Reglement ist in diesem Punkt offen, vorab zu testen. Idealerweise gibt es für diesen Fall Datenlogs aus dem Qualifying oder einem Rennen der letzten Jahre. Untersucht man die Häufigkeiten der gefahrenen Drehzahlen in einer gefahrenen Runde in einem Histogramm, bietet dies eine weitere Möglichkeit die Leistungsausschöpfung des Motors festzustellen, Abb. 2.16. Zusätzlich ist in diesem Histogramm die zur jeweiligen Drehzahl

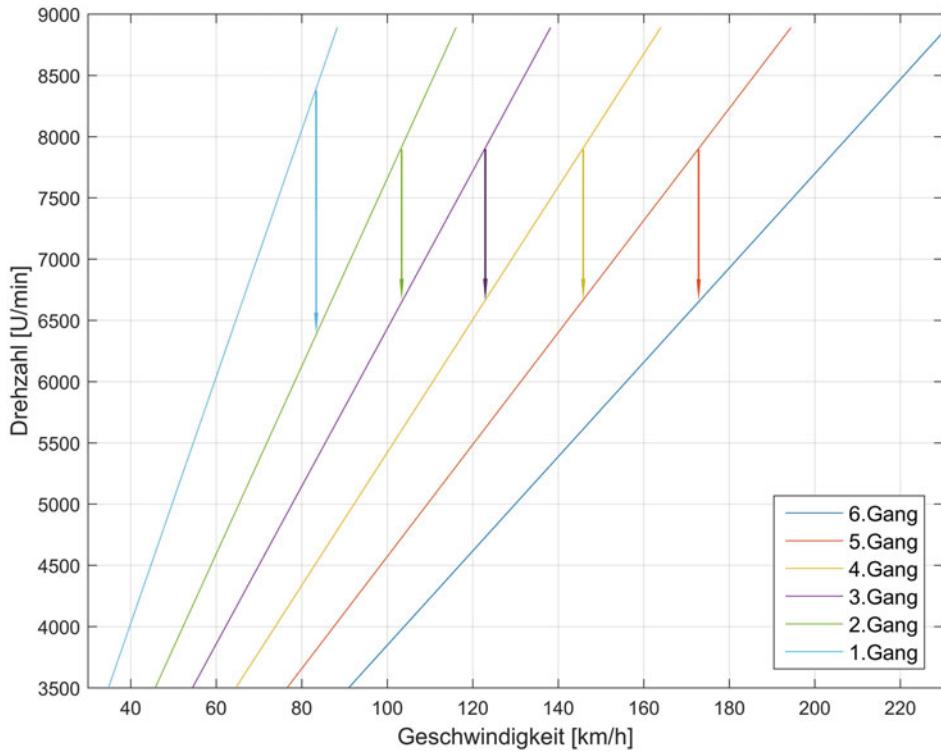


Abb. 2.15 Übersetzungen eines Bergrallyefahrzeuges. Die Pfeile stellen den Drehzahlsprung bei der optimalen Schaltdrehzahl dar

Tab. 2.2 Getriebedaten zur Berechnung des idealen Schaltvorganges

Gangwechsel	Abstufung	Ideale Schaltdrehzahl [min ⁻¹]	Drehzahlsprung [min ⁻¹]
Gang 1 → 2	0,761	8440	2010
Gang 2 → 3	0,840	7990	1280
Gang 3 → 4	0,843	7970	1250
Gang 4 → 5	0,843	7970	1250
Gang 5 → 6	0,842	7980	1260

zugehörige Gaspedalstellung eingefärbt. Diese Art der Darstellung gibt einerseits Aufschluss über die Häufigkeit in der in Teillast (hellgrün) gefahren wird und andererseits über den Volllastanteil und dessen Drehzahlbereich. Letzteres wird als

Vergleich für die verschiedenen Übersetzungen verwendet. In der gezeigten Drehzahlverteilung sind die Daten eines freien Trainings eines GT-Fahrzeugs am Nürburgring dargestellt. Der verhältnismäßig hohe Anteil bei 1500 min⁻¹ und nicht betätigtem Gaspedal stellt den Leerlauf des Motors in der Box dar. Die Bereiche in

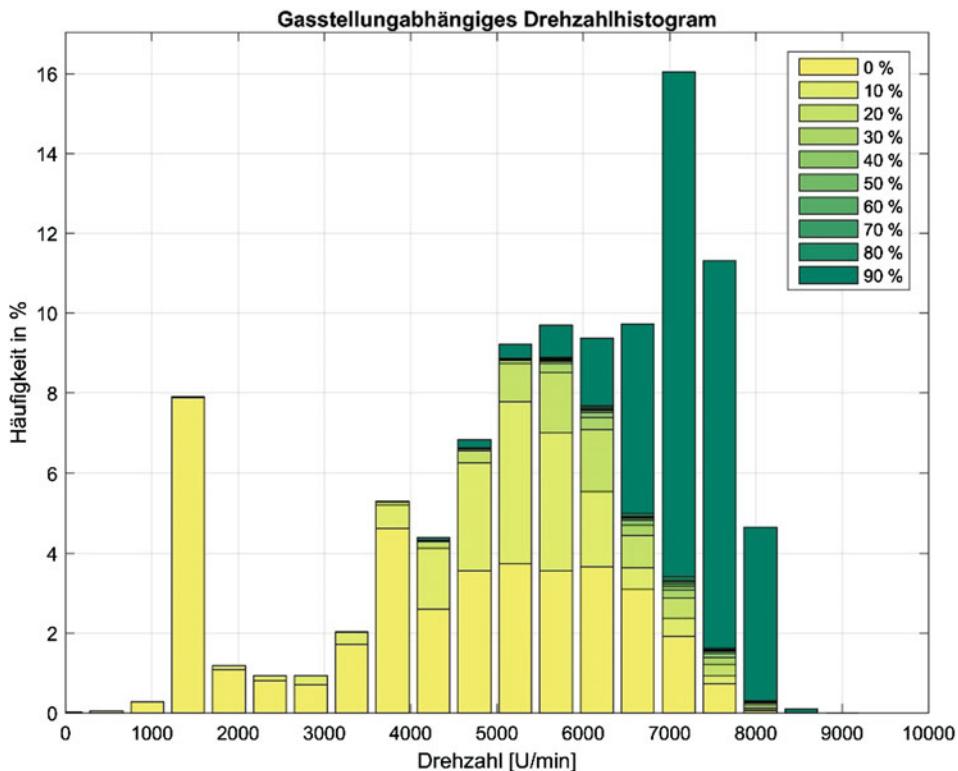


Abb. 2.16 Drehzahlhistogramm während eines Trainings am Nürburgring. Der oberste Wert der Farbskala (gelb) beinhaltet den Bereich zwischen 0 % und kleiner gleich 10 % Gaspedalstellung. Der dunkelgrüne (unterster) Bereich die Gaspedalstellung größer gleich 90 % bis 100 %

Hellgrün ergeben sich aus Gasstößen und Lupfen beim Schaltvorgang, Beschleunigen aus Kurven sowie in besonderen Streckenabschnitten, beispielsweise lang gezogene Kurven. Je nach Strecke, Fahrzeug und Fahrer variiert das Drehzahlhistogramm.

2.4 Gaspedalstellung *Throttle*

Das Gaspedal gibt dem Fahrer die Möglichkeit die Beschleunigung des Fahrzeugs zu steuern. Genau genommen gibt er je nach Motorkonzept eine Luftmenge, Treibstoffmenge oder einen Ladedruck für das Motorsteuergerät vor. Je nach Ausführung der Mechanik wird dieses Signal meist mittels eines Linear- oder Drehpotentiometers aufgezeichnet. Um Fahrzeuge miteinander vergleichen zu können und eine Analyse zu vereinfachen, wird die Gaspedalstellung in Prozent zwischen den Werten 0 und 100 angegeben. Bei diesen prozentuellen Werten gilt es einiges zu beachten. Der Wert 100 % Gaspedalstellung quasi

Vollgas muss nicht zwangsläufig erreicht werden, da es von der Kalibration im Steuergerät beziehungsweise des Sensors abhängt, welcher Wert genau eine Volllast widerspiegelt. In der Regel liegt dieser Wert jedoch über 98 %. Das Verhältnis zwischen Gaspedalstellung und damit geforderter Leistung ist in vielen Fällen nicht linear, 70 % Gaspedalstellung bedeutet somit nicht 70 % Leistung. Ein Grund, warum dieses Verhältnis nicht linear ist, ist eine bessere Dosierbarkeit, besonders bei leistungsstarken Fahrzeugen. Abb. 2.17 zeigt ein Beispiel eines Messschreibs eines GT1-Fahrzeugs am Nürburgring. Im oberen Bereich zeigt dieser das Geschwindigkeitssignal und im unteren Bereich (rot) den dazugehörigen Verlauf der Gaspedalstellung. Der gefahrene Abschnitt ist im unteren Teil des Bildes in orange dargestellt. Der maximal erreichbare Wert des Gaspedals liegt bei 98,1 % und der minimale bei 1,5 %. Zwei charakteristische Verläufe des Gaspedalsignals sind durch die Zahlen 1 und 2 gekennzeichnet. 1 stellt den typischen Verlauf einer Geraden dar, man spricht von Vollgas, 2 ist ein Zurücknehmen des Gases im Scheitelbereich der Kurve (Mercedes-Arena). In der blauen Ellipse (Abb. 2.17, rechts unten) sind die Gasstöße beim Schaltvorgang gekennzeichnet.

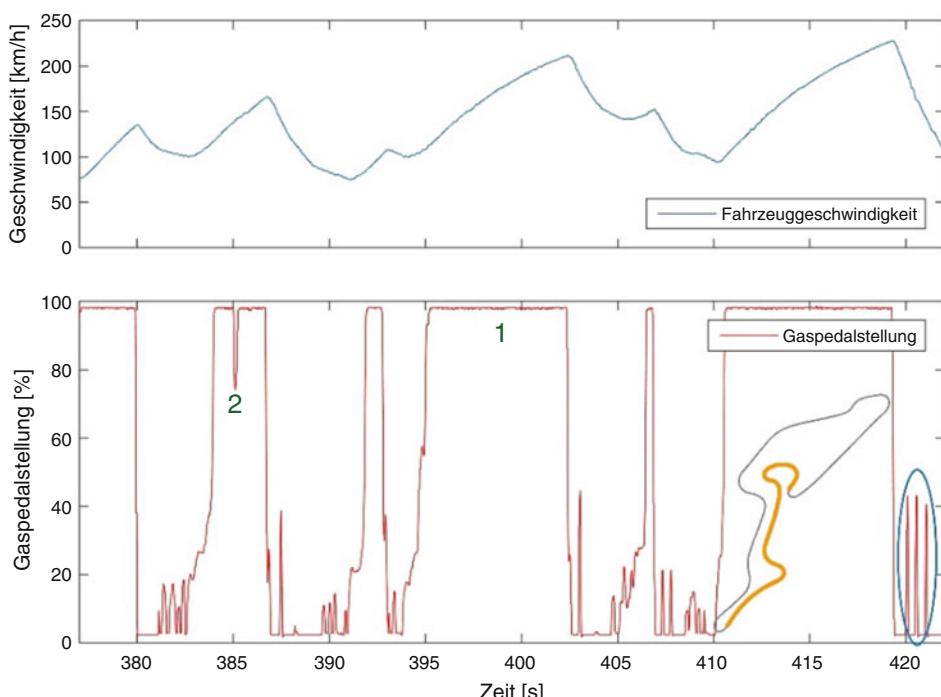


Abb. 2.17 Geschwindigkeitsschrieb (blau) und Gaspedalstellung (rot) eines GT1-Fahrzeugs. In grün sind markante Verläufe des Gaspedalsignals gekennzeichnet. Der gefahrene Streckenabschnitt ist in orange dargestellt (Kurs wird im Uhrzeigersinn befahren)

Gasstoß Throttle Blip. Ein Gasstoß, auch als Zwischengas bezeichnet, ist eine gängige Praxis im Motorsport, um einen Stabilitätsverlust beim Gangwechsel in einen niedrigeren Gang zu vermeiden. Die Ursache liegt in den nicht übereinstimmenden Drehzahlen der Räder und des Motors direkt nach dem Gangwechsel. Bei einem Fahrzeug mit Heckantrieb würde es beim Runterschalten mit zu gering ausgeführtem Zwischengas zum Blockieren der Hinterräder kommen, da der Motor eine zusätzliche Bremswirkung ausüben würde. Wird im Gegensatz dazu ein zu großer Gasstoß ausgeführt, werden die Hinterräder beschleunigt und damit die Bremswirkung des Fahrzeuges verschlechtert. Beide zuvor beschriebenen Fälle erschweren das Finden der richtigen Bremsbalance. Zusätzlich sollte das Differenzial berücksichtigt werden, welches je nach Ausführung einen Einfluss auf das Fahrzeug beim Gangwechsel hat.

Abb. 2.18 stellt ein Beispiel für gute Gasstöße beim Herunterschalten dar. Die Motordrehzahl ist jeweils nach einem Gangwechsel zwischen 7400 min^{-1} und 7500 min^{-1} , was einen sehr schmalen Bereich widerspiegelt. Die dazugehörigen Gasstöße haben eine nahezu identische Intensität, die Zeit zwischen den Gasstößen nimmt zu. Der Grund liegt in der progressiven Abstufung des Getriebes, was zu größeren Drehzahlsprüngen führt und damit eine längere Zeit zwischen den Schaltvorgängen erfordert.

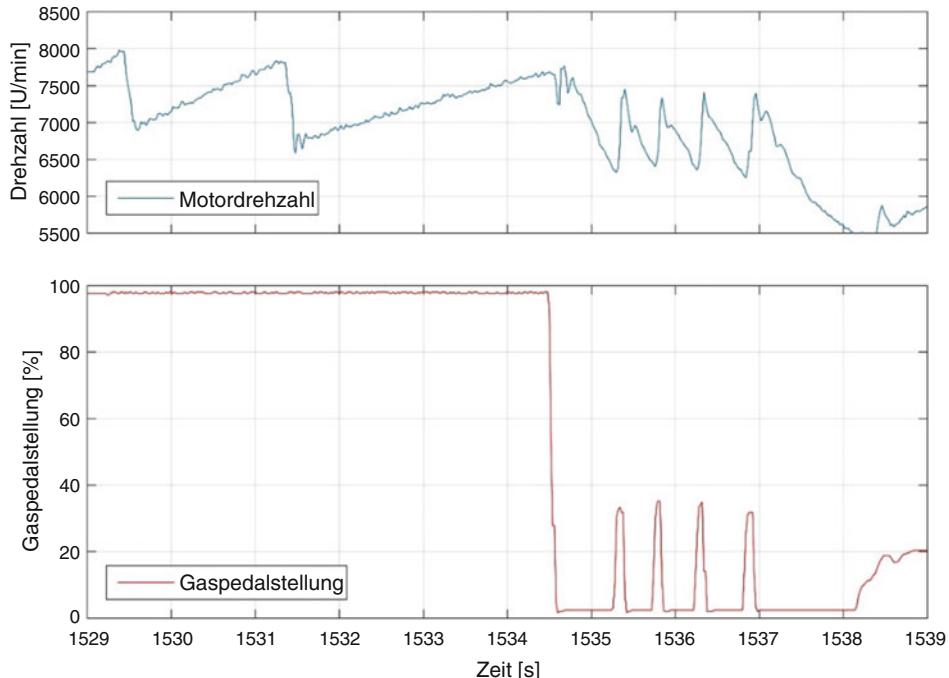


Abb. 2.18 Beispiel für einen guten Schaltvorgang. Die Motordrehzahl (blau) bewegt sich in einem sehr schmalen Band. Der Abstand zwischen den Gasstößen (rot) wird tendenziell länger

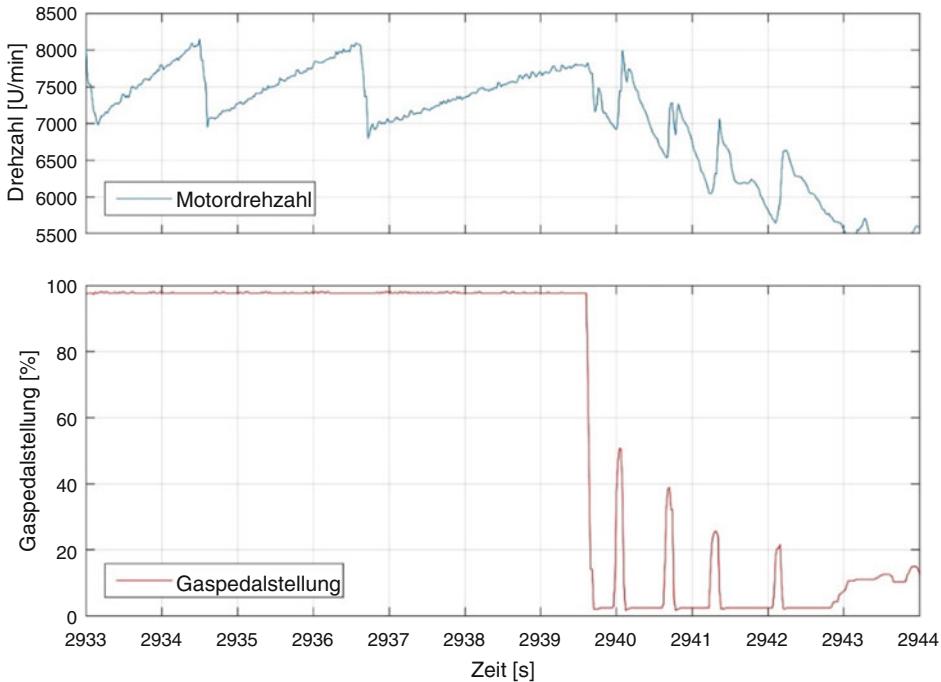


Abb. 2.19 Beispiel für einen schlechten Schaltvorgang. Die Motordrehzahl (blau) bewegt sich in einem sehr breiten Band. Die Gasstöße werden trotz größerer Übersetzungen kleiner

Ist die Ausführung der Gasstöße nicht präzise, ist diese Auswirkung auch im Drehzahlsignal zu erkennen, Abb. 2.19. Von einem Schaltvorgang zum anderen nimmt die Stärke, mit der der Gasstoß ausgeführt ist, ab. Jede Drehzahlspitze nach dem Runterschalten erreicht einen niedrigeren Wert, was beispielsweise zu einer verminderten Motorbremswirkung führen kann. Denkbar ist auch eine schlechtere Leistung im Kurvenausgang. Legt man die zwei Runden aus Abb. 2.18 und 2.19 für diesen Streckenabschnitt (Dunlop-Kehre) übereinander, ergibt sich ein Zeitunterschied von 0,2 s.

Eine weitere Ausführung für schlechte Schaltvorgänge ist ein überhastetes Schalten durch den Fahrer. In Abb. 2.20 sieht man, dass die Drehzahlspitzen mit jedem Schaltvorgang steigen. Einerseits liegt die Ursache in erhöhten Gasstößen, andererseits in höheren Schaltdrehzahlen. Würde der Fahrer bei noch höheren Drehzahlen schalten, könnte das das Überdrehen des Motors zur Folge haben. Gründe für ein zu schnelles Runterschalten können einerseits dadurch entstehen, dass der Fahrer je nach Fahrstil (Bremsen mit rechtem Fuß) während der Gasstöße nicht mit voller Kraft gleichzeitig das Bremspedal betätigt und damit die Bremszone verlängert. Umgekehrt ist es möglich, dass der Fahrer während des Gasstoßes auch das Bremspedal stärker betätigt, was wiederum zu einer größeren Bremszone führt, da er nicht die volle Bremswirkung des Fahrzeugs ausnützt.

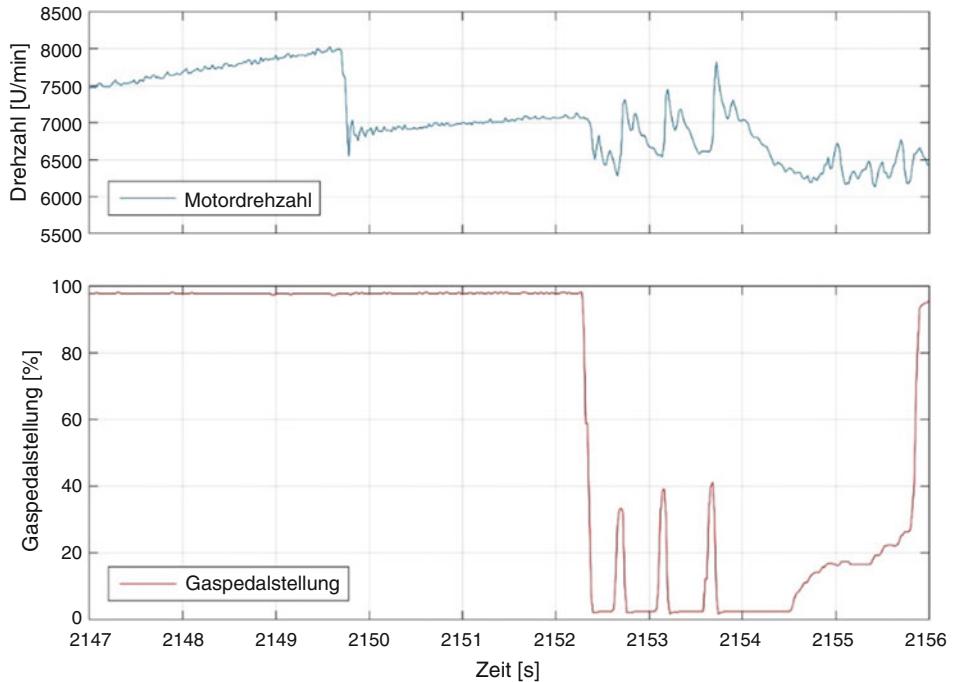


Abb. 2.20 Beispiel für ein zu überhastetes Schalten. Die Motordrehzahl (blau) steigt von Gang zu Gang

Lupfen Throttle Lift. Unter dem Begriff Lupfen versteht man ein kurzzeitiges Zurücknehmen der Gaspedalstellung. Dieses Zurücknehmen kann bewusst oder unbewusst, der Fahrer merkt nicht, dass er nicht Vollgas gibt, auftreten. Ersteres hängt stark von der Streckenführung ab. In den meisten Fällen resultiert eine Rücknahme des Gaspedals in einer schlechteren Rundenzzeit. Ausnahmen stellen langgezogene Kurven mit Doppelscheitel, Kurven mit konstantem Radius und weitere spezielle Streckenabschnitte dar. Ein Beispiel für einen Datenschrieb am Red Bull Ring (im Bereich der Pirelli und Würth Kurve, Abb. 2.16) für Lupfen in einer Kurve eines stark motorisierten Fahrzeuges gibt Abb. 2.21. Im Bereich zwischen 453 s und 457,5 s ist die Gasrücknahme durch den Fahrer erkennbar. Die ideale Ausführung des Lupfens unterscheidet sich je nach Fahrer, Fahrzeug, Streckenführung und Grip. Grundsätzlich sollte versucht werden ein zu starkes Pulsieren des Gaspedals zu vermeiden, da man dadurch ungewollte Schwingungen erzeugt.

2.5 Längsbeschleunigung *Longitudinal Acceleration*

Die Längsbeschleunigung steht in direktem Zusammenhang mit der Geschwindigkeit und ist ihre Steigung. Physikalisch betrachtet wird der Geschwindigkeitsvektor nach der Zeit abgeleitet, (2.6).

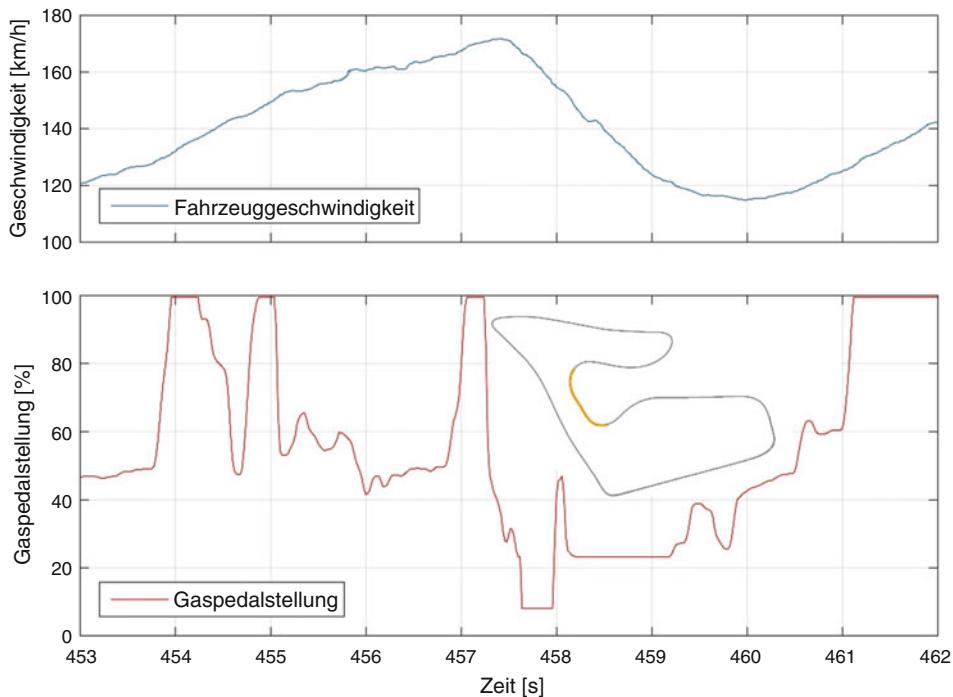


Abb. 2.21 Beispiel für Lupfen an einem Streckenabschnitt am Red Bull Ring (orange). Die Fahrzeuggeschwindigkeit und das zugehörige Gaspedalstellungssignal sind dargestellt (der Kurs wird im Uhrzeigersinn befahren)

$$\boldsymbol{a} = \frac{d\boldsymbol{v}}{dt} \quad (2.6)$$

a Fahrzeugbeschleunigungsvektor, m/s^2

v Fahrzeuggeschwindigkeitsvektor, m/s

t Zeit, s

Dieser Beschleunigungsvektor kann in eine zur gefahrenen Bahn tangentialen und normalen Komponente zerlegt werden. Von diesen zwei Komponenten ist die Rede, wenn man von Längs- und Querbeschleunigung spricht. Vereinfacht man die Betrachtung auf eine Gerade, bei der nur eine Längsbeschleunigung vorliegt, vereinfacht sich (2.6) zu (2.7).

$$a_x = \frac{dv_v}{dt} \quad (2.7)$$

a_x Längsbeschleunigung, m/s^2

v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

t Zeit, s

Die Einheit der Beschleunigung ist m/s^2 , wird im Motorsport aber meist in g angegeben. Der Beschleunigungswert in m/s^2 wird durch den Zahlenwert 9,81 dividiert, also auf die Erdbeschleunigung g bezogen. Verfügt das Fahrzeug über keinen Sensor, der die longitudinale Beschleunigung aufzeichnet, ist es möglich, diese durch die Ableitung des Geschwindigkeitssignals zu errechnen. Bei der Verwendung eines Beschleunigungssensors ist es notwendig das Rohsignal zu filtern, Abb. 2.22. Verwendet man zeitbasierte Filter, wie den gleitenden Mittelwert, spielt die Breite des Zeitfensters eine entscheidende Rolle. Vergleicht man das Rohsignal (Abb. 2.22 oben) mit den verschiedenen Filterzeiten ist zu erkennen, dass mit steigender Fensterbreite das Signal stärker geglättet wird. Ziel bei der Anwendung des Filters muss es sein, dass unerwünschte Frequenzen, beispielsweise Anregung durch Motorvibration oder hochfrequente Radaufregungen rausgefiltert werden, ohne die Grundform des Signals zu stark zu verändern. Vergleicht man die Maximal- und Minimalwerte (Abb. 2.22) für die Filter, ist die Auswirkung deutlich zu erkennen, Tab. 2.3.

Die Abweichung zwischen dem Rohsignal und dem gefilterten Signal beträgt über 15 %. Um die wahre Beschleunigung annähern zu können, bietet sich die Ableitung mit

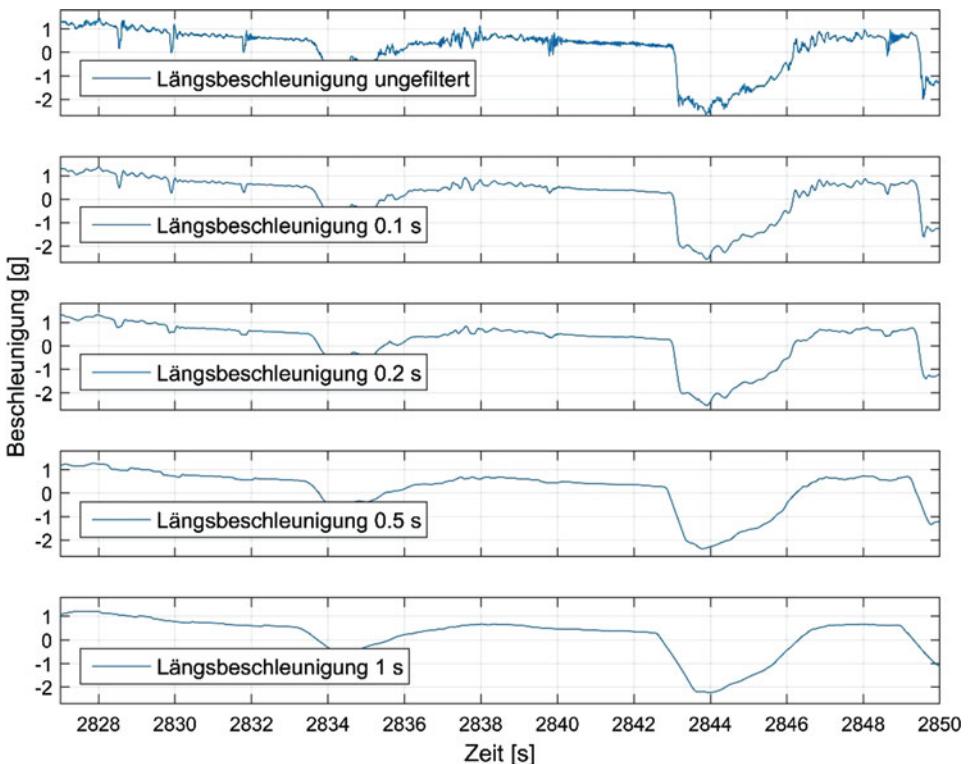


Abb. 2.22 Rohsignal der Längsbeschleunigung und entsprechend gefilterte Längsbeschleunigungen mit verschiedenen Filterzeiten

Tab. 2.3 Vergleichswerte durch verschiedene Filterzeiten eines Beschleunigungssignals

Filterzeit	$a_{X,\max} [g]$	$a_{X,\min} [g]$
–	1,45	-2,66
0,1 s	1,36	-2,57
0,2 s	1,31	-2,51
0,5 s	1,27	-2,37
1 s	1,22	-2,24

$a_{X,\max}$: Maximale Längsbeschleunigung des Fahrzeugs in dem betrachteten Streckenabschnitt

$a_{X,\min}$: Minimale Längsbeschleunigung des Fahrzeugs in dem betrachteten Streckenabschnitt

dem Geschwindigkeitssignal an. Um einen guten Startwert für eine Filterzeit zu ermitteln, ist es möglich, eine Frequenzanalyse des Signals (beispielsweise FFT) durchzuführen.

Hat man diese Möglichkeit nicht, kennt aber die ungefähre Störfrequenz, reicht auch diese Überlegung. Stellt man sich einen Viertaktmotor mit einer Motordrehzahl von 6000 min^{-1} vor, würde das bedeuten, dass dieser 50 Mal pro Sekunde zündet und eine Beeinflussung des Beschleunigungsmessers verursacht. Geht man davon aus, dass eine minimale Motordrehzahl im Rennbetrieb 3000 min^{-1} ist, würden Störfrequenzen bis 25 Hz auftreten. Der Filter sollte somit die Amplituden der Frequenzen über diesen Wert reduzieren, nimmt man den Kehrwert dieser Frequenz, erhält man die minimale Filterzeit mit 0,04 s. Aufgrund dessen, dass die gewählte Filtercharakteristik nicht sehr scharf ist (Frequenzen über der Grenzfrequenz werden nur gedämpft), wird die Filterzeit von 0,04 s für das weitere Vorgehen in diesem Kapitel auf 0,2 s (5 Hz) erhöht.

Wird das Fahrzeug entlang einer Geraden beschleunigt, ergibt sich die Form einer Exponentialfunktion, vgl. Abb. 2.23. Grund dafür ist der Luftwiderstand, der quadratisch mit der Geschwindigkeit zunimmt. Wird die maximale Geschwindigkeit des Fahrzeugs erreicht, wird die Längsbeschleunigung null. Ist die Datenaufzeichnungsrate entsprechend hoch, ist es möglich, die kurzen Längsbeschleunigungsverluste des Signals während des Schaltvorganges zu erkennen. In Abb. 2.23 wird dies durch den Vergleich mit dem Drehzahlsignal ersichtlich. 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 [7]. Für das gezeigte Beispiel dauert der Schaltvorgang 0,2 s und verursacht einen Längsbeschleunigungsverlust von $0,02 \text{ g}$. Ist eine Anomalie im Datenlog zu erkennen, beispielsweise, dass die Längsbeschleunigung sich mit zunehmender Geschwindigkeit erhöht, kann es mehrere Ursachen dafür geben. Eine Möglichkeit ist ein Gefälle, eine weitere wäre ein vorausfahrendes Fahrzeug, welches Windschatten bietet, vgl. Abb. 2.23 Bereich um 2860 s.

Bremsen Braking. Wird das Fahrzeug gebremst, ergibt sich eine negative longitudinale Beschleunigung, welche proportional zur Bremskraft des Fahrers ist. Bremst der Fahrer bei langsamen Geschwindigkeiten, kann der Einfluss des aerodynamischen Abtriebs bei einem Fahrzeug mit geringen aerodynamischen Maßnahmen vernachlässigt werden.

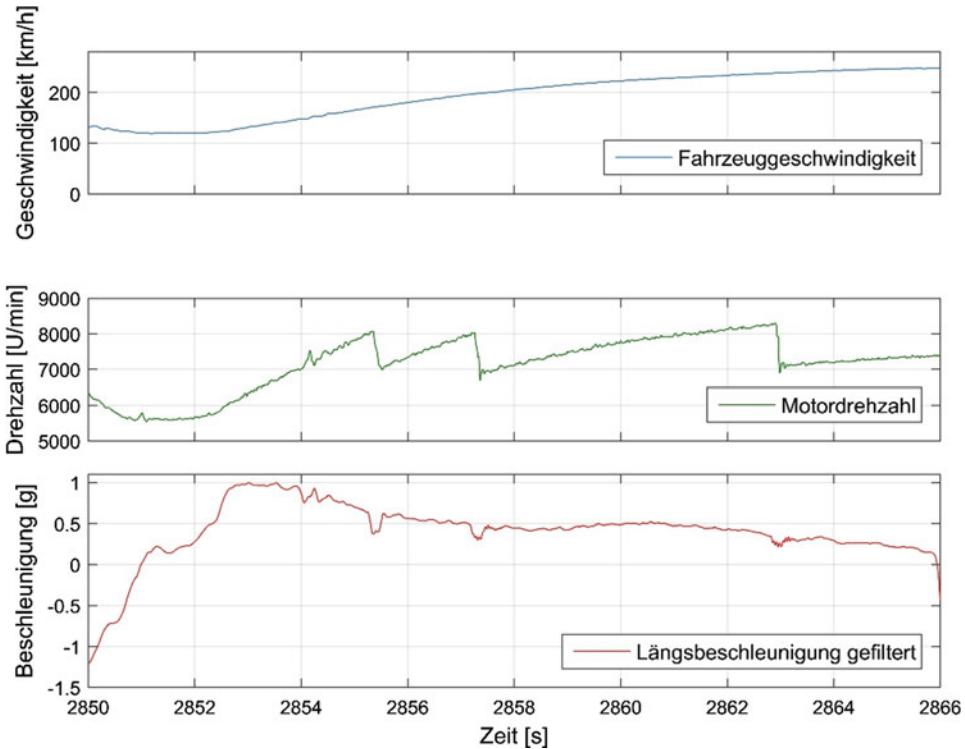


Abb. 2.23 Gefiltertes Längsbeschleunigungssignal (rot) einer Geraden

Der ideale Bremsverlauf hat in diesem Fall die Form eines Plateaus. In Abb. 2.24 ist ein Beispiel eines solchen Plateaus zwischen 655 s und 660 s dargestellt. Die maximale Verzögerung in dieser Bremszone liegt bei $1,2 \text{ g}$.

Ein Bremsvorgang bei höheren Geschwindigkeiten und einem Fahrzeug mit sehr viel Abtrieb wird im Datenschrieb, verglichen mit dem Bremsen bei niedrigeren Geschwindigkeiten, sehr spitz verlaufen. Es ist aufgrund des erhöhten Grips, welcher durch den höheren Abtrieb zustande kommt, möglich, aggressiver zu bremsen. Mit abnehmender Geschwindigkeit nimmt auch die maximal übertragbare Längsbeschleunigung ab. In Abb. 2.25 ist der Messschrieb eines Formel Fahrzeuges für Bremsen bei hohen Geschwindigkeiten dargestellt. Die Auswirkung des Abtriebs ist dadurch zu erkennen, dass mit steigender Geschwindigkeit die Verzögerung des Fahrzeugs zunimmt. Die größte Verzögerung wird bei einer Geschwindigkeit von 246 km/h mit $2,8 \text{ g}$ erzeugt (Bereich nach 370 s).

Die Bremsverzögerung sollte 95 % der maximalen Querbeschleunigung erreichen, wobei für Fahrzeuge mit Frontmotor 2 % abgezogen und für Heckmotorisierungen 2 % addiert werden können [8].

Zum Vergleich des Bremspunkts zwischen zwei Runden oder Fahrern ist die Längsbeschleunigung verglichen mit der Geschwindigkeit besser geeignet, da aufgrund der

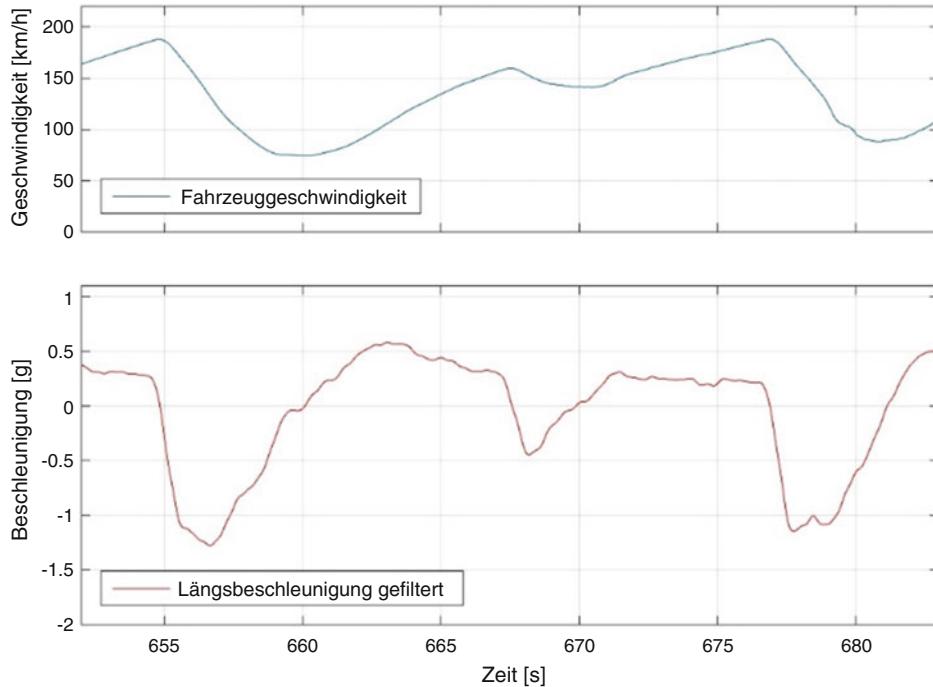


Abb. 2.24 Geschwindigkeit (blau) und gefiltertes Längsbeschleunigungssignal (rot) mehrerer Bremsvorgänge bei niedrigeren Geschwindigkeiten

größeren Steigung das genaue Bestimmen, wann der Fahrer bremst, deutlicher erkennbar ist, Abb. 2.26. Zu sehen ist das Anbremsen nach der Start-Ziel Geraden auf der Nürburgring GP-Strecke. Vergleicht man die Beschleunigungssignale miteinander, ist der zeitliche Unterschied 0,3 s (19,5 m), die Fahrer 1 später als Fahrer 2 bremst.

Die Gründe, warum die Rundenzeiten in Qualifyings besser sind, liegen in den optimaleren Bedingungen im Vergleich zum Rennen. Reduziertes Gewicht durch einen nicht vollen Tank sowie ein neuer Reifensatz erlauben einen späteren Bremspunkt, was sich direkt auf die Rundenzeit auswirkt.

2.6 Querbeschleunigung *Lateral Acceleration*

Die Querbeschleunigung ist ein Maß für die Dynamik des Fahrzeuges in Kurven. Physikalisch betrachtet handelt es sich um die Beschleunigungskomponente, die normal zur durchfahrenen Bahn auftritt. Vereinfacht man die Betrachtung für eine Kurve mit konstantem Radius und einer verschwindend kleinen Längsbeschleunigung, ein Fahrzustand wie er beispielsweise im Scheitelpunkt einer Kurve auftritt, reduziert sich (2.6) zu (2.8).

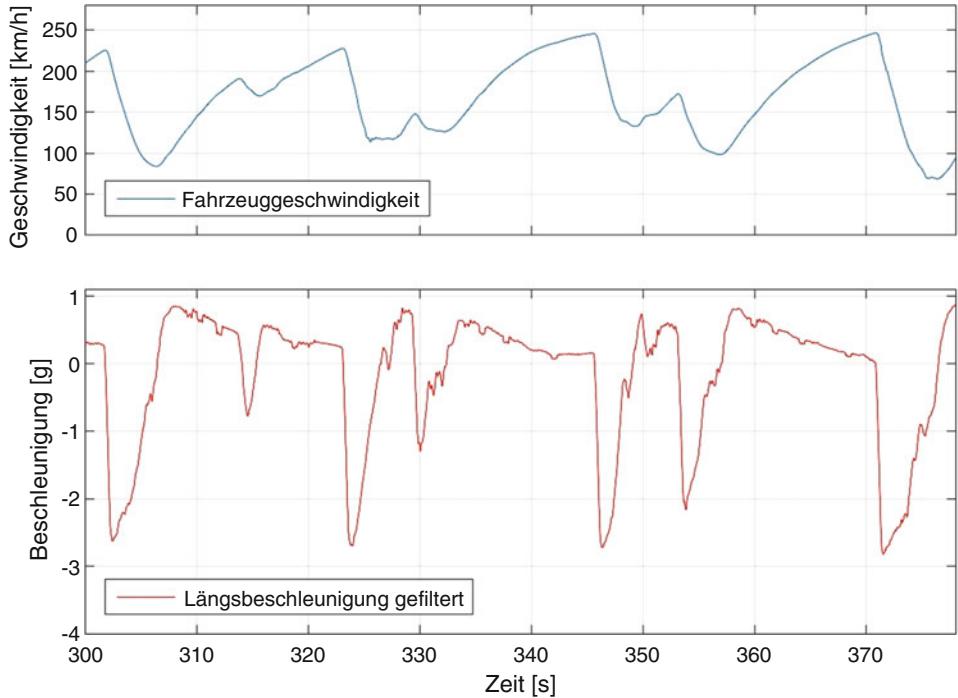


Abb. 2.25 Datenauszug eines Formel Fahrzeuges. Geschwindigkeitssignal (blau) und gefiltertes Längsbeschleunigungssignal (rot) mehrerer Bremsvorgänge bei hohen Geschwindigkeiten

$$a_y = \frac{v_v^2}{R} \quad (2.8)$$

- a_y Querbeschleunigung, m/s^2
- v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s
- R Bahnradius, m

Je höher die Querbeschleunigung in einer bestimmten Kurve ist, desto schneller wird diese durchfahren. Die Querbeschleunigung isoliert zu betrachten gibt sehr wenig Aufschluss, da eine reduzierte Querbeschleunigung mehrere Gründe haben kann. Einerseits ist es beispielsweise möglich, dass sich die Streckenbeschaffenheit ändert oder der Reifen abbaut, anderseits kann ein erhöhter Lenkeinschlag die Ursache sein. Das Querbeschleunigungssignal wird in Kombination mit der Geschwindigkeit zur Generierung des Streckenverlaufs bei nicht vorhandenem GPS-Signal verwendet. Ergänzt man die beiden Signale mit dem Lenkwinkel, ist eine Erkennung von Unter- und Übersteuern möglich.

Abb. 2.27 zeigt den Messschrieb von Geschwindigkeit und Querbeschleunigung einer Runde am Red Bull Ring. Für dieses Fahrzeug ist die Querbeschleunigung in einer

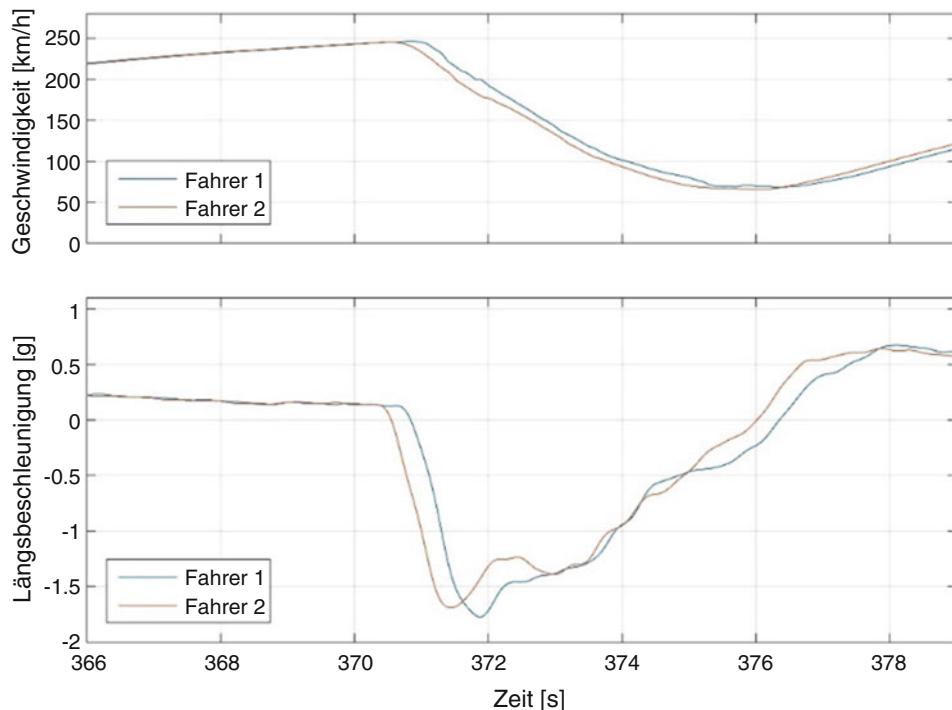


Abb. 2.26 Vergleich der Bremspunkte zwischen 2 Fahrern. Im Beschleunigungssignal (unten) sind die Bremspunkte der Fahrer deutlich ersichtlich

Rechtskurve positiv und in einer Linkskurve negativ. Bezuglich der Richtung, was positiv oder negativ ist, kann man sich frei entscheiden, zumindest sollte man dann den Lenkwinkel für die gleiche Richtung mit dem gleichen Vorzeichen versehen. Zählt man die Ausschläge des Beschleunigungssignals über einem g , ergibt sich entsprechend die Anzahl und Art der Kurven des Red Bull Rings (7 rechts, 2 links). Die maximal erreichte Querbeschleunigung mit diesem Fahrzeug beträgt 1,6 g . Exemplarisch ist ein Beispiel für einen Einlenkpunkt eingezeichnet. Geht man davon aus, dass ein Fahrzeug auf einer Geraden (Querbeschleunigung ist null) in Richtung einer Kurve fährt, ist der Einlenkpunkt der, bei dem sich eine Querbeschleunigung aufbaut. Je nach Streckenführung kann der Einlenkpunkt auch bei einer bestehenden Querbeschleunigung sein (Doppelscheitelkurve).

Eine weitere Möglichkeit zur Verwendung des Querbeschleunigungssignals liegt in der Basissetupfindung von Reifendruck und Fahrwerksgeometrieeinstellungen. Am besten eignet sich dafür eine Kreisfahrt mit konstantem Radius *Skid Pad*, bei der Änderungen des Set-ups miteinander verglichen werden. Dabei gilt es die Streckenbeschaffenheit, Reifentemperatur und den Reifenverschleiß zu beobachten, welche auch Einfluss auf die Querbeschleunigung haben und somit zu falschen Schlüssen führen können.

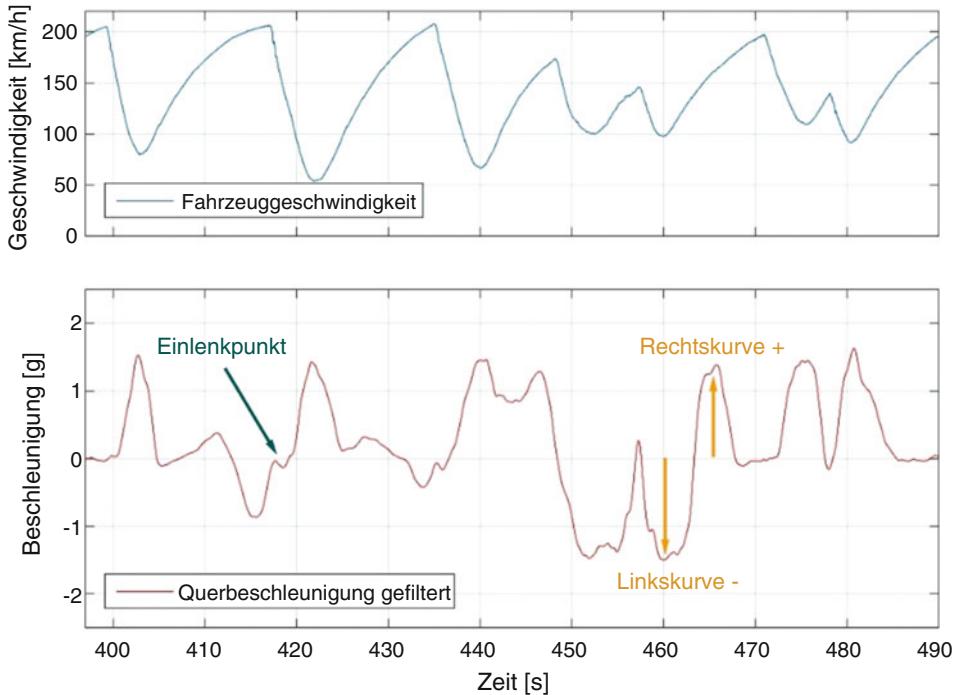


Abb. 2.27 Beispiel für einen Geschwindigkeits- und Querbeschleunigungslog einer Runde am Red Bull Ring

Tab. 2.4 Zielwerte der Querbeschleunigung bei Vollast [5]

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

Es existieren auch Erfahrungswerte für fahrbare Beschleunigungsmanöver aus einer Kurve, also während die Querbeschleunigung abgebaut wird, Tab. 2.4. 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 [8] wird von ca. 0,75 g ($7,4 \text{ m/s}^2$) über 0,4 s berichtet.

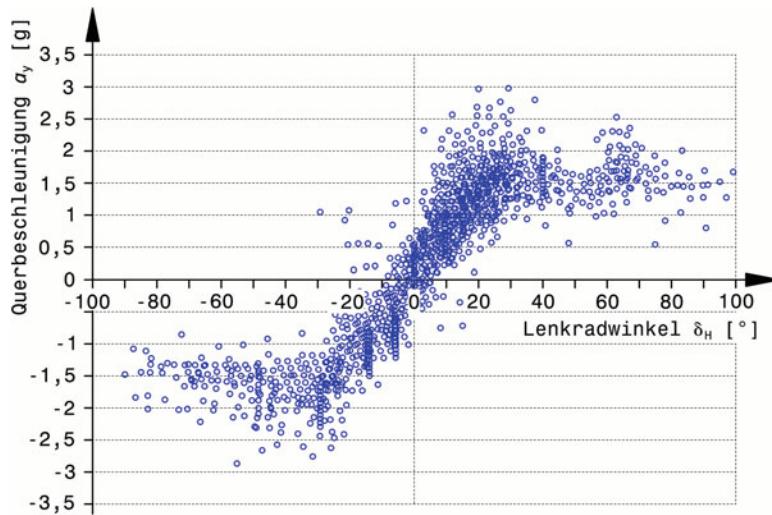


Abb. 2.28 Auswertung Querbeschleunigung über Lenkwinkel, nach [9]

Querbeschleunigungen über dem Lenkwinkel aufgetragen, bilden einen S-förmigen Verlauf der Punkteschar, Abb. 2.28. Ein solches Diagramm zeigt, bei welchen Lenkwinkeln der Fahrer den optimalen Schräglauwinkel der Reifen erzielt hat bzw. wo er diesen über- oder unterschritten hat. Im gezeigten Fall erreicht die Querbeschleunigung bei etwa 20° 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.

2.7 Kombinierte Beschleunigung *Combined Acceleration*

Ein Rennfahrzeug hat aufgrund der Streckenführung in der Regel in den meisten Punkten keine reine Längs- oder Querbeschleunigung. Betrachtet man exemplarisch eine Rechtskurve (Abb. 2.29), kann diese in mehrere Phasen eingeteilt werden:

Phase 1–2: Bremsen auf der Geraden mit maximaler Bremsverzögerung a_x .

Phase 2–3: Kurveneingang, Einlenken. Die Bremsverzögerung a_x wird zugunsten der aufzubauenden Querbeschleunigung a_y zurückgenommen, gleichzeitig wird der Lenkeinschlag vergrößert.

Phase 3–5: Konstantfahrt durch Kurvenscheitel. Der volle Lenkeinschlag ist erreicht. Die Querbeschleunigung a_y erreicht ihr Maximum.

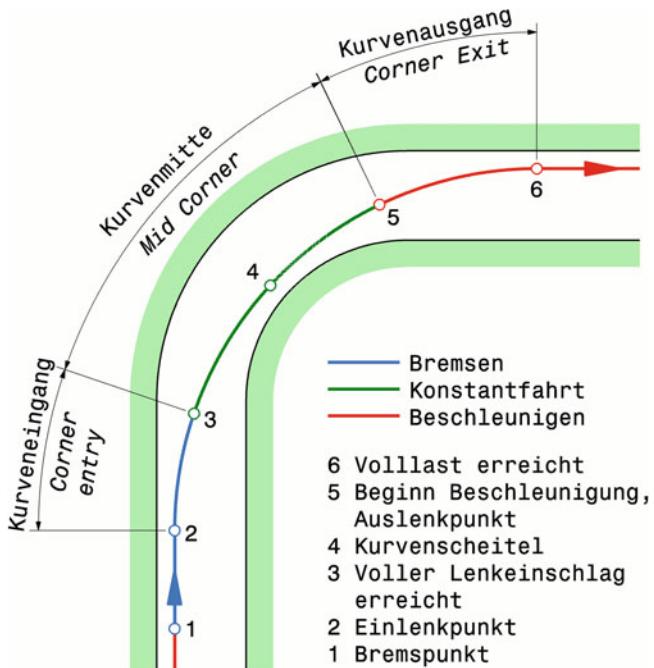


Abb. 2.29 Phasen einer Kurvenfahrt am Beispiel Rechtskurve. Die Kurvensequenz beginnt mit der maximalen Verzögerung auf der Geraden ab dem Bremspunkt (1). Dann folgt das Einlenken auf der Bremse (2–3) mit kombinierten Abbau der Verzögerung und Aufbau der Querbeschleunigung. In Kurvenmitte (4) erfolgt 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 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.

Das Ziel einer solchen typischen Kurvenfahrt kann auch in einem g-g-Diagramm *traction circle* verfolgt werden, Abb. 2.30. In diesem Diagramm wird die Längsbeschleunigung über der Querbeschleunigung dargestellt. Der Fahrer versucht stets mit maximaler Beschleunigung zu fahren, also im Grenzbereich, der von den Reifen in Kombination mit aerodynamischem Abtrieb aufgespannt wird.

Im praktischen Rennbetrieb wird es nicht möglich sein, stets am theoretischen Traktionslimit zu fahren. Werden die Messwerte aus einem Datenlog für die Darstellung des g-g-Diagramms verwendet, ergibt sich je nach Strecke und Fahrer eine bestimmte Ausprägung der Form. Ein Beispiel eines solchen Diagramms aus Messwerten sieht man in Abb. 2.31. Mit dieser Darstellung wird sichtbar, wie weit Fahrer und Fahrzeug das Reifenpotential ausschöpfen. Die theoretisch mögliche Einhüllende stellt nämlich das Rei-

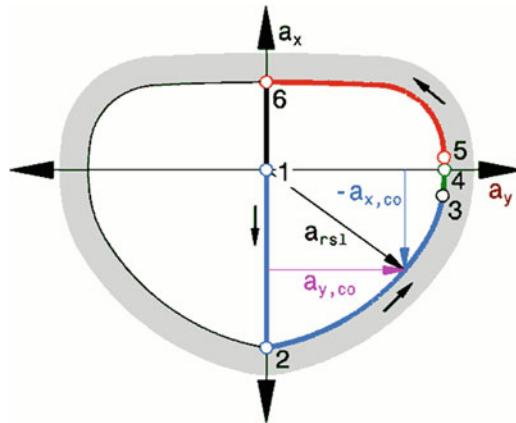


Abb. 2.30 Phasen einer Kurvenfahrt im g-g-Diagramm. Der Fahrer versucht ständig im Grenzbereich (grau) zu fahren. Maximale Beschleunigung a_x auf der Geraden (6); größtmögliche Verzögerung $-a_x$ vor Kurve (2); Einlenken auf der Bremse (2–3), sodass die resultierende Beschleunigung a_{rsl} das Reifenpotential ausschöpft; maximale Querbeschleunigung a_y in Kurvenmitte (4); Auslenken kombiniert mit Geschwindigkeitsaufbau (5–6). Durch Luftkräfte (Abtrieb) verändert sich der Grenzbereich mit der Geschwindigkeit

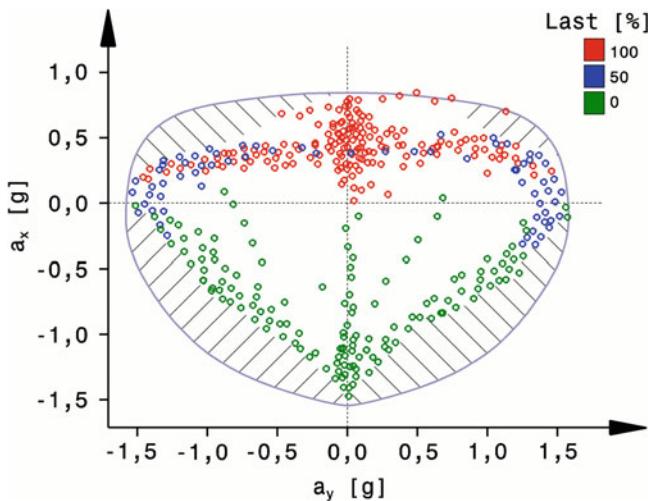


Abb. 2.31 Beispiel eines g-g-Diagramms gebildet aus Messwerten. Die Längsbeschleunigungen a_x sind über den Querbeschleunigungen a_y aufgetragen. Die graue Kurve stellt den nutzbaren Bereich der Reifen dar. Die schraffierten Flächen sind somit jene Bereiche, die vom Fahrer nicht ausgenutzt wurden. Zusätzlich ist mit Farbe die Information der Fahrpedalstellung (Last) eingetragen

funktionenfeld dar, vgl. Abb. 3.25 und Band 3 Abb. 1.56. 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. Gleichermaßen gilt für den linken bzw. rechten oberen Bereich des Diagramms, was das Herausbeschleunigen aus der Kurve darstellt. Das Ziel jedes Fahrers wird es also sein – abgesehen von Ausnahmen durch die Fahrlinie – möglichst auf dieser Traktionsgrenze („Kamm’scher Kreis“) zu fahren.

Verwendet man zusätzlich zu den Beschleunigungen noch die Geschwindigkeit, erhält man ein sogenanntes g-g-v-Diagramm, Abb. 2.32. Die höchsten Geschwindigkeiten werden im Bereich niedriger Querbeschleunigung und niedriger positiver Längsbeschleunigung (hoher Luftwiderstand) als auch hoher negativer Längsbeschleunigung (Anbremsen nach einer Geraden) erreicht. Die Strecke des oberen Diagramms besteht aus einer Kombination einfacher Kurven und Geradenabfolgen, es ähnelt dem Beispiel aus Abb. 2.31. Die rechte Seite des Diagramms (Abb. 2.32, oben) ist stärker ausgeprägt als die linke, da der Kurs mehr Rechts- als Linkskurven aufweist. Die Datenpunkte der zweiten Strecke (Abb. 2.32, unten) sind aufgrund der komplexeren Streckenelemente wie Kehren oder Doppelscheitelkurven entsprechend gleichmäßiger verteilt.

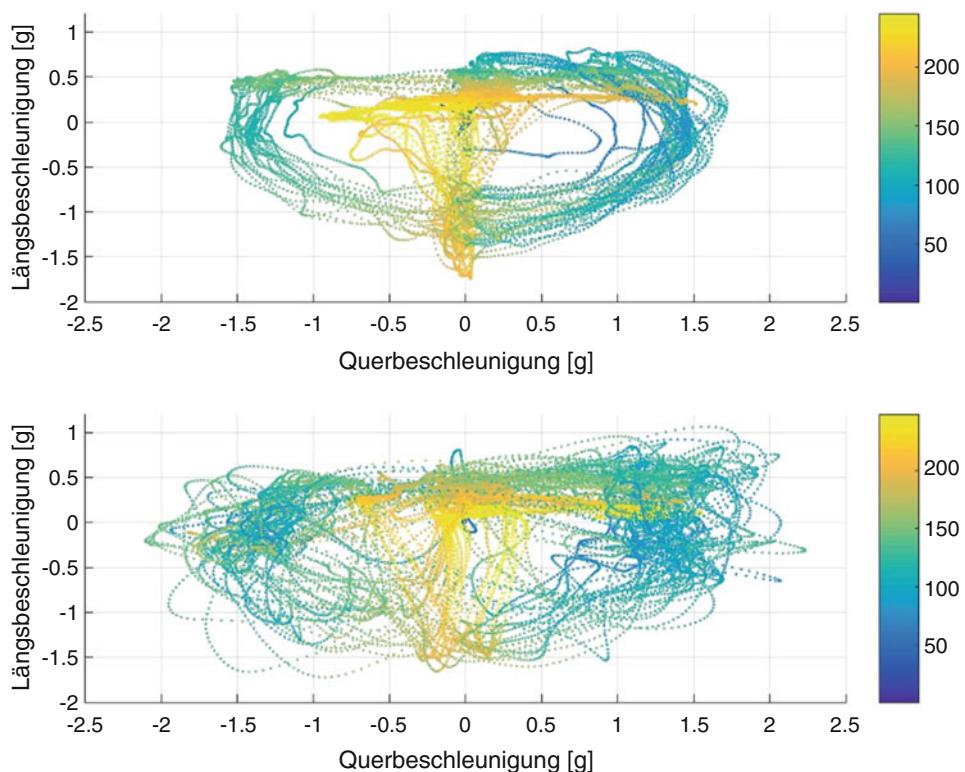


Abb. 2.32 g-g-v Diagramm für zwei verschiedene Strecken (Red Bull Ring oben, Nürburgring GP unten) Die Geschwindigkeitswerte sind farblich hinterlegt

2.8 Lenkradwinkel *Steering Wheel Angle*

Der Lenkradwinkel ist der Winkel, um den das Lenkrad beim Lenken gedreht wird. Im Gegensatz dazu spricht man vom Lenkwinkel *steered angle* eines Rades, was dem Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und der Richtung, in der das Rad zeigt, entspricht. Ein Unterschied zwischen diesen Winkeln ist die Lenkübersetzung. Diese liegt im Formelsport im Bereich von 9 bis 12:1 [10, 11]. Der Lenkwinkel hängt zusätzlich von der statischen Spureinstellung, dem Ackermannverhältnis und der dynamischen Spuränderung ab.

Lenkt ein Fahrzeug in eine Kurve, verlagert sich die Radlast vom kurveninneren Rad zum kurvenäußerem. Je nach Querbeschleunigung und Fahrzeugkinematik kann das ganze Gewicht einer Achse auf diesem Rad lasten, besonders für diesen Fall wird ersichtlich, dass das kurvenäußere Rad die entscheidende Rolle spielt.

Für die Datenanalyse empfiehlt es sich jeweils den kurvenäußeren Lenkwinkel zu verwenden. Dieser kann entweder statisch vermessen oder mit Hilfe des Lenkradwinkels und der Kinematik berechnet werden. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels wird dennoch mit dem Lenkradwinkel gearbeitet, um einerseits Hobbyrenntteams, welche über keine genaue Vermessung der Kinematik verfügen, eine Möglichkeit zur Datenanalyse geben zu können und anderseits nur mit den am Anfang dieses Kapitels beschriebenen Sensoren zu arbeiten.

Eine Möglichkeit den Lenkradwinkel zur Analyse zu verwenden ist der Vergleich des Einlenkpunktes zwischen verschiedenen Runden oder Fahrern. Der Einlenkpunkt ist der Punkt, an dem das Lenkradwinkelsignal vor einer Kurve von einem Wert um 0° nach oben oder unten ausschlägt. Nach diesem Punkt sollte der Verlauf auf drei verschiedene Kriterien untersucht werden: Lenkradwinkelgradient (Steigung des Lenkradwinkelsignals) für Einlenken, maximaler Lenkradwinkel und Lenkradwinkelgradient für Auslenken. Betrachtet man die zuvor genannten Kriterien in Abb. 2.33 ist zu erkennen, dass Fahrer 1 etwas früher einlenkt, vor allem aber sanfter (Lenkwinkelgradient niedriger). Der maximale Lenkradwinkel (1197°) von Fahrer 2 ist höher, was auf einen engeren Kurvenradius schließen lässt, vgl. Abb. 2.34. Die Steigungen beim Auslenken unterscheiden sich in diesem Beispiel nicht sonderlich.

Der Lenkwinkelgradient beim Einlenken ist ein Maß für die Sicherheit des Fahrers. Ist dieser Wert zu hoch, wurde höchstwahrscheinlich der Einlenkpunkt vom Fahrer verpasst. Dies kann entweder aufgrund zu wenig Grips oder Bremsleistung auftreten aber auch ein Fahrfehler sein. Der Maximalwert des Lenkwinkels und die dazugehörige Geschwindigkeit gibt Aufschluss über den gefahrenen Kurvenradius und dient damit zur Auswertung der gewählten Linie. Der Lenkwinkelgradient am Kurvenausgang gibt einerseits Aufschluss über den Reifenzustand beziehungsweise die Feinfühligkeit des Fahrers am Gas. Tritt dieser beispielsweise zu aggressiv auf das Gaspedal, wird man das in einer sehr schnellen Änderung des Lenkwinkels (Korrektur des Fahrers), zum Verhindern eines ungewollten Übersteuerns, erkennen.

Fahrzustände

Grundsätzlich wird in der Fahrdynamik zwischen verschiedenen Fahrzuständen unterschieden, Abb. 2.35. Die Aufteilung variiert je nach Literatur. Die bekanntesten

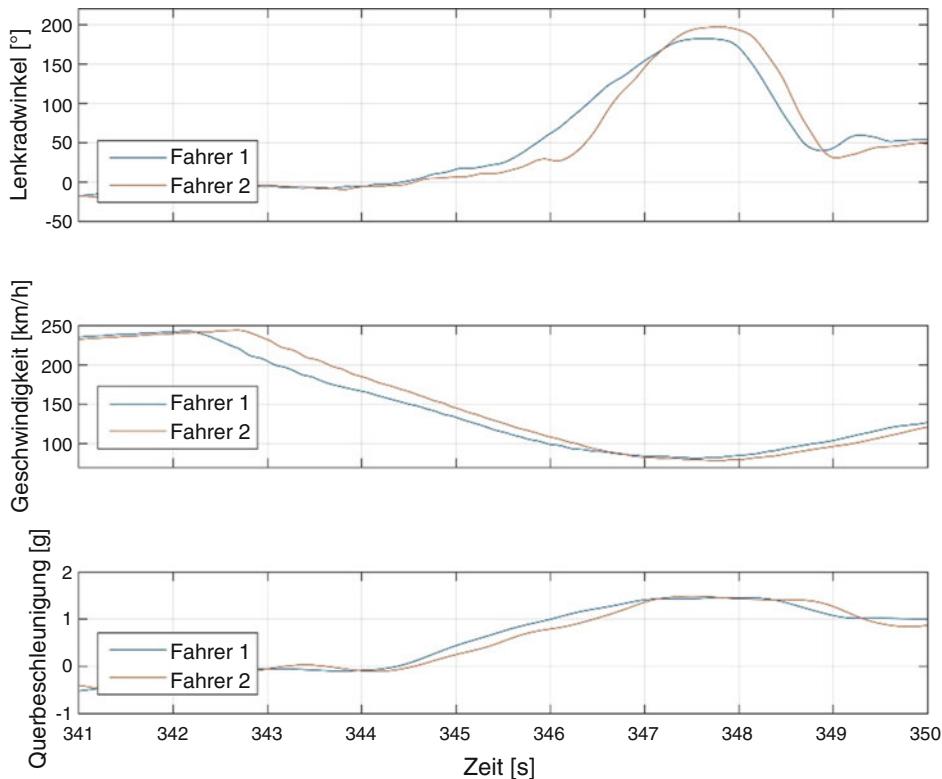


Abb. 2.33 Lenkradwinkel-, Geschwindigkeit und Querbeschleunigungssignal von zwei verschiedenen Fahrern. Der Zusammenhang zwischen Querbeschleunigung und Lenkradwinkel sind gut erkennbar

Fahrzustände sind Übersteuern und Untersteuern. Eine recht anschauliche Beschreibung lieferte Rallye-Legende Walter Röhrl mit der Aussage:

„Wenn den Baum siehst, in den du rein fährst, hast Untersteuern. Wenn ihn nur hörst, hast Übersteuern“

Technisch ausgedrückt bedeutet Untersteuern (1), dass das Fahrzeug einen größeren Bahnradius als den vom Fahrer vorgegebenen beschreitet.² Beim Übersteuern (3) ist das Gegenteil der Fall, durch ein Eindrehen des Fahrzeuges zum Kurvenmittelpunkt, wird ein

²Genaueres siehe Abschn. 6 2.4 Fahrversuch.

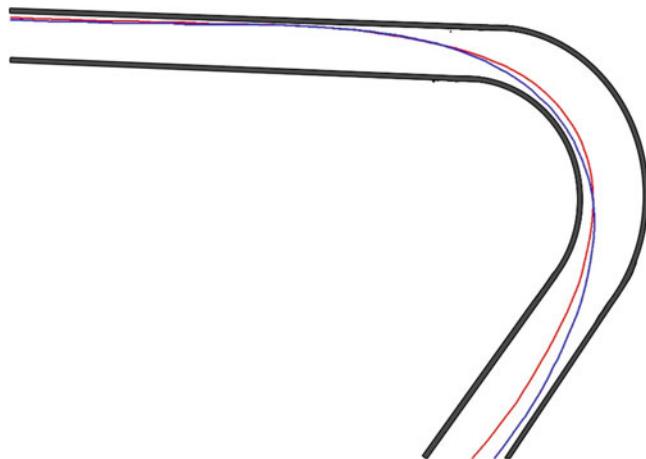


Abb. 2.34 Streckenabschnitt des dargestellten Messschreibs. Die rote Linie zeigt einen spitzen Verlauf, was auf einen späteren Bremspunkt schließen lässt. Der Fahrer der blauen Fahrlinie versucht einen möglichst großen Radius zu fahren

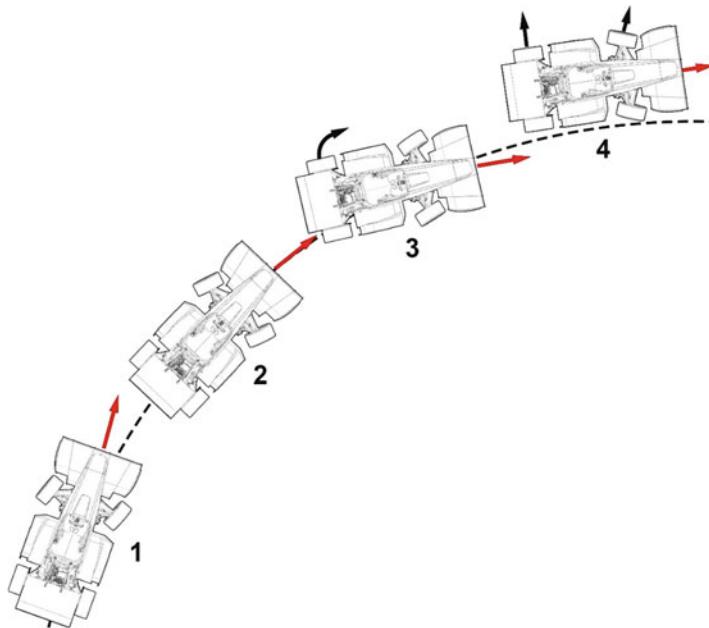


Abb. 2.35 Verschiedene Fahrzustände. 1 Untersteuern, 2 Ausbalanciert (neutral), 3 Übersteuern, 4 Drift

kleinerer Bahnradius durchfahren. Liegt weder Über- noch Untersteuern vor und das Fahrzeug folgt seinem Sollbahnradius, ist das Fahrzeug ausbalanciert (2). Ein extremer Fahrzustand, welcher besonders bei geringem Gripniveau auftritt, ist das Driften über vier Räder (4). Das Fahrzeug folgt grundsätzlich der gewünschten Richtung, allerdings ist es vom Sollbahnradius nahezu parallel verschoben.

Ein Anzeichen für Übersteuern ist grundsätzlich die kurze Verringerung des Lenkradwinkels in einer Kurvenfahrt. Dass sich dieser Zustand des Fahrzeugs negativ auf die Rundenzeit auswirkt, kann auch im Querbeschleunigungssignal wahrgenommen werden, Abb. 2.36. Die Korrektur durch das Lenkrad um 100° erfolgt im rechten Teil der Abbildung (zwischen 610 s und 615 s). Dieses Manöver vermindert auch für diese Zeit (0,7 s) die Querbeschleunigung um $0,2 \text{ g}$.

Die Hauptursache für ein übersteuerndes Fahrzeug ist eine zu hohe Gaspedalstellung für den jeweiligen Fahrzustand am Kurvenausgang. Eine Gaswegnahme würde in diesem Fall das Übersteuern aufgrund der Achslastverlagerung nach vorne weiter verschlechtern. Eine weitere Ursache für dieses Verhalten kann eine falsch ausgelegte Fahrzeugkinematik sein, bei der die Sturzänderungskurve genauer untersucht werden sollte.

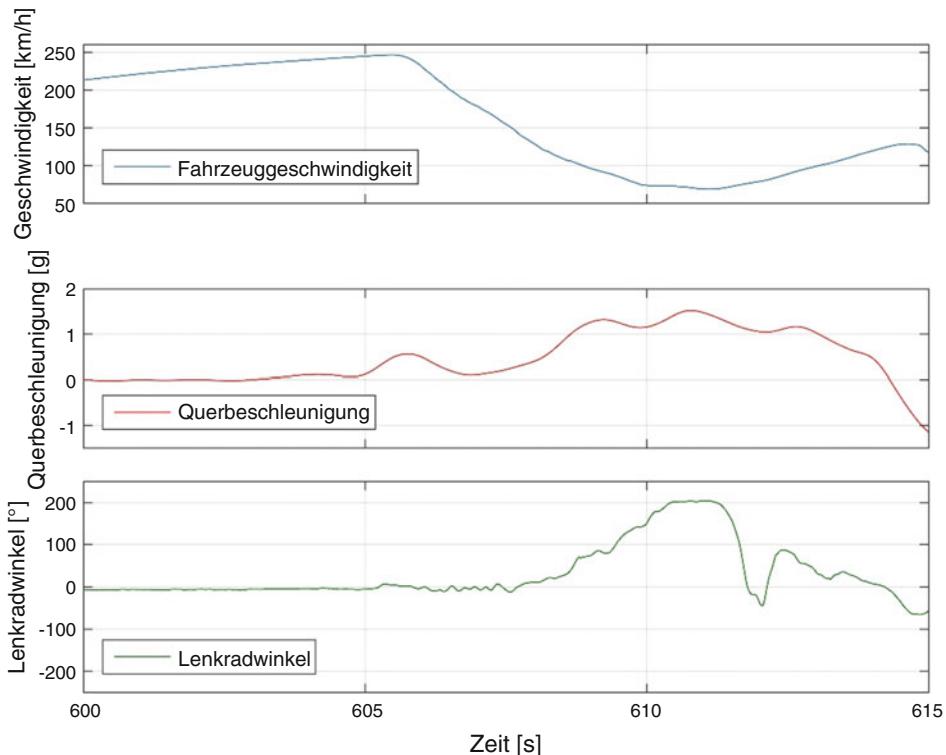


Abb. 2.36 Beispiel für Übersteuern am Kurvenausgang. Die Korrektur am Lenkrad beträgt 100°

Im Gegensatz zu Übersteuern kann Untersteuern nicht nur aufgrund des Lenkwinkels erkannt werden. Interpretiert man (2.11) für die Erhöhung des Lenkwinkels δ , muss sich auch die Querbeschleunigung, unter der Annahme gleichbleibender Geschwindigkeit, erhöhen. Ist dies nicht der Fall, ist die Ursache in den meisten Fällen ein untersteuerndes Fahrverhalten, Abb. 2.37.

Wichtig für spätere Setupänderungen ist die Position des Fahrzeuges innerhalb der Kurve – ob Eingang, Scheitel oder Ausgang – beim Untersteuern. Beispielsweise kann die Ursache für Untersteuern am Kurvenausgang ein Lastwechsel aufgrund einer gewünschten Längsbeschleunigung sein.

Datenanalysen helfen auch das Eigenlenkverhalten eines Wagens objektiv zu beurteilen. Die einfachste (wenngleich nicht exakte) Methode dafür bietet eine sogenannte Referenzrunde, bei der nicht das Traktionsmaximum des Reifens erreicht wird. 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

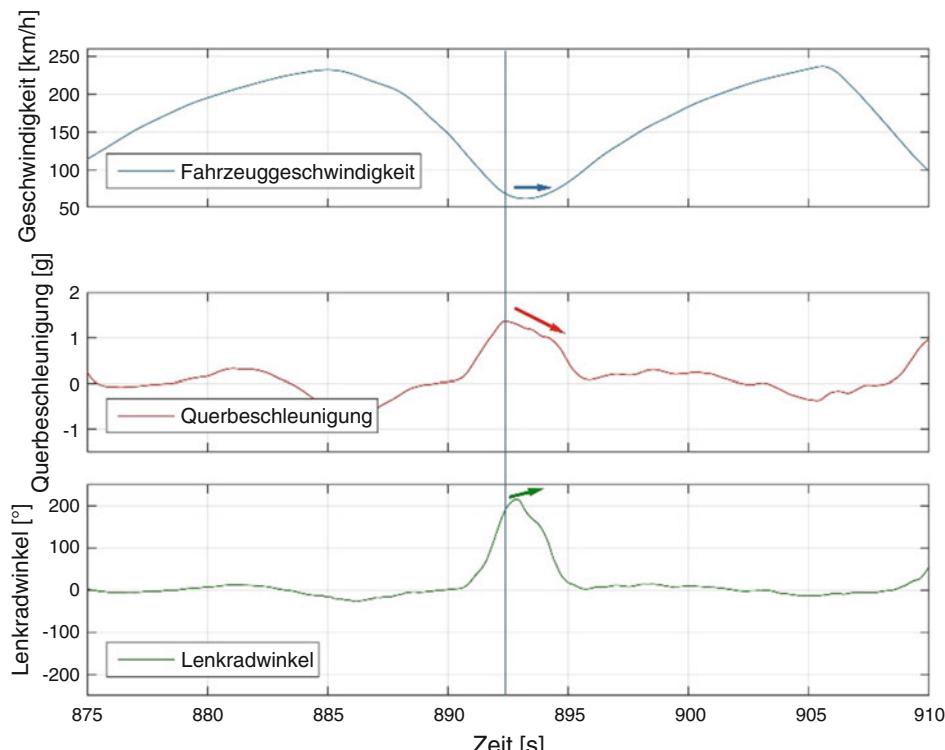


Abb. 2.37 Beispiel für ein leichtes Untersteuern zwischen Kurveneingang und Scheitel am Kurvenausgang. Trotz steigendem Lenkradwinkel sinkt die Querbeschleunigung bei annähernd konstanter Geschwindigkeit

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. Abb. 2.38 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. 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.

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.

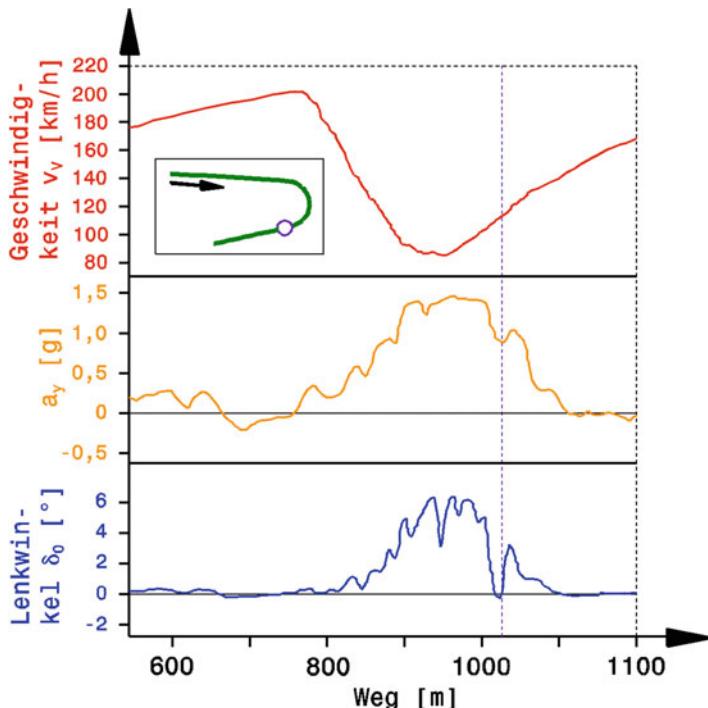


Abb. 2.38 Datenaufzeichnung mit typischem Übersteuern. Die Datenaufzeichnung beschreibt das Durchfahren einer 180° -Kehre (kleines Bild). Der Kreis im Streckenverlauf entspricht jener Stelle, an der im Datenschrieb die vertikale Bezugslinie steht (ca. 1000 m)

Der erforderliche Lenkwinkel einer Referenzrunde lässt sich auch trigonometrisch aus einem Einspurmodell des Fahrzeugs errechnen.³ Für diese Berechnung werden einige Vereinfachungen vorgenommen. In Abb. 2.39 sieht man den Übergang von einem Zweispurmodell (strichliert) zu einem Einspurmodell, das als Berechnungsgrundlage dient. Das kurveninnere und das kurvenäußere Rad einer Achse werden zu einem Rad zusammengefasst. Auf der Vorderachse ergibt sich somit ein mittlerer Lenkwinkel δ_m .

Das bedeutet, dass sämtliche einzelradspezifische Effekte, wie beispielsweise Spur, in der folgenden Berechnung nicht berücksichtigt werden und man von Abweichungen zum Messwert ausgehen kann. (2.9) stellt den geometrischen Zusammenhang zwischen Radstand l , Bahnradius R und Lenkwinkel dar [12].

$$\frac{l}{R} = \tan \delta_m \quad (2.9)$$

R Bahnradius, m

l Radstand, m

δ_m Mittlerer Lenkwinkel, °

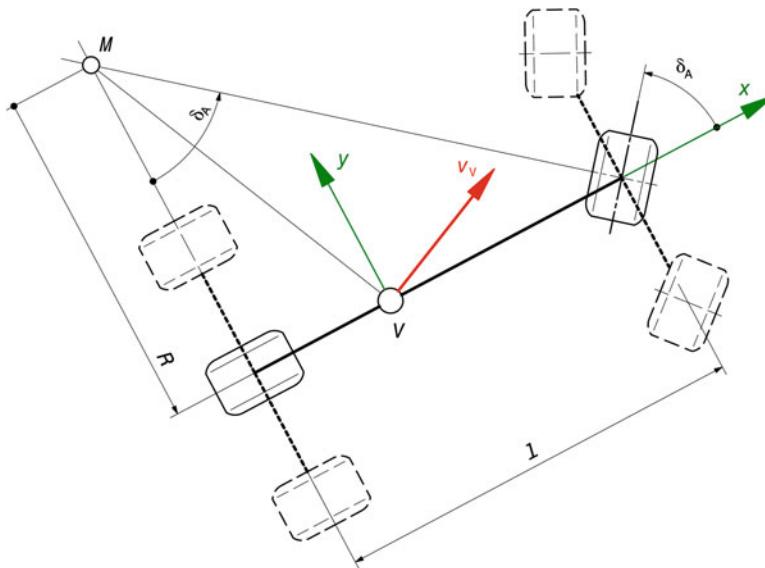


Abb. 2.39 Vereinfachung eines Zweispurmodells auf ein Einspurmodell. Die geometrische Beziehung zwischen Kurvenradius, Lenkwinkel und Radstand wird ersichtlich

³Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Band 4, Abschn. 5.2.1 *Lenkwinkel*.

Für den Bereich des Kurvenscheitels wird angenommen, dass die Längsbeschleunigung und die Änderung des Kurvenradius vernachlässigbar gering sind – man spricht von stationärer Kreisfahrt, (2.10).

$$R = \frac{v_v^2}{a_y} \quad (2.10)$$

R Bahnradius, m

v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

a_y Querbeschleunigung, m/s²

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. Kombiniert man (2.9) und (2.10) indem der Bahnradius R eliminiert wird, kann mithilfe der Lenkübersetzung auf den Lenkradwinkel geschlossen werden, (2.11).

$$\delta_H = i_s \cdot \tan^{-1} \left(\frac{a_y \cdot l}{v_v^2} \right) \quad (2.11)$$

δ_H Lenkradwinkel, °

i_s Kinematische Lenkübersetzung, -

a_y Querbeschleunigung, m/s²

l Radstand, m

v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

Da mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit die Schräglaufwinkel der Reifen ansteigen, wächst die Abweichung des kinematischen Lenkwinkels vom realen. Dies kann durch einen geschwindigkeitsabhängigen Faktor berücksichtigt werden, der erst ab einer Grenzgeschwindigkeit wirksam wird.

$$\delta_{dyn} = \delta_H \frac{v_V}{v_{V, lim}} \quad (2.12)$$

δ_{dyn} Dynamischer Lenkwinkel, °

v_V , Grenzgeschwindigkeit, m/s. Werte liegen je nach Fahrzeug und Strecke zwischen lim 18 und 36 m/s.

Unter der Grenzgeschwindigkeit bleibt der Lenkradwinkel nach (2.11) und über dieser Geschwindigkeit wird der Winkel nach (2.12) 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 Lenkradwinkels 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 für ein genaueres Ergebnis

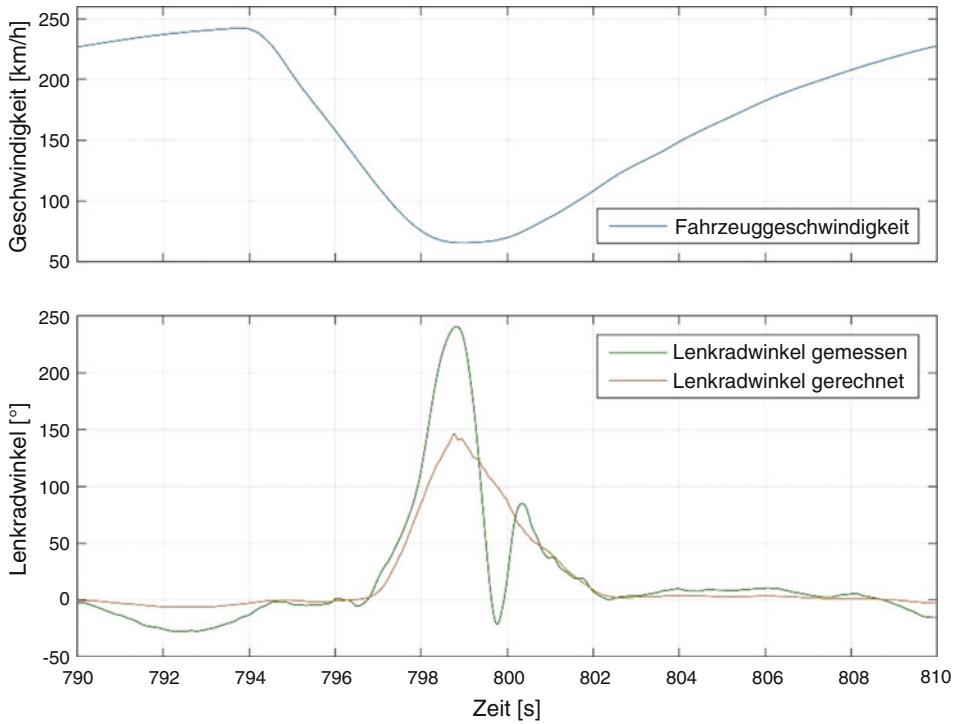


Abb. 2.40 Beispiel für Untersteuern im Kurvenscheitel. Der Fahrer lenkt weit mehr, als er für diese Kurve in diesem Fahrzustand müsste

an beiden Rädern ein Lenkwinkelsensor angebracht sein muss. Unter den denkbaren Methoden daraus einen Wert zu bilden ist die gängige, nur den Wert des jeweils kurvenäußersten Rads für den Vergleich heranzuziehen, weil dieses den Löwenanteil der Seitenführung übernimmt.

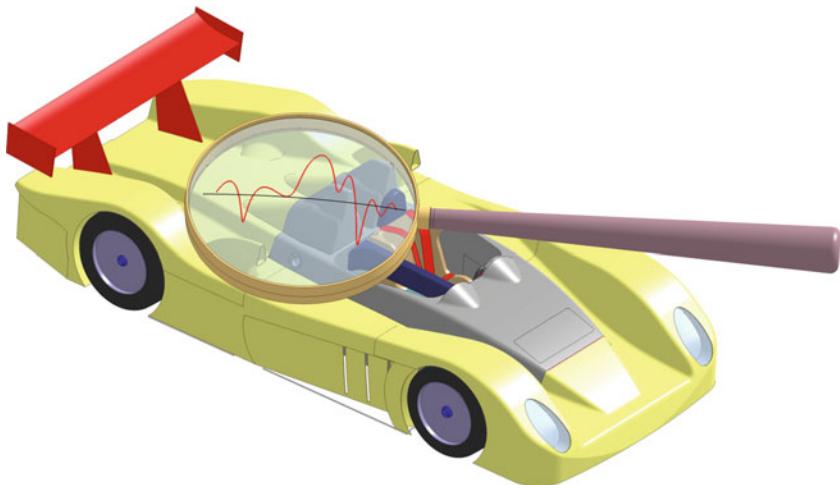
Abb. 2.40 zeigt ein Beispiel für ein untersteuerndes Fahrverhalten. Der berechnete Lenkradwinkel (orange) wird mit dem gemessenen Lenkradwinkel (grün) verglichen. Der Fahrer braucht deutlich mehr Lenkradwinkel als bei diesem Fahrzustand aufgrund der zuvor beschriebenen Zusammenhänge notwendig wäre. Der Lenkradwinkel wird um über 50 % überschritten und anschließend ist eine Korrektur durch den Fahrer zu erkennen. Wichtig ist es bei dieser Betrachtung nur größere Abweichungen im Kurvenbereich zu untersuchen, da der berechnete Kanal selbst aus gefilterten Messdaten, in diesem Beispiel zusätzlich mit unterschiedlichen Abtastraten, generiert wurde. Ein zusätzliches Gespräch mit dem Fahrer kann Aufschluss über die festgestellten Abweichungen bringen. Der berechnete Kanal kann auch zur groben Funktionsvalidierung des Lenkradwinkelsignals herangezogen werden.

Literatur

1. <http://www.scorespro.com/>. Zugegriffen am 01.12.2016 (2016)
2. Brown, C.: Making Sense of Squiggly Lines. CB-Racing, California (2011)
3. Smith C.: Tune to Win, 1. Carroll Smith Consulting Inc., Rolling Hills Estates (1978)
4. Knox, B.: A Practical Guide to Race Car Data Analysis. CreateSpace, Charleston (2011)
5. Segers, J.: Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, 2. Aufl. SAE International, Warrendale (2014)
6. <https://www.formula1.com/>. Zugegriffen am 01.12.2016 (2016)
7. <https://www.dallara.it/wps/portal/en/expertise/Vehicle-Dynamics/Driving-Simulator>. Zugegriffen am 30.03.2014 (2014)
8. Glimmerveen, J.H.: Hands-On Race Car Engineer. SAE International, Warrendale (2004)
9. Internet.: www.OptimumG.com/technical/technical-papers. Tech Tip: Steering versus Lateral Acceleration Scatter Plots. Zugegriffen am 22.03.2014 (2014)
10. Staniforth, A.: Competition Car Suspensions, 3. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
11. Arrows A20 Formel 1, Baujahr 2000. Daten ermittelt bei Fa. Leitgeb Motorsport. Wels, November (2003)
12. Gillespie, T.: Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale (1992)

Fahrzeuganalyse Car Analysis

3



Ein gut abgestimmtes Fahrzeug ist die Basis, um ein Rennen zu gewinnen. Dieses Kapitel soll bei der Erhebung des Istzustandes helfen und auf das vorige Kapitel aufbauen. Vorschläge zu Verbesserungsmöglichkeiten finden sich in den Kap. 5 und 6.

Die Originalversion dieses Kapitels wurde korrigiert. Ein Erratum finden Sie unter
https://doi.org/10.1007/978-3-658-26702-5_9

3.1 Geradeausfahrt Straight Line Driving

Für die einen ist die Geradeausfahrt das Wichtigste, was ein Fahrzeug können muss, für die anderen ist es nur die Wartezeit zwischen zwei Kurven. Die Einstellung zur longitudinalen Beschleunigung variiert je nach Rennserie. Davon abgesehen sind die entscheidenden Größen für diese Beschleunigung das Drehmoment und die Leistung. Da diese schwer direkt zu messen sind, kann man über mehrere Messwerte und Parameter ausreichend genau auf sie schließen. Die Grundlage zur Berechnung der Leistung oder des Drehmoments sind die Fahrwiderstände, die sich je nach Fahrzustand ändern [1]. Die Fahrwiderstände setzen sich aus mehreren Komponenten zusammen, vgl. Band 2 Kap. 4. In der folgenden vereinfachten Berechnung werden Rollwiderstand, Steigungswiderstand und Luftwiderstand berücksichtigt, (3.1, 3.2 und 3.3). Letzterer übernimmt bei höheren Geschwindigkeiten den größten Anteil des Gesamtwiderstandes.

Gleichungen für Fahrwiderstände:

$$F_R = k_R \cdot F_{W,Z} \quad (3.1)$$

$$F_q = m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (3.2)$$

$$F_L = \frac{1}{2} \rho_L \cdot c_w \cdot A_V \cdot v_L^2 \quad (3.3)$$

F_R	Rollwiderstand, N
k_R	Rollwiderstandsbeiwert, -
$F_{W,Z}$	Radlast, N
F_q	Steigungswiderstand, N
$m_{V,t}$	Gesamtfahrzeugmasse, kg
α	Neigungswinkel, °
F_L	Luftwiderstand, N
ρ_L	Dichte der Luft, kg/m³. $\rho_L = 1,199 \text{ kg/m}^3$ bei einer Temperatur von 20 °C, einem Luftdruck von 1,013 bar und einer rel. Luftfeuchte von 60 %
c_w	Luftwiderstandsbeiwert, -
A_V	Querschnittsfläche, m²
v_L	Anströmgeschwindigkeit, m/s. Bei Windstille gilt $v_L = v_V$. Mit v_V Fahrgeschwindigkeit

Subtrahiert man die Fahrwiderstände von der verfügbaren Zugkraft, ergibt sich die Beschleunigung des Fahrzeuges für eine Gerade, (3.4).

$$m_{V,t} \cdot a_x = F_{W,X,A} - (F_R + F_q + F_L) \quad (3.4)$$

a_x Längsbeschleunigung, m/s²

$F_{W,X,A}$ Zugkraft des Motors an den Rädern, N

Werden die Fahrwiderstände und der Zugkraftüberschuss ($m_{V,t} \cdot a_x \cdot k_{m,n}$) summiert und mit der Fahrzeuggeschwindigkeit multipliziert, errechnet sich die vom Motor aufzubringende Leistung, (3.5).

$$P = (F_R + F_q + F_L + m_{V,t} \cdot a_x \cdot k_{m,n}) \cdot v_v \quad (3.5)$$

P Motorleistung, W

$k_{m,n}$ Drehmassenzuschlagfaktor im Gang n , –. Siehe Band 2 Kap. 4,
Beschleunigungswiderstand.

Erstellt man einen mathematischen Kanal, der diese Berechnung automatisch für jeden Punkt durchführt, erhält man folgendes Diagramm, Abb. 3.1. Je nach Strecke und Fahrzustand ergibt sich ein Berechnungswert für das Leistungsdiagramm. Die maximale Leistung des GT-Fahrzeugs ist in Rot dargestellt, die einen Richtwert für die Motorcharakteristik liefert. Diese Darstellung bietet die Möglichkeit, einerseits die Leistung des Motors bei verschiedenen Rennen oder verschiedener Motoren miteinander zu vergleichen, um ein eventuelles Motorproblem zu identifizieren. Andererseits ist es möglich, die gewählte Getriebeübersetzung zu überprüfen. Hierfür sollte der Schwerpunkt der Daten im Bereich der maximalen Leistung liegen.

Nicht immer verfügt man über alle der zuvor verwendeten Größen. Deshalb gibt es alternativ eine vereinfachte Möglichkeit die Leistung, die benötigt wird um das Fahrzeug zu beschleunigen, mit (3.6) zu berechnen [2].

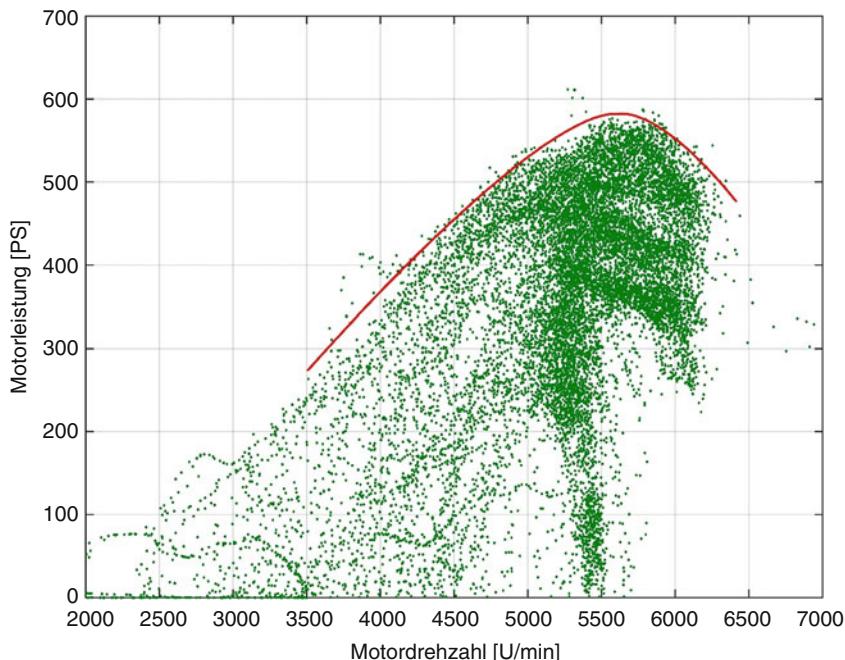


Abb. 3.1 Motorleistung errechnet aus dem Datenschrieb. Das Diagramm wurde aus einem Training eines GT Fahrzeugs am Red Bull Ring erzeugt

$$P = m v_{t} \cdot a_x \cdot v_v \quad (3.6)$$

Abb. 3.2 gibt ein Beispiel der Leistung an den vier Rädern über der Zeit und ist ein Ausschnitt aus den zuvor verwendeten Daten des GT-Fahrzeugs. Die maximale Leistung beträgt 424 kW (577 PS). Diese Darstellung kann auch zum Vergleich von Bremsleistungen herangezogen werden.

Wie stark ein Fahrzeug beschleunigen kann, hängt neben der Motorleistung auch von den Reifen ab. Geht man davon aus, dass Motorleistung im Überschuss vorhanden ist, muss diese vom Reifen übertragen werden können. Übersteigt die vom Fahrer geforderte Last die vom Reifen übertragbare Kraft, ist die Folge das Durchdrehen der Räder und eine damit reduzierte Beschleunigung des Fahrzeugs. Eine Differenz der Radgeschwindigkeit zur Fahrzeuggeschwindigkeit, auch als Längsschlupf bezeichnet, ist jedoch erforderlich, um das Fahrzeug generell zu beschleunigen. Das Maß, bei welchem Schlupf welche Beschleunigung aufgebracht werden kann, hängt grundsätzlich vom Reifen und dessen Zustand ab, Abb. 3.3. Die höchste Beschleunigung des dargestellten Fahrzeugs ist 0,8 g und wird bei einer Geschwindigkeitsdifferenz zwischen angetriebenem Rad und Fahrzeug von 6 % erreicht. Mit zunehmenden Längsschlupf fällt auch die Beschleunigung.

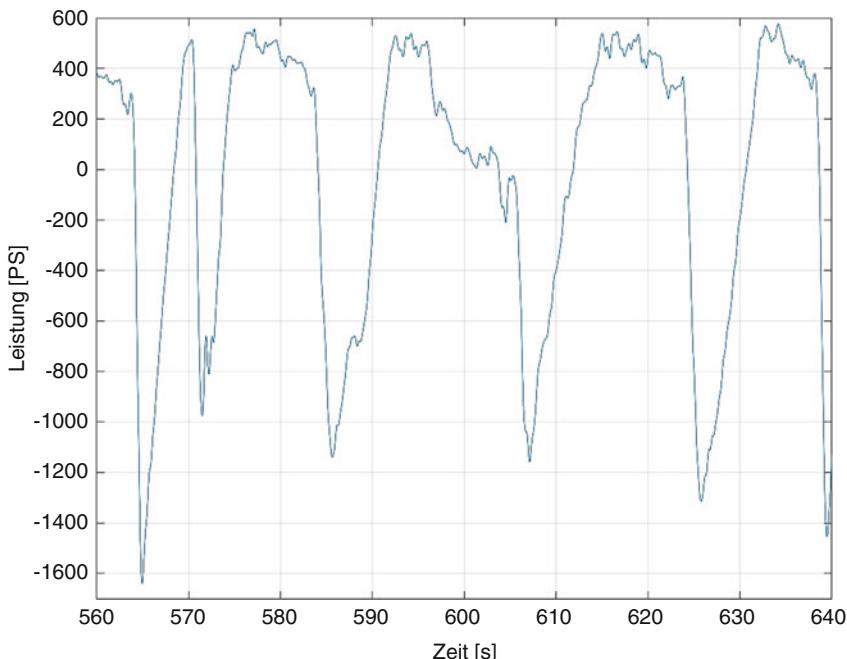


Abb. 3.2 Leistung eines GT Fahrzeuges, die benötigt wird, um das Fahrzeug zu beschleunigen, nach Gl. (3.6). Die negativen Werte ergeben sich aufgrund der Verzögerung und geben Aufschluss über die aufzubringende Bremsleistung

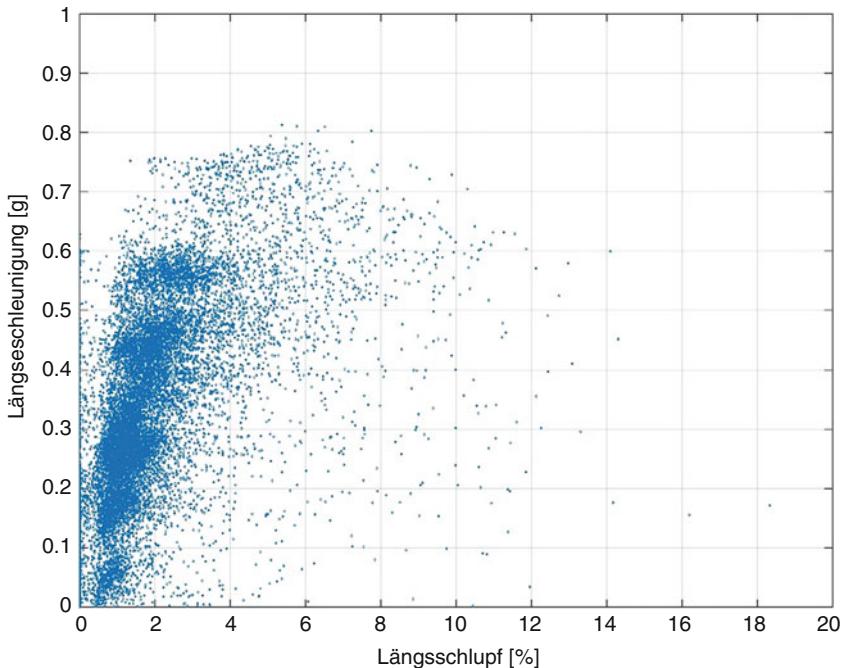


Abb. 3.3 Längsbeschleunigung und Längsschlupf eines freien Trainings. Die maximale Beschleunigung für dieses Fahrzeug und diese Strecke wird bei 6 % Längsschlupf erreicht

Eine weitere Möglichkeit, die Beschleunigungsfähigkeit eines Fahrzeuges zu beurteilen, wird in einem Diagramm von Längsbeschleunigung über der Geschwindigkeit sichtbar, Abb. 3.4. Je höher die Motorleistung ist, desto flacher ist die obere Gerade. Die untere beschreibt das Bremsverhalten des Fahrzeuges. Verfügt das Fahrzeug über einen hohen aerodynamischen Abtriebsbeiwert, erhöht sich die Steigung der unteren Geraden.

Beispielwerte für maximale Längsbeschleunigungen verschiedener Rennklassen sind in Tab. 3.1 angeführt. Diese Werte wurden aus mehreren Datenschrieben für jeweils ein Fahrzeug aus Renndaten ermittelt.

Startregelung *Launch Control*. Je nach der Rennserie sind elektronische Hilfen während des Starts erlaubt oder nicht. Das folgende Beispiel stammt aus der Formula Student, bei der eine Disziplin ein Beschleunigungsrennen darstellt. Das Ziel dieses Rennens ist es, 75 m aus dem Stand innerhalb möglichst kurzer Zeit zu durchfahren.

Die Messgröße, nach der die verwendete Regelung bewertet wird, ist die Längsbeschleunigung. Zum besseren Verständnis der Startregelung soll die Kupplungscharakteristik untersucht werden. Dafür wird das Drehmoment an der Kupplung berechnet und über den gemessenen Kupplungsweg aufgetragen. Mit dieser Darstellung

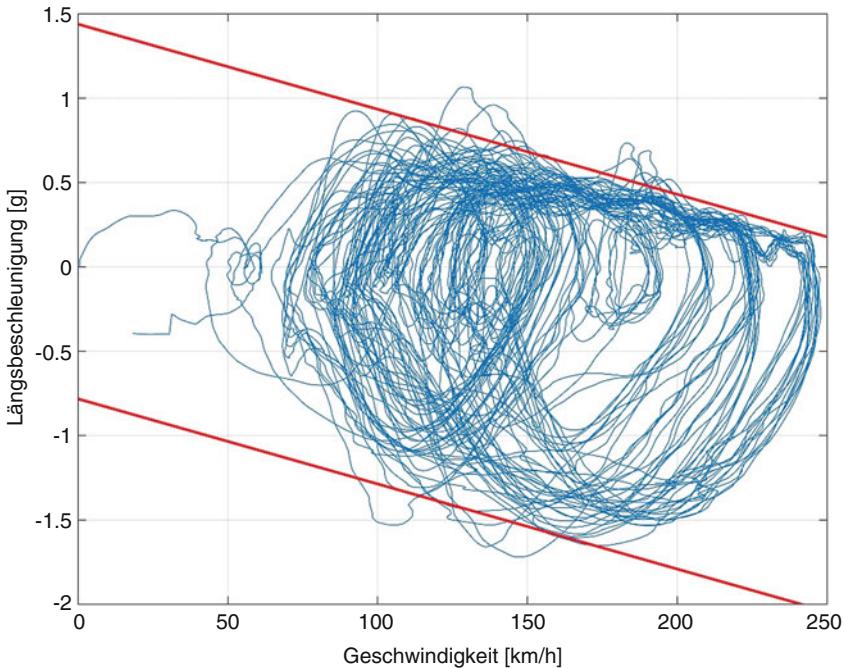


Abb. 3.4 Längsbeschleunigung über Geschwindigkeit eines freien Trainings eines GT1-Fahrzeugs. Die roten Linien begrenzen den theoretisch nutzbaren Bereich, die obere für Beschleunigung, die untere für Verzögerung

Tab. 3.1 Gefilterte, maximale Längsbeschleunigung verschiedener Rennklassen

Rennklasse	Jahr	Maximale Längsbeschleunigung [g]
Top Fuel Dragster	2000	4,1 nach [3]
Formel 1	2002	1,56
GT1	2011	1,15
ADAC GT Masters	2012	1,02
Formula Student	2016	1,09

ist es möglich, den Wegbereich, in dem die Kupplung arbeitet, genauer zu untersuchen. Der in Abb. 3.5 gezeigte Kupplungsweg wird an einem pneumatischen Zylinder, welcher die Kupplung öffnet beziehungsweise schließt, gemessen. Mit einer Übersetzung von fünf entspricht das einen maximalen Weg an der Kupplung von 4 mm. Die Kupplung beginnt das Drehmoment im gezeigten Beispiel circa bei der Hälfte des verfügbaren Weges zu übertragen. Aufgrund der hohen Steigung des Drehmoments zwischen 3 mm und 8 mm Kupplungsweg wird der Fokus auf diesen Bereich gelegt.

Diese Auswertung ermöglicht eine Regelung eines Sollmoments an der Kupplung über den Pneumatikzylinder, welcher einen entsprechenden Kupplungsweg und damit das

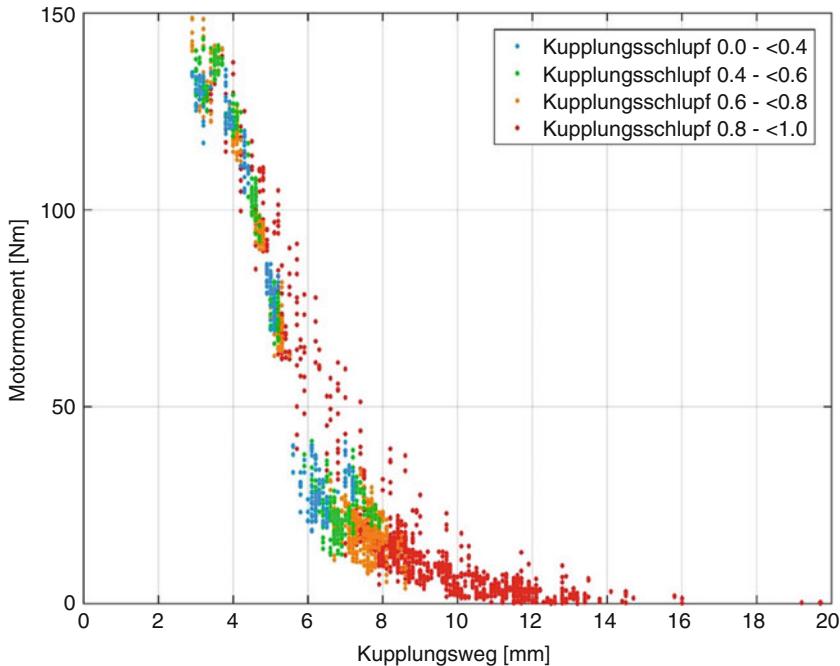


Abb. 3.5 Kupplungscharakteristik eines Formula-Student-Fahrzeugs. Das Drehmoment wird über den Kupplungsweg (Pneumatikzylinder) aufgetragen. Der Farbkanal repräsentiert den Kupplungsschlupf

Drehmoment einstellt. Der erforderliche Wert des Kupplungsweges wird elektronisch durch ein Steuergerät vorgegeben. Die Charakteristik der Kupplung wird für jede Strecke und jeden Reifensatz durch mehrere Starts ermittelt, da ein Verschleiß der Kupplung das Verhalten maßgeblich beeinflusst. Die Basis der Regelung bildet ein Fahrmodell, welches die Aufstands Kräfte der angetriebenen Räder, unter Berücksichtigung der durch die Längsbeschleunigung verursachten Radlastverlagerungen, ermittelt. Ein hinterlegtes Reifenmodell errechnet den Schlupfwert, bei dem die maximale Beschleunigung erreicht wird. Für die Regelung selbst wird der Reibungskoeffizient geschätzt, der je nach Reifentemperatur, Reifenzustand und Straßenbelag das gewünschte Drehmoment vorgibt.

Zur Validierung der Einstellung werden zwei Kriterien überprüft: zum einen der Reifenschlupf, um sicherzustellen, dass der Reifen nicht überfahren wird und zum anderen die Längsbeschleunigung, die über die Geschwindigkeit untersucht wird. Abb. 3.6 stellt zwei verschiedene Starts eines Beschleunigungsrennens dar. In Rot ist ein viel zu großer Reifenschlupf zu erkennen, da sich die Hinterräder zweieinhalfach so schnell drehen wie die Vorderräder. Im Gegensatz dazu ist in Grün ein nahezu idealer Reifenschlupf zu erkennen, da der Drehzahlunterschied der Räder unter 20 % bleibt.

Abb. 3.7 stellt die Längsbeschleunigung über der Geschwindigkeit dar. Der jeweilige Gang wird durch eine Farbe gekennzeichnet. Im ersten Gang (grün) ist zu erkennen, dass

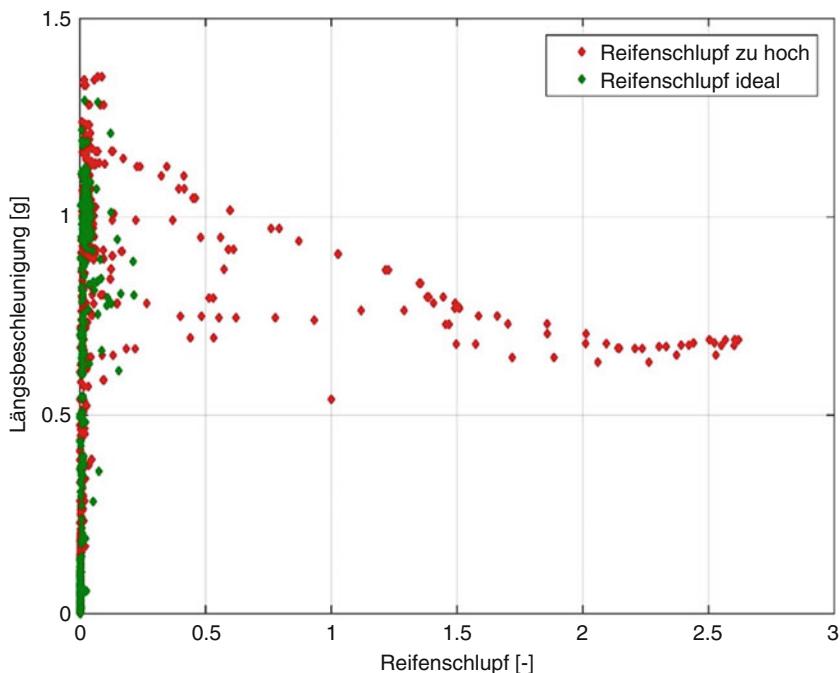


Abb. 3.6 Zwei Beispiele für den geregelten Fahrzeugstart. Die Längsbeschleunigung wird über dem Reifenschlupf aufgetragen. Für das in Rot dargestellte Beispiel ist der Reifenschlupf viel zu hoch

die Längsbeschleunigung im Durchschnitt über 1 g ist und die Beschleunigung mit zunehmender Geschwindigkeit steigt. Die Gründe dafür sind, dass die Kupplung erst nach einer bestimmten Zeit entsprechend geschlossen ist und damit das komplette Motormoment übertragen wird und eine Radlastverlagerung auf die Hinterachse, die die Beschleunigungsfähigkeit des Fahrzeugs erhöht. Im zweiten Gang nimmt die Beschleunigung leicht ab, die große Streuung ergibt sich aufgrund des Schaltens. Mit zunehmender Geschwindigkeit im dritten Gang nimmt die Beschleunigung weiter ab.

3.2 Bremsen Braking

Grundsätzlich gilt: Je größer die Beschleunigungsfähigkeit eines Fahrzeugs ist, desto kürzer wird die Rundenzeit. Für das Bremsen, also eine negative Beschleunigung, ist das nicht zwangsläufig der Fall, da auch die Bremstechnik des Fahrers eine Rolle spielt, Tab. 3.2. Vergleicht man Runde 1 mit Runde 2 ergibt ein höherer Beschleunigungsanteil eine kürzere Rundenzeit. Für die anderen bewusst gewählten Runden ist dies nicht der Fall, da das Fahrzeug zum Beispiel in Runde 4 durch ein Überholmanöver aufgehalten wurde. Auch die gefahrene Strecke gibt keine ausreichende Erklärung für die Abweichungen.

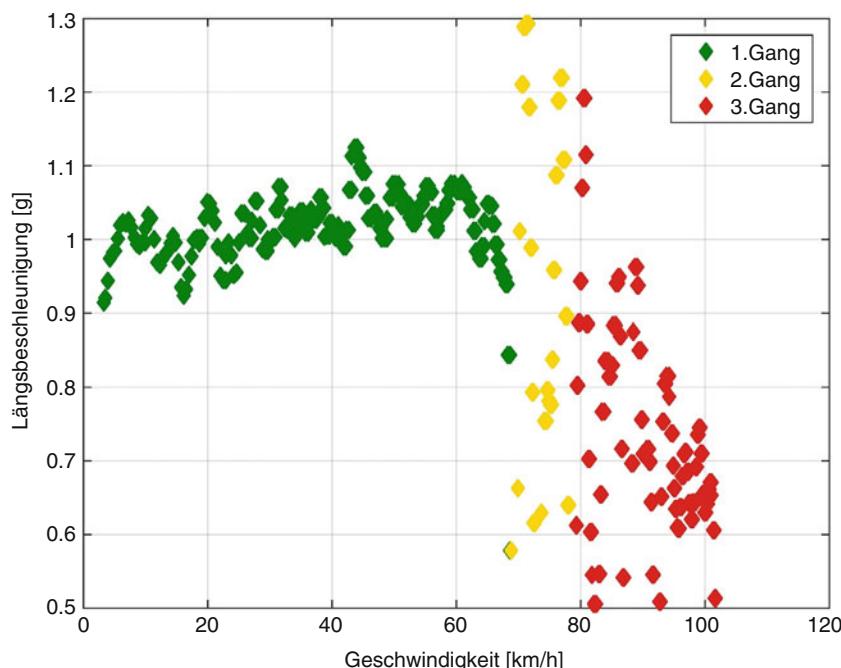


Abb. 3.7 Längsbeschleunigung über Geschwindigkeit eines Formula-Student-Fahrzeugs. Die unterschiedlichen Gänge sind farblich gekennzeichnet

Tab. 3.2 Mehrere Runden eines GT1-Fahrzeuges und dessen Auswertung für Beschleunigung und Verzögerung

	Verzögerungsanteil [%]	Beschleunigungsanteil [%]	Rundenzeit	Gefahrene Strecke [m]
Runde 1	31,19	68,81	1 min 58,229 s	5072
Runde 2	31,86	68,14	1 min 59,432 s	5096
Runde 3	32,46	67,54	1 min 58,893 s	5118
Runde 4	31,57	68,43	2 min 00,211 s	5096

Generell kann aber unter Voraussetzung, dass der Reifen ungenutztes Potential aufweist, durch ein besseres Bremssystem, also eines mit höheren Verzögerungen, die Zeit, in der gebremst wird, verkürzt werden, was wiederum zu mehr Zeit für eine positive Beschleunigung führt. Je nach Rennserie unterscheidet sich die Zeit, die benötigt wird, um die maximale Verzögerung zu erreichen, Abb. 3.8. Für das gezeigte Formelfahrzeug ergibt sich eine Zeit von 0,285 s bis zur maximalen Verzögerung von 5,09 g.

Tab. 3.3 zeigt die aus Datenschrieben ermittelten Zeiten zum Erreichen der maximalen Verzögerung eines Bremsvorgangs. Die Werte wurden für die jeweilige Rennserie aus mehreren Renneinsätzen und Testfahrten eines Fahrers und eines Fahrzeugs ermittelt und dienen als Richtwerte.

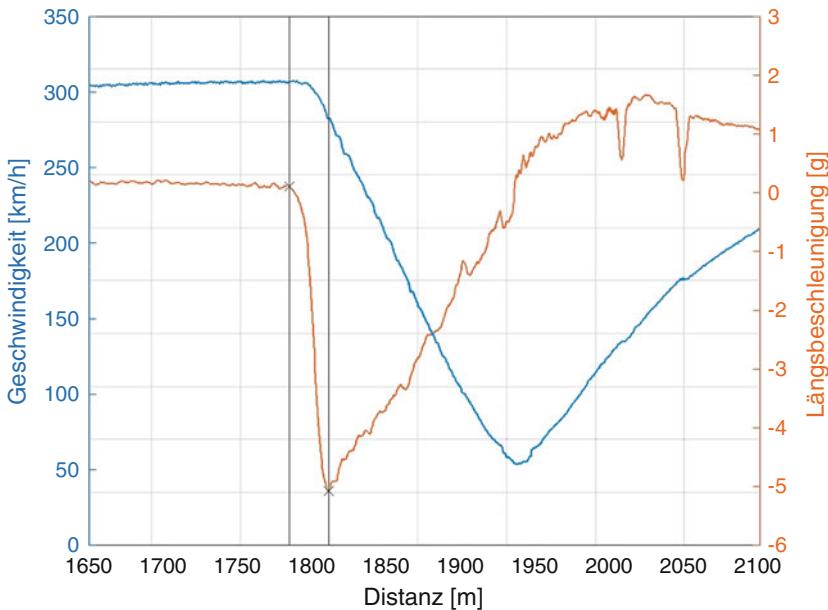


Abb. 3.8 Geschwindigkeits- und Längsbeschleunigungssignal eines Formel-1-Fahrzeuges. Es wird die Zeit bis zum Aufbau der größten Verzögerung gemessen

Tab. 3.3 Bremszeiten bis zum Erreichen der maximalen Verzögerungen

Rennklasse	Jahr	Zeitbereich [s]
Formel 1	2002	0,2–0,3
GT1	2011	0,3–0,5
ADAC GT Masters	2012	0,4–0,6
Formula Student	2016	0,35–0,5

Der Bremsvorgang gliedert sich in zwei Bereiche, vgl. Kap. 2. Ein besseres Bremsystem bietet damit nur für den ersten Bremsabschnitt, dem Anbremsen auf der Geraden, einen Vorteil. Für das Einlenken während man auf der Bremse steht, gilt nach wie vor der Kamm'sche Kreis, weshalb eine Beschleunigungsreserve in Querrichtung benötigt wird, (3.7).

$$a_{\text{rsl}} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} \quad (3.7)$$

a_{rsl} Resultierende Beschleunigung, m/s^2

a_x Längsbeschleunigung, m/s^2

a_y Querbeschleunigung, m/s^2

Abb. 3.9 stellt die Beschleunigungsverläufe einer Geraden mit darauffolgender S-Kurve dar. Kurz vor der Zeitmarke bei 84 s beginnt das Anbremsen auf der Geraden. Die maximale Verzögerung ist etwas unter 1,5 g. Das Einlenken des ersten

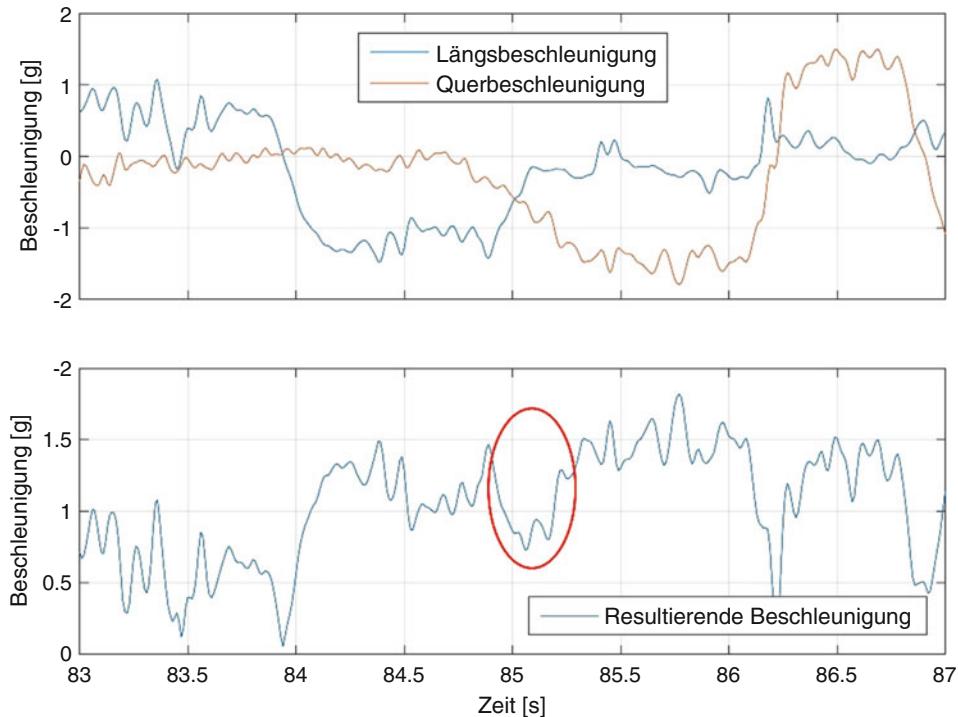


Abb. 3.9 Mathematischer Kanal der resultierenden Beschleunigung (unten) errechnet nach Gl. (3.7). Im Bereich um 85 s ist ein nicht ausgeschöpftes Potential (rote Ellipse) zu erkennen

Kurvenabschnitts beginnt mit dem Aufbau der Querbeschleunigung. In der resultierenden Beschleunigung ergibt sich eine Spitze mit 1,5 g vor dem Zeitstempel 85 s. In der darauffolgenden Zeitspanne nimmt die resultierende Beschleunigung ab, bis sie wieder den Ausgangswert von 1,5 g erreicht und diesen anschließend übersteigt. Der Einbruch rund um 85 s ist ein Beispiel für ein nicht ausgeschöpftes Beschleunigungspotential (rote Ellipse). Gründe für eine reduzierte resultierende Beschleunigung sind ein zu früh gesetzter Bremspunkt, ein zu geringer Lenkwinkel, eine zu geringe Geschwindigkeit oder auch ein zu sanftes aus der Kurve Beschleunigen.

3.2.1 Bremsbalance Brake Balance

Die Bremsbalance wird aus den Bremsdrücken der Vorder- und Hinterachse errechnet und entspricht nicht den Bremskräften, da die Bremskraft unter anderem von der Größe der Hauptbremszylinder abhängt, (3.8).

$$\Phi_{B,f} = \frac{P_{B,f}}{P_{B,f} + P_{B,r}} \cdot 100 \quad (3.8)$$

- $\Phi_{b, f}$ Bremsbalance vorn, %
 $p_{B, f}$ Bremsdruck Vorderachse, bar
 $p_{B, r}$ Bremsdruck Hinterachse, bar

Abb. 3.10 zeigt den erzeugten mathematischen Kanal für die Bremsbalance der Vorderachse. Für die Berechnung des Kanals sollte zusätzlich eine Bedingung hinzugefügt werden, dass der Bremsdruck einen bestimmten Wert überschreiten muss, um einen Fehler in der Berechnung bei null bar Bremsdruck zu vermeiden. Auffallend ist, dass die Bremsbalance während eines Bremsvorgangs bis zu zehn Prozent variieren kann. Die Spitzen am Anfang und Ende des Bremsvorgangs stellen die Reibung im Bremssystem dar. Zum Feststellen der Ursache der Variation der Bremsbalance während eines Bremsvorgangs empfiehlt sich die Messung des Bremspedalwegs, um einen Einfluss des Fahrers ausschließen zu können.

In vielen Rennserien ist die Verstellung der Bremsbalance durch den Fahrer möglich. Um diese für das Bremsen wichtige Änderung zu detektieren, ist die Darstellung der maximalen oder durchschnittlichen Bremsbalance in einem Rundendiagramm möglich, Abb. 3.11. Aufgrund verbesserter Wetterbedingungen, wie Aufrocknen der Strecke in Runde 9, wurde die Bremsbalance durch den Fahrer auf die Vorderachse erhöht. Ab Runde 20 wurde die Bremsbalance sukzessive in Richtung des Anfangswertes reduziert.

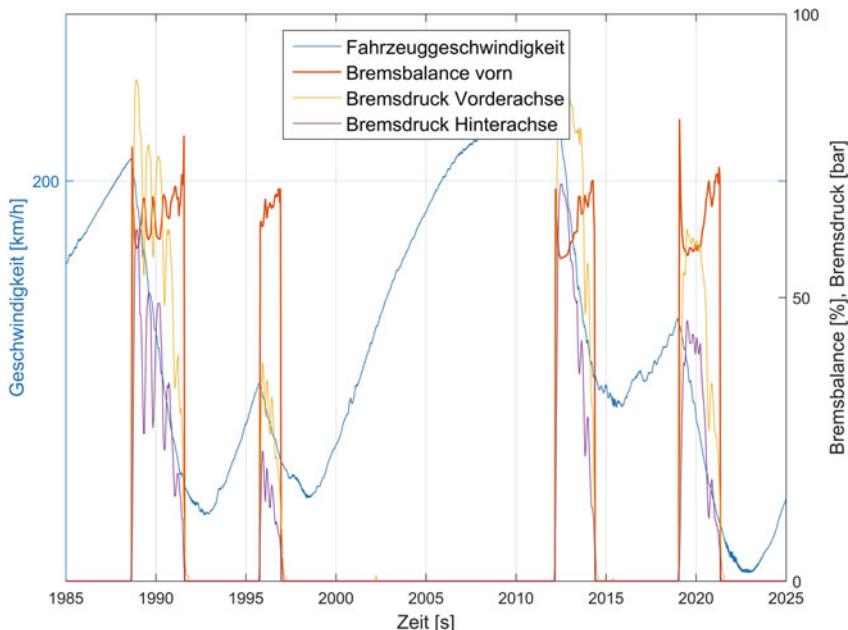


Abb. 3.10 Berechneter Bremsbalance Kanal der Vorderachse. Die Bremsbalance ändert sich während des Bremsvorgangs. Die Spitzen, besonders gut erkennbar beim ersten Bremsmanöver (1990 s), deuten auf einen Stick-Slip-Effekt der Bremsen

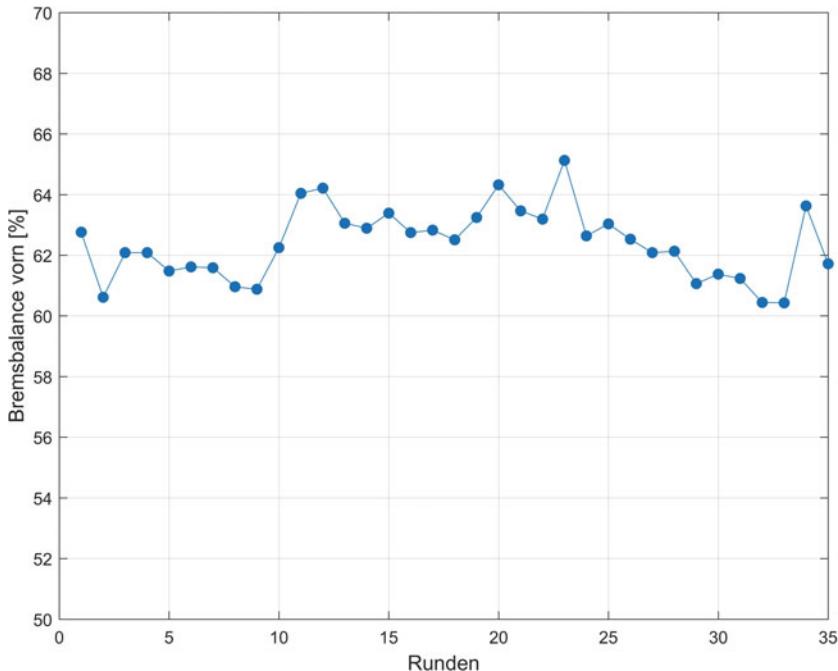


Abb. 3.11 Rundendiagramm der Bremsbalance vorn. Die Bremsbalance verstellt sich aufgrund von äußereren Einflüssen, wie Verschleiß der Reifen, Wetterbedingungen aber auch durch eine Verstellung des Fahrers

Eine Möglichkeit zur Analyse des Bremssystems bietet ein X-Y-Diagramm, in dem die Bremsdrücke der Achsen gegenüber gestellt werden, Abb. 3.12. Das ideale Bremssystem liefert je nach Einstellung der Bremsbalance für einen Druck der Vorderachse genau einen Druck auf der Hinterachse. Das Ausmaß der Streuung gibt Aufschluss über die Qualität des Bremssystems. Je größer die Streuung, desto größer ist auch die Verformung der Bremskomponenten, wie Bremssattel, Bremsleitungen oder des Hauptzylinders aber auch die Verformung der Pedalerie spielt eine Rolle.

Erstellt man ein Diagramm, in dem die Bremsbalance vorne und der Bremsdruck der Vorderachse aufgetragen sind, erkennt man eine Abhängigkeit der Bremsbalance vom Bremsdruck, Abb. 3.13. Je höher der Bremsdruck ist, desto geringer wird die Streuung. Für einen Bremsdruck von 20 bar an der Vorderachse ergibt sich ein Abweichungsbereich von elf Prozent, bei 50 bar sind es nur mehr vier Prozent. Auch in diesem Diagramm ist die Streuung ein Maß für die Verformung des Bremssystems. Für kleine Drücke liegt beispielsweise ein Spiel in der Pedalerie vor, für höhere Drücke sollte der Bremssattel oder Bremsbelag genauer untersucht werden [2].

ABS ABS. Ein ABS verhindert das Blockieren eines oder mehrerer Räder. Im Motorsport wird es dazu verwendet, die Raddrehzahldifferenz (Radschlupf) einen bestimmten Wert, an

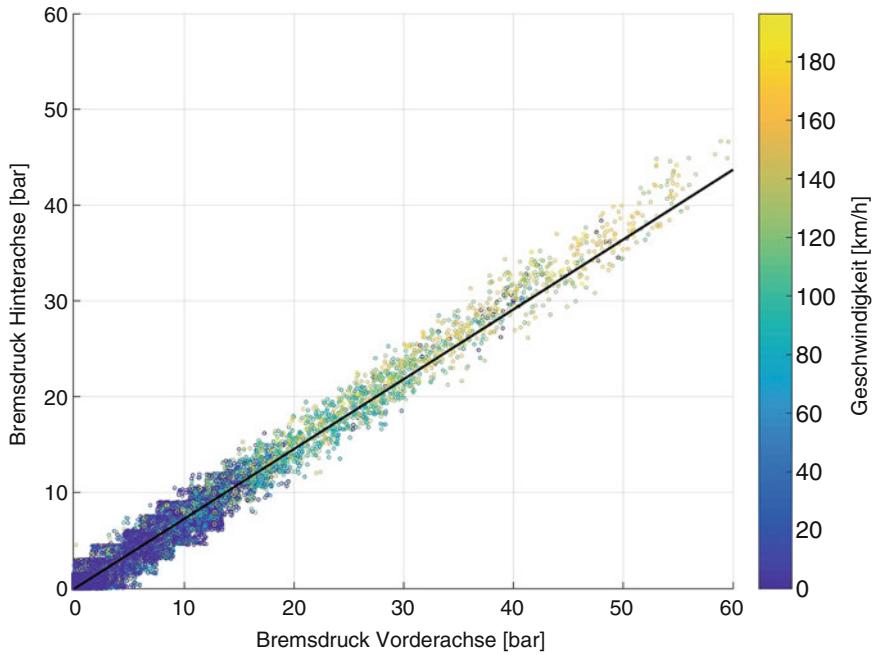


Abb. 3.12 Bremsdruck der Vorderachse über Bremsdruck der Hinterachse. Je höher die Geschwindigkeit ist, desto stärker kann die Bremse vom Fahrer betätigt werden

dem die meiste Kraft übertragen werden kann, nicht überschreiten zu lassen.¹ Wird der definierte Radschlupf an einem Rad überschritten, greift das ABS ein, Abb. 3.14. Das Fahrzeug befindet sich auf einer Geraden mit anschließender Linkskurve. Bedingt durch das Einlenken reduziert sich die Radlast am kurveninneren (linken) Rad. Für den anliegenden Bremsdruck an diesem Rad kann die Kraft nicht mehr übertragen werden und die Abweichung der Radgeschwindigkeit überschreitet den Grenzwert für den ABS-Eingriff. Der Bremsdruck an diesem Rad (VL) wird vom ABS reduziert. Dieser Eingriff ist auch in der Bremsbalance sichtbar. Die Differenz zur Fahrzeuggeschwindigkeit wird geringer, weshalb der Bremsdruck an diesem Rad wieder aufgebaut wird, bis ein erneuter Eingriff stattfindet. Der Bremsdruck des hinteren rechten Rades bleibt während des gesamten Manövers vom ABS unverändert.

3.2.2 Bremstemperatur Brake Temperature

Die Bremstemperatur entsteht durch Reibung und ist die Umwandlung von kinetischer Energie in Wärmeenergie. Diese bewirkt die Erwärmung des Bremssystems, besonders der

¹Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Band 2 Kap. 8 Elektronische Fahrhilfen.

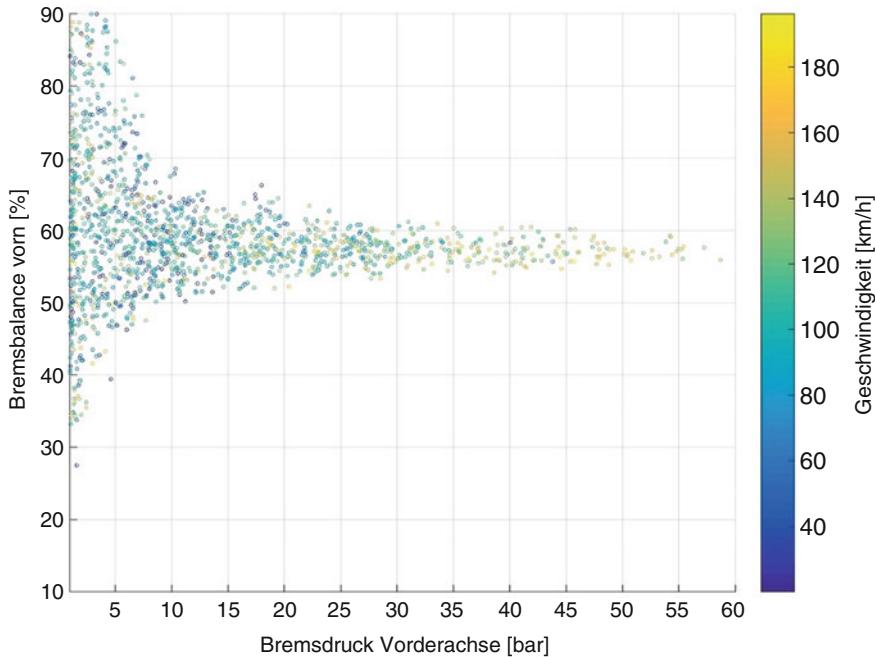


Abb. 3.13 Bremsdruckbalance über Bremsdruck der Vorderachse. Je höher der Bremsdruck ist, desto geringer ist die Streuung der Bremsdruckbalance

Bremsscheiben, Beläge und des Bremssattels [4]. Je nach Materialkombination der zuvor genannten Komponenten ergibt sich ein Temperaturbereich, in dem der Reibungskoeffizient und damit die Bremsleistung am größten ist. Abb. 3.15 zeigt den Bremstemperaturverlauf eines Rennfahrzeugs für eine Runde. Liegt ein Bremsdruck an, steigt entsprechend auch die Bremstemperatur. In der Zeit ohne Bremseingriff fällt diese wieder.

Ist das Fahrzeug mit mindestens einem Sensor für die Bremstemperatur je Achse ausgestattet, kann analog zur Bremsbalance eine Temperaturbalance errechnet werden, (3.9).

$$\Phi_{t,f} = \frac{\vartheta_{B,f}}{\vartheta_{B,f} + \vartheta_{B,r}} \cdot 100 \quad (3.9)$$

$\Phi_{t,f}$ Bremstemperaturbalance vorn, %

$\vartheta_{B,f}$ Bremstemperatur Vorderachse, °C

$\vartheta_{B,r}$ Bremstemperatur Hinterachse, °C

Abb. 3.16 zeigt den Kanal der berechneten Bremstemperaturbalance. Für den gezeigten Abschnitt bewegt sich die Bremstemperaturbalance zwischen 60 % und 70 %. Betrachtet man die Bremsdrücke, lässt dies auf eine Bremsdruckbalance von ca. 50 % schließen. Bei korrekter Auslegung des Bremssystems sollte die Balance von Bremsdruck und Bremstemperatur ähnlich sein, da aber nicht nur die Bremsdruckbalance Einfluss auf die

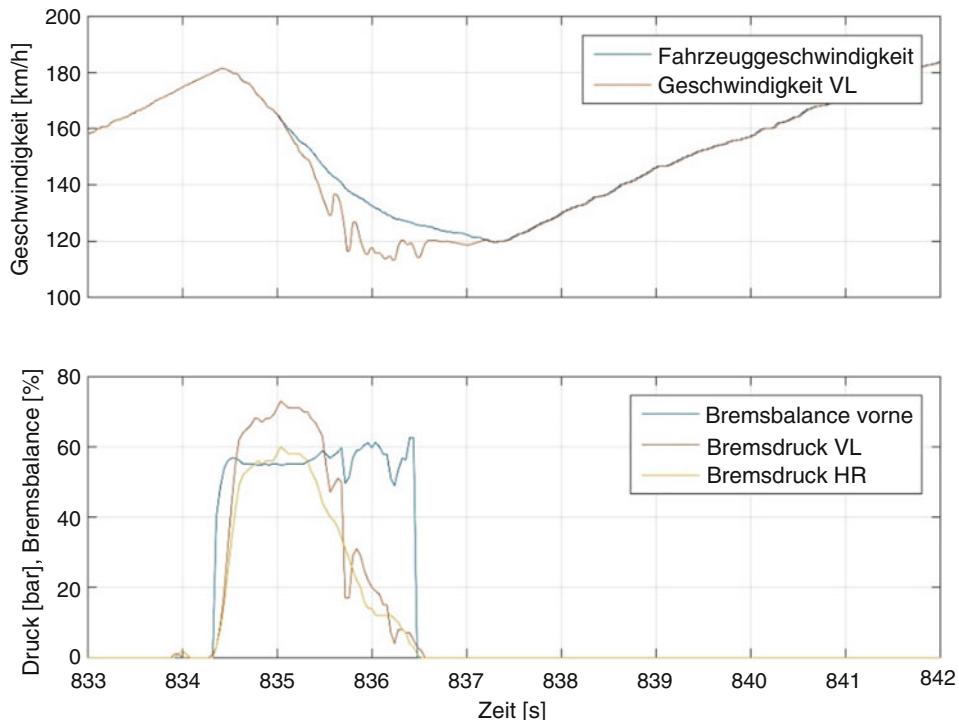


Abb. 3.14 Beispiel für einen ABS-Eingriff. Wird der Unterschied zwischen Fahrzeuggeschwindigkeit und einer Radgeschwindigkeit zu groß, wird das ABS aktiviert. Zu sehen ist dieser Eingriff auch in der Bremsbalance

Bremstemperaturbalance hat, kann aufgrund von Verschleiß des Bremsbelags während des Rennens eine Abweichung entstehen. Für den gezeigten Datenschrieb ist die Vorderachse unter- oder die Hinterachse überdimensioniert. Die Verlagerung der Bremstemperaturbalance nach hinten (Wert der Bremstemperaturbalance vorne wird kleiner) entsteht durch ein stärkeres Abkühlen der Bremstemperatur der Vorderachse nach einem Bremsvorgang.

Eine weitere Möglichkeit zur Untersuchung des Abkühlverhaltens ist die Bildung der zeitlichen Ableitung der Bremstemperatur. Unterscheidet man zwischen der Geschwindigkeit während des Bremsens und wenn nicht gebremst wird, kann zwischen einem Problem im Bremsystem oder einem aerodynamischen Problem unterschieden werden.

3.3 Kurvenfahrt Cornering

Um einen groben Überblick über die Kurvenfahreigenschaften eines Fahrzeugs zu erhalten, wird die Querbeschleunigung über die Geschwindigkeit aufgetragen, Abb. 3.17. Die roten Linien stellen den theoretischen Grenzbereich dar. Je nach Strecke ergeben sich entsprechend Datenpunkte, weshalb für ein vollständigeres Bild mehrere Strecken

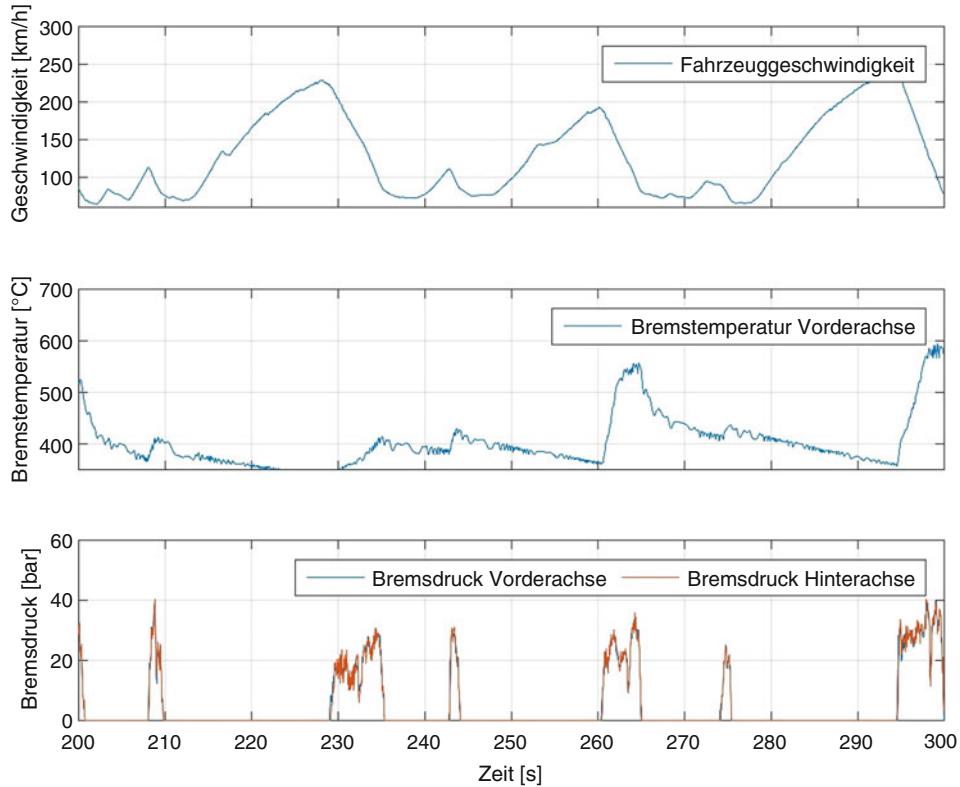


Abb. 3.15 Datenschrieb der Geschwindigkeit (oben), Bremstemperatur an der Vorderachse (mittig) und Bremsdrücke (unten). Wird die Bremse betätigt, steigt die Bremstemperatur. Das Temperaturniveau steigt von Runde zu Runde und pendelt sich idealerweise in einem Temperaturbereich, in dem die Funktionsfähigkeit der Bremse sichergestellt ist, ein

übereinandergelegt werden müssen. Die schnellste Kurve wird in dem gezeigten Beispiel mit einer Scheitelgeschwindigkeit von 270 km/h und 4 g Querbeschleunigung durchfahren.

3.3.1 Gierrate Yaw Velocity

Die Kurvenfahrt besteht, wie schon in Kap. 2 erwähnt, aus drei Teilbereichen. Im Unterschied dazu soll in der weiteren Betrachtung der Fokus auf rotatorische Größen gelegt werden. Abb. 3.18 zeigt den Messschrieb der Gierrate und des Lenkwinkels eines Fahrzeugs. Diese beiden Größen verhalten sich proportional zueinander, da beispielsweise eine Lenkwinkeländerung eine Änderung der Gierrate verursacht.² Die maximal erreichte Gierrate liegt etwas über 30 °/s, der maximale Lenkwinkel beträgt 9°.

²Siehe dazu auch Abschn. Arten von Fahrversuchen *Types of Track Tests*.

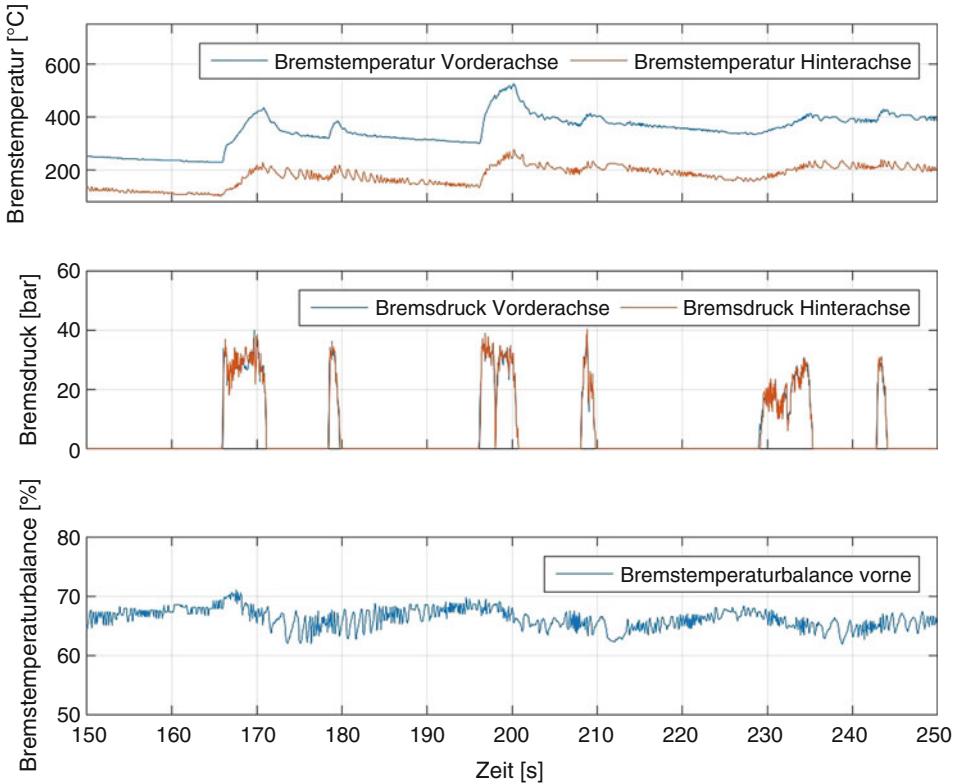


Abb. 3.16 Berechnete Bremstemperaturbalance (unten) aus den Bremstemperaturen der Vorder- und Hinterachse (oben). Die Bremsdrücke sind an den beiden Achsen sehr ähnlich, was einer Bremsdruckverteilung von 50 % entspricht. Der Mittelwert der Bremstemperaturbalance beträgt 66,2 %

Jeder Bereich einer Kurve erfordert eine andere Gierrate, Abb. 3.19. Die gezeigten Daten wurden auf der Rennstrecke von Misano aufgezeichnet [5]. Der Streckenabschnitt „Tramonto“ ist vergrößert dargestellt und zeigt, dass im Kurvenscheitel die höchste Gierrate mit $-35^{\circ}/\text{s}$ erreicht wird. Für den Kurvenein- und Kurvenausgang ergeben sich entsprechend kleinere Gierraten. Die Gierbeschleunigung im Kurvenscheitel beträgt $0^{\circ}/\text{s}^2$.

Der zuvor beschriebene Zusammenhang zwischen Gierrate und Gierbeschleunigung wird in Abb. 3.20 näher betrachtet. Die Daten wurden in einem Formelfahrzeug für eine 160° Kurve aufgezeichnet. Dies geht aus dem Gierwinkel hervor, der bei $+20^{\circ}$ beginnt und am Ende der Kurve einen Wert von -140° erreicht. Vergrößert sich der Gierwinkel im negativen Bereich, bedarf dies auch einer negativen Gierrate. Die Gierrate beschreibt die Steigung des Gierwinkels. Je höher sie ist desto größer ist auch die zeitliche Änderung des Gierwinkels. Der Zusammenhang zwischen Gierbeschleunigung und Gierrate ist mathematisch gleich. Wird das Signal der Gierrate beim Zeitstempel 267 s analysiert, ergibt sich bei diesem lokalen Minimum der Gierrate eine Gierbeschleunigung von $0^{\circ}/\text{s}^2$.

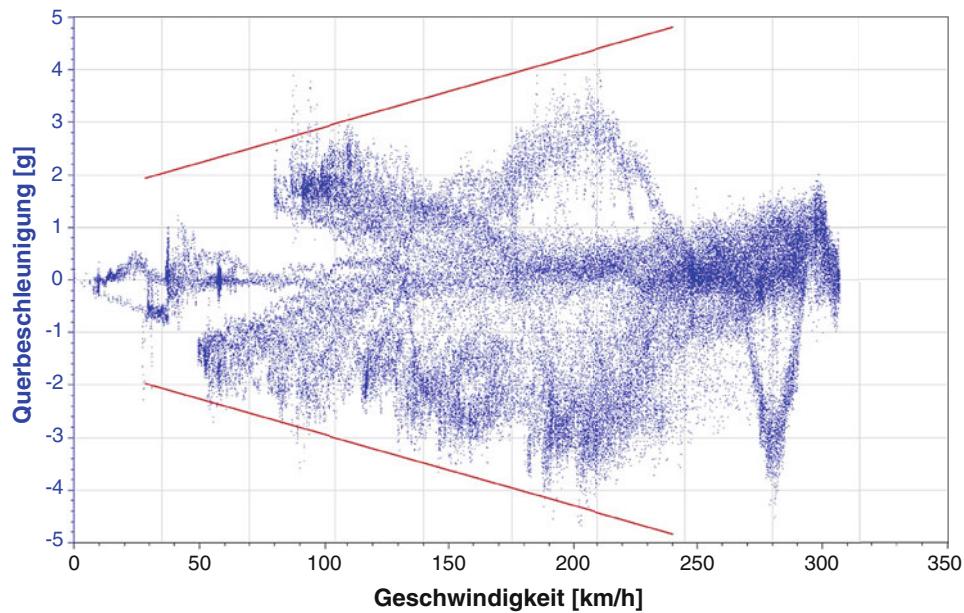


Abb. 3.17 Querbeschleunigung über der Geschwindigkeit. Die roten Linien begrenzen den theoretisch nutzbaren Bereich, je nach Sensorkalibration eine für Linkskurven und eine für Rechtskurven

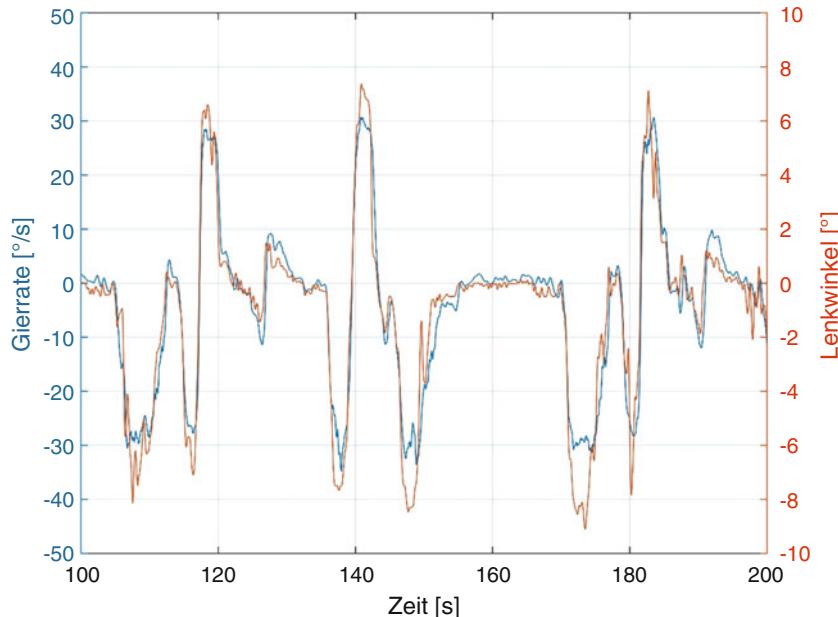


Abb. 3.18 Gierrate und Lenkwinkel eines Rennfahrzeugs für einen Streckenabschnitt in Calder. Ein positiver Lenkwinkel bewirkt im regulären Fahrbetrieb eine Drehung des Fahrzeugs in positiver Richtung

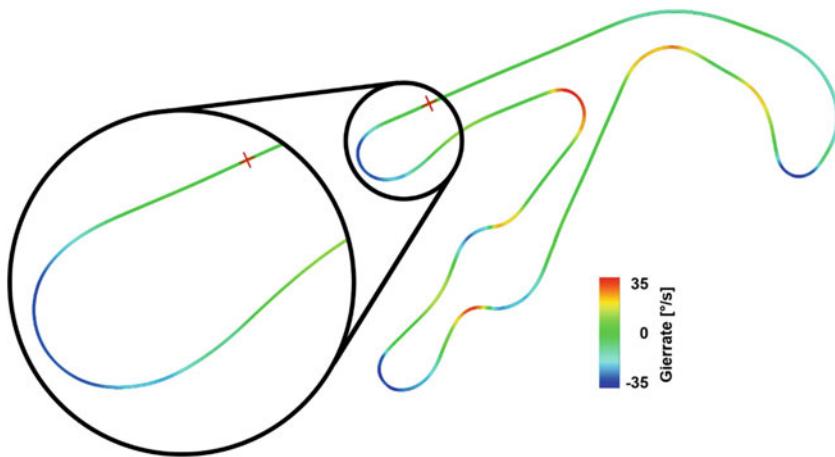


Abb. 3.19 Beispiel für einen Streckenplot von Misano mit überlagerter Gierrate. Für jeden Bereich einer Kurve wird eine andere Gierrate erreicht

Das Signal des Gierwinkels kann einerseits zur Untersuchung der Fahrlinie und andererseits zur Bewertung der Agilität des Fahrzeugs verwendet werden. Abb. 3.21 zeigt einen Datenschrieb für zwei verschiedene Fahrzeuge, bei denen der zeitliche Verlauf des Gierwinkels und der Geschwindigkeit dargestellt sind. Fahrzeug 1 erreicht eine höhere Gierrate, weshalb der für die Kurve notwendige Gierwinkel schneller erreicht wird. Der Unterschied ist aufgrund eines geringeren Massenträgheitsmoments um die Hochachse erklärbar, weshalb bei gleichem Giermoment eine schnellere Drehung des Fahrzeugs um die Hochachse möglich wird. Das Giermoment ist besonders bei der Abstimmung des Fahrzeugs von großer Bedeutung [6], siehe Abschn. [MMM als Hilfsmittel zur Fahrzeugabstimmung](#) [MMM as a Means for Setting Up a Car](#). Der zeitliche Unterschied für die gezeigte Kurve beträgt 0,12 s. Der Unterschied in der minimalen Geschwindigkeit im Kurvenscheitel liegt bei 4 km/h.

3.3.2 Fahrzeugbalance Vehicle Balance

Wird das Fahrzeug mit einem Gierratensor 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:

$$\omega_k = \frac{v_V}{R} \quad (3.10)$$

ω_k kinematische (auch: Bahn-)Winkelgeschwindigkeit, s^{-1}

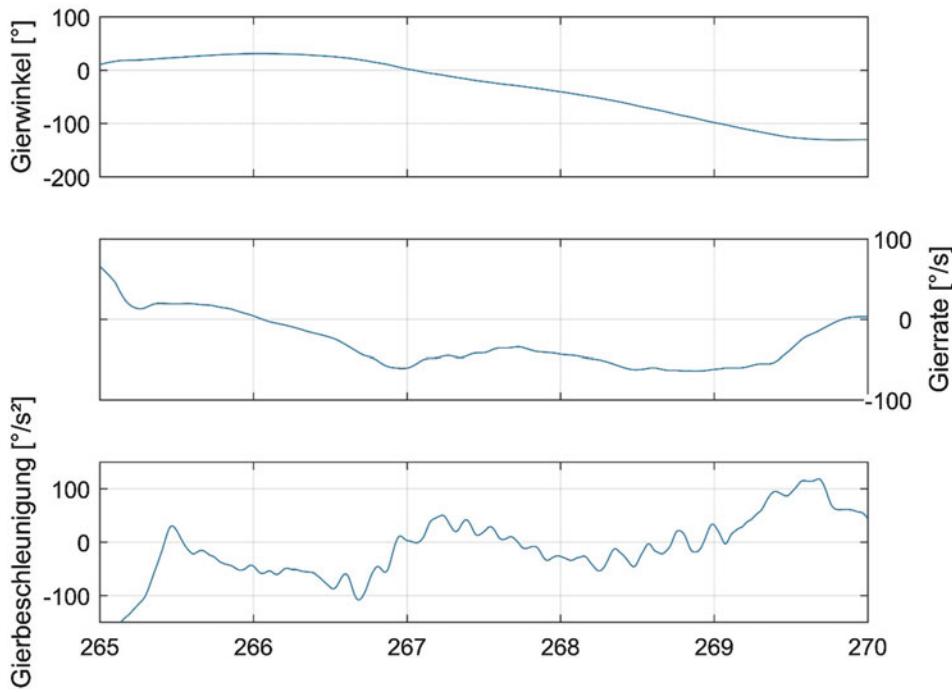


Abb. 3.20 Zusammenhang zwischen Gierwinkel, Gierrate und Gierbeschleunigung. Je größer die Gierrate ist desto schneller wird der für eine Kurve notwendige Gierwinkel erreicht

Setzt man für den Kurvenradius einen Ausdruck aus (2.8) 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 (3.10) liefert:

$$\omega_k = \frac{a_y}{v_v} \quad (3.11)$$

Der Gierratensor an Bord erfasst die tatsächliche Drehgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ des Wagens. Die Differenz dieser beiden Drehungen kann als Schwimmwinkeländerung³ $\dot{\beta}$ aufgefasst werden:

³Als Schwimmwinkel wird der Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor des Fahrzeugs und dessen Längsachse bezeichnet, siehe Abschn. 5.3.3.3.

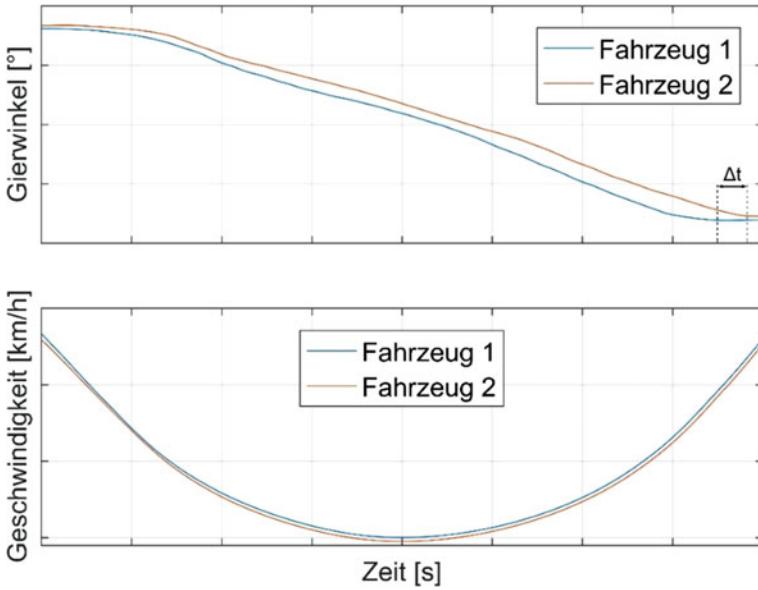


Abb. 3.21 Vergleich des Gierwinkels und der Geschwindigkeit zweier verschiedener Fahrzeuge. Fahrzeug 1 erreicht die Gierwinkeländerung schneller und durchfährt die Kurve mit höherer Geschwindigkeit

$$\dot{\beta} = \dot{\psi} - \omega_k = \dot{\psi} - \frac{a_y}{v_r} \quad (3.12)$$

$\dot{\beta}$ Änderung des Schwimmwinkels, s^{-1}

$\dot{\psi}$ gemessene Gierrate (Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs um Hochachse), s^{-1}

Hinweis: $1/s = 1 \text{ rad/s} = 57,3^\circ \text{ s}^{-1}$

Ein positiver Wert von $\dot{\beta}$ ($\dot{\psi} > \omega_k > \omega_k$) weist auf einen übersteuernden Fahrzustand hin: Der Schwimmwinkel wächst rascher, als er es aus der reinen kinematischen Drehung tun würde. Umgekehrt weist ein negativer Wert auf Untersteuern hin. In Abb. 3.22 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.

Eine weitere Möglichkeit Übersteuern und Untersteuern zu detektieren ist die Verwendung von zwei mit dem Chassis in einem möglichst weiten Abstand zueinander verbauten Beschleunigungssensoren. Idealerweise befinden sich die zwei Beschleunigungssensoren nahe oder auf der Fahrzeulgängsachse. Für den Sensor, der eine höhere Beschleunigung aufweist, kann die Annahme getroffen werden, dass dieser eine höhere Bodenhaftung

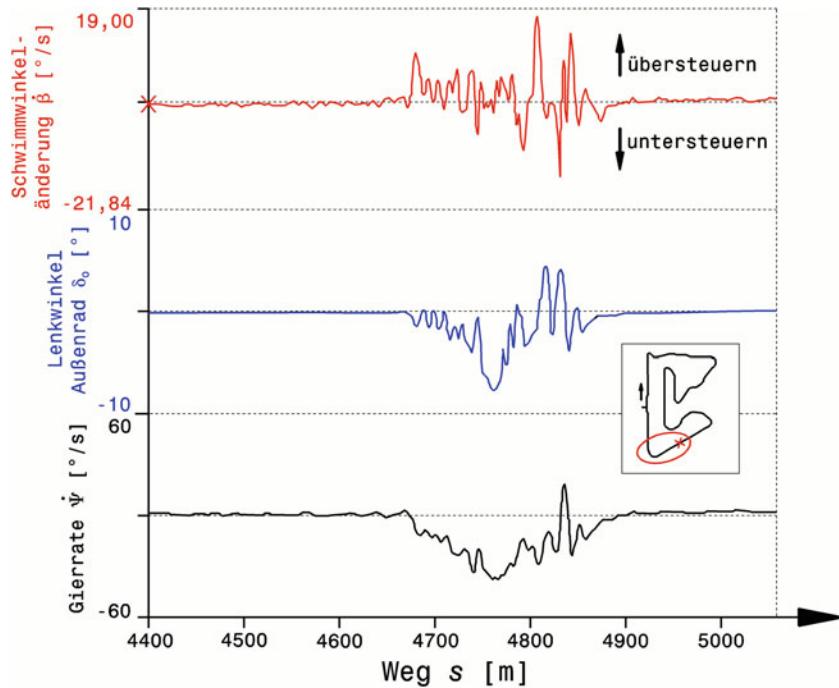


Abb. 3.22 Analyse des Fahrzustands aus der Gierrate, nach [9]. Betrachtet wird die letzte Kurve des Grand-Prix-Kurses Bahrain (Messbeginn Marke „x“ kleines Bild). Das Fahrverhalten wurde aus Messwerten (Gierrate, Geschwindigkeit und Querbeschleunigung) näherungsweise errechnet

aufweist. Ist der Wert des vorderen Sensors höher, befindet sich das Fahrzeug im Übersteuern, da der Grip an dieser Fahrzeugachse höher ist, umgekehrt verhält es sich für das Untersteuern, Abb. 3.23.

Diese Form der Auswertung bietet auch eine Möglichkeit zur Berechnung der Gierrate bei gemessener Querbeschleunigung an Vorder- und Hinterachse, (3.13) und (3.14).

$$\ddot{\Psi} = \frac{a_{Y,f} - a_{Y,r}}{l} \quad (3.13)$$

$\ddot{\Psi}$ Gierbeschleunigung, $1/s^2$

$a_{Y,f}$ Querbeschleunigung Vorderachse, m/s^2

$a_{Y,r}$ Querbeschleunigung Hinterachse, m/s^2

l Radstand, m

Die zeitliche Integration der Gierbeschleunigung liefert die Giergeschwindigkeit:

$$\dot{\Psi} = \int \ddot{\Psi}(t) \cdot dt \quad (3.14)$$

$\dot{\Psi}$ Giergeschwindigkeit, $1/s$

$\ddot{\Psi}$ Gierbeschleunigung, $1/s^2$

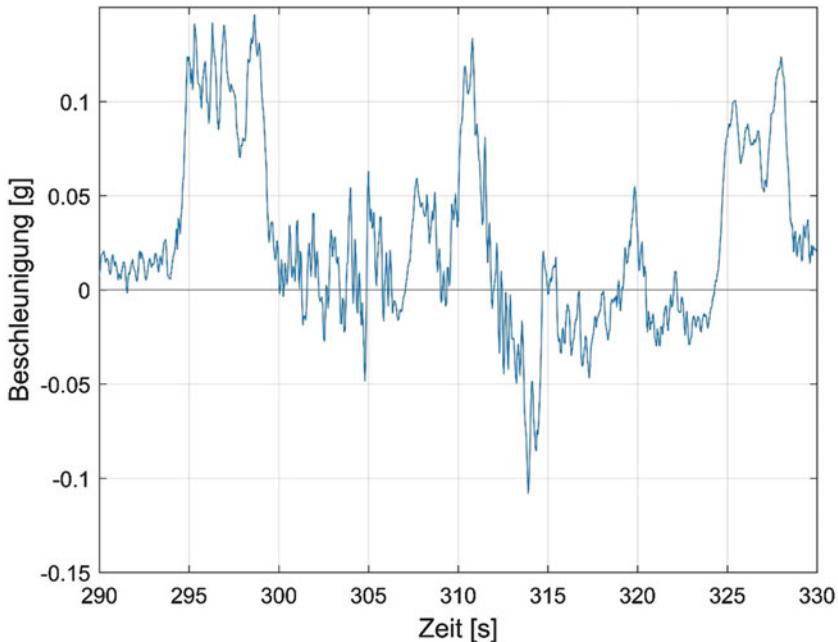


Abb. 3.23 Beispiel zur Bestimmung von Über- und Untersteuern mit Hilfe von zwei Beschleunigungssensoren. Das Querbeschleunigungssignal des hinteren Sensors wird vom Wert des vorderen Sensors subtrahiert. Bei einer positiven Beschleunigungsdifferenz befindet sich das Fahrzeug im Übersteuern, bei einer negativen im Untersteuern

Die Integration von Messwerten über längere Zeitperioden erhöht die Fehleranfälligkeit, weshalb eine Integration nur über kurze Zeitabschnitte durchgeführt werden sollte.

3.4 Reifen Tyres

Der Reifen ist das wichtigste Teil eines Fahrzeugs, da er die einzige Komponente ist, die das Fahrzeug mit der Straße verbindet. Der komplexe Aufbau, das nichtlineare Verhalten und der Verschleiß während eines Rennens machen ein Verständnis der Reifenfunktion recht kompliziert. Für die Datenanalyse sind die relevanten Parameter Reifendruck und -temperatur. Die Größen, nach denen das Verhalten bewertet wird, sind die Längs- und Querbeschleunigung. Verfügt man über ein Reifenkennfeld, kann die maximal mögliche Beschleunigung für die jeweilige Radlast und den jeweiligen Reibungskoeffizienten ermittelt werden. Für die longitudinale Richtung ist der Reifenschlupf in Längsrichtung die zu berücksichtigende Größe, (3.15) und (3.16).

$$s_{W,x,b} = \frac{v_V - v_w}{v_V} \cdot 100 \quad (3.15)$$

- $s_{W,x,b}$ Beim Bremsen auftretender Schlupf, %
 v_V Geschwindigkeit des Fahrzeugs, m/s
 v_w Umfangsgeschwindigkeit des Reifens, m/s

$$s_{W,x,a} = \frac{v_w - v_V}{v_w} \cdot 100 \quad (3.16)$$

- $s_{W,x,a}$ Beim Antreiben auftretender Schlupf, %

Zur Bestimmung der maximal übertragbaren lateralen Kraft wird der Schräglaufwinkel herangezogen. Der Schräglaufwinkel ist der Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor der Radmitte und der Radmittelebene. Dieser Winkel entsteht, sobald eine laterale Geschwindigkeit beim Reifen auftritt. Werden Umfangskräfte und Seitenkräfte kombiniert, erhält man ein Reifenkennfeld, Abb. 3.24. Die maximal übertragbare Kraft $F_{W,max}$ wird durch die einhüllende graue Linie im ersten Quadranten dargestellt.

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, diktiert die in Anspruch genommene Seitenkraft $F_{W,Y}$ des kurvenäußersten Rads, wie groß die Umfangskraft $F_{W,X}$ sein darf, damit die Seitenkraft erhalten bleibt, Abb. 3.25.

Die direkte Messung des Schräglauwinkels für jedes Rad gestaltet sich im Rennbetrieb als zu umfangreich und kann bei bekannter Geschwindigkeit, Gierrate, Schwimm- und Lenkwinkel errechnet werden. Da selbst bei korrekt ermittelten Schräglauwinkel die Kenntnis des Reifenverhaltens von verschiedenen kinematischen als auch physikalischen Größen, wie zum Beispiel Sturz abhängt, Näheres wird in Band 3 Kap. 1 Reifen erläutert, wird im weiteren Verlauf dieses Kapitels der Fokus auf die im Fahrzeug gemessenen Beschleunigungen sowie der Reifentemperatur gelegt.

Reifentemperatur Tire Temperature. Die Reifentemperatur ergibt sich aus dem Zusammenspiel mehrerer physikalischer Effekte und hängt hauptsächlich von der eingebrachten Energie aufgrund der zu übertragenen Kräfte ab. Weitere Parameter, die eine Rolle spielen, sind Umgebungstemperatur als auch Streckentemperatur, da sie bei einer höheren Reifentemperatur für einen Kühlereffekt sorgen. Da die Temperaturverteilung entlang der Breite des Reifens variiert, sollte an zumindest drei Punkten (innen, mittig und außen) gemessen werden. Um den Arbeitsbereich eines Reifens zu bestimmen, wird der Betrag der Querbeschleunigung

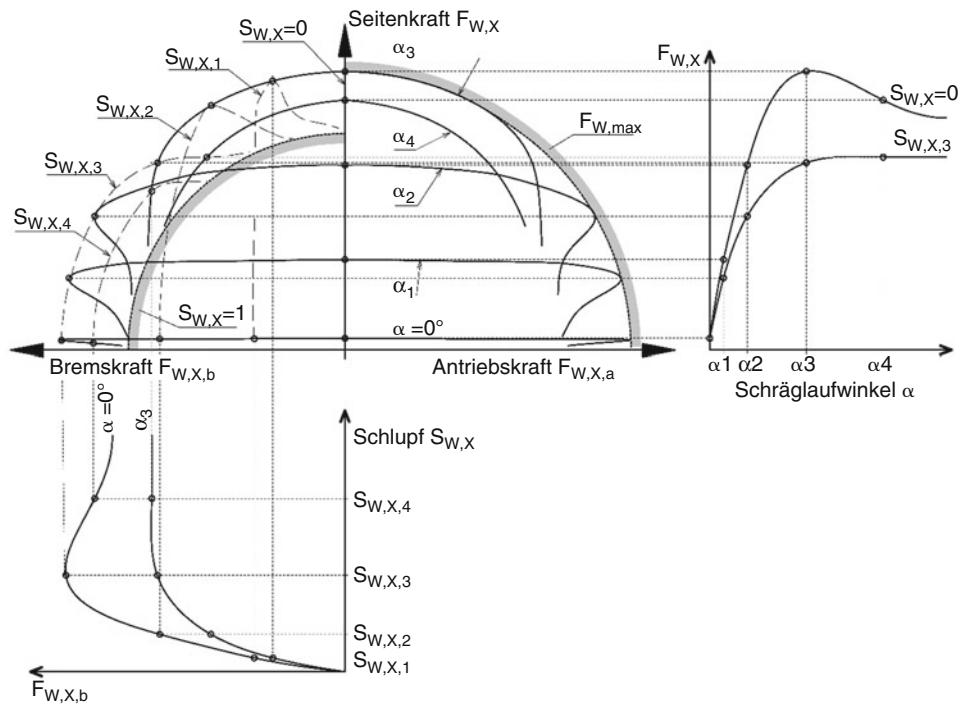


Abb. 3.24 Zusammensetzen eines Reifenkennfelds aus den Kennlinien Seitenkraft über Schräglauftyp und Umfangskraft über Schlupf, idealisiert, nach [7]. Neben der Einhüllenden der maximal übertragbaren Kraft $F_{W,max}$ ist die Grenzkurve für das blockierte Rad ohne Schräglauftyp ($S_{W,x} = 1$) eingetragen

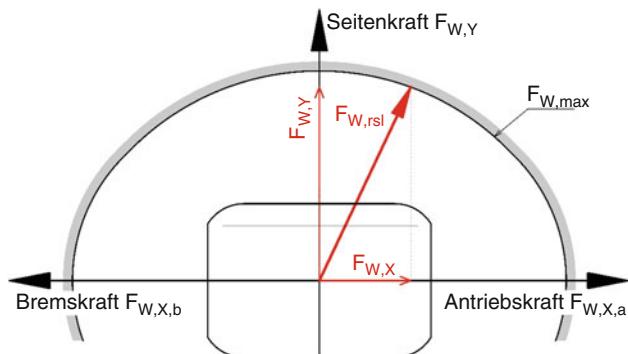


Abb. 3.25 Kombination von Umfangs- und Seitenkraft an einem Rad in einer Kurve, schematisch. Das vollständige Diagramm ist symmetrisch, also für positive und negative Seitenkräfte (Kurvenfahrt nach links und rechts) gleich. Die resultierende Gesamtkraft $F_{W,rsl}$ setzt sich aus einem Seitenkraft- und einem Umfangskraftanteil zusammen. Größer als die vom Reifen vorgegebene Grenze ($F_{W,max}$) kann die Vektorsumme der beiden Anteile nie werden

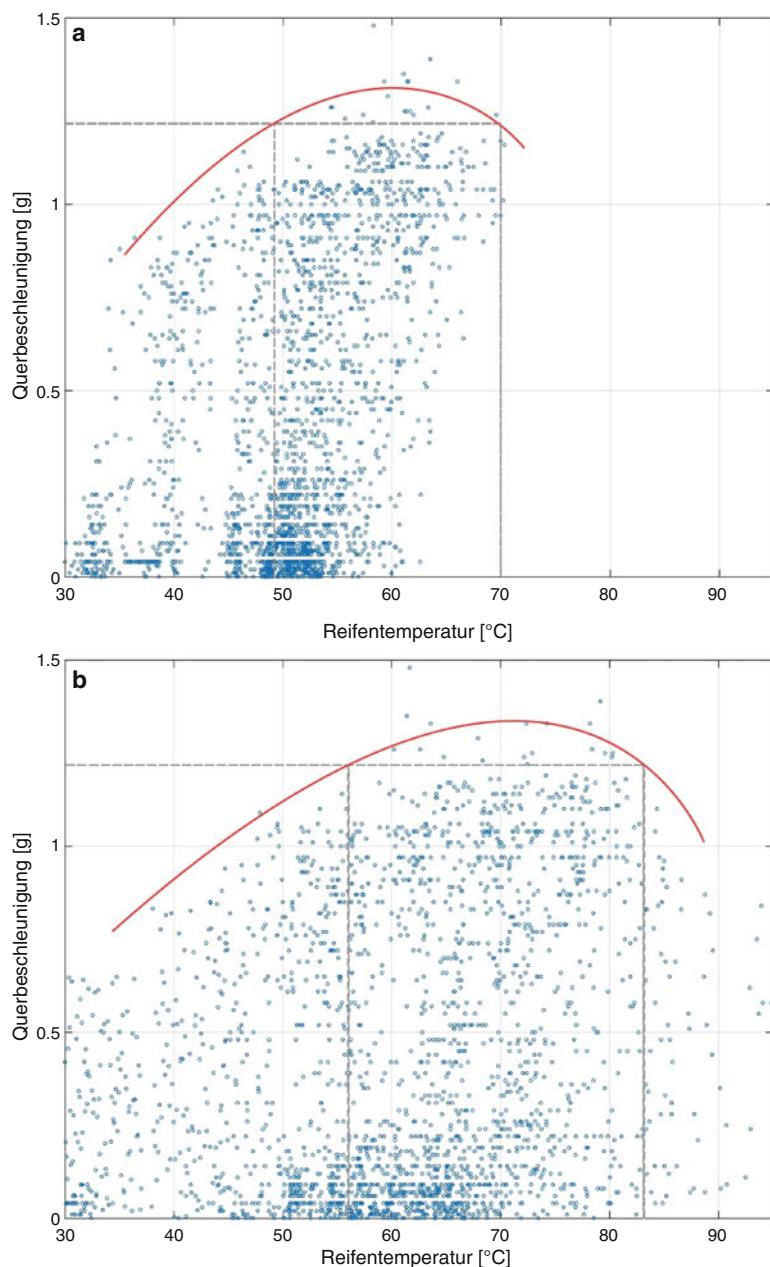


Abb. 3.26 Beispiel zur Bestimmung eines Temperaturfensters eines Reifens an der Vorder- und Hinterachse. Für einen bestimmten Querbeschleunigungswert ergeben sich zwei verschiedene Temperaturbereiche. Für den Hinterreifen (b) ist das Fenster, in dem der Reifen eine Querbeschleunigung von 1,2 g übertragen kann, größer, verglichen zum Vorderreifen (a)

über die Reifentemperatur aufgetragen, Abb. 3.26. Wird eine Querbeschleunigung gewählt, beispielsweise 1,2 g, ergeben sich zwei Schnittpunkte mit der angenäherten Reifencharakteristik, die den Temperaturbereich, in dem der Reifen betrieben werden soll, definieren. Für den vorderen Reifen ergibt sich ein Temperaturfenster zwischen 48 °C und 70 °C, für den Hinterreifen zwischen 56 °C und 83 °C. Ist die Reifentemperatur außerhalb des definierten Bereichs, ist sie entweder zu hoch oder zu niedrig.

Ist der Arbeitsbereich des Reifens definiert, kann man auch die Temperatur, in der der Reifen zu kühlig, zu heiß oder im richtigen Temperaturbereich ist, in mehreren mathematischen Kanälen über die Zeit integrieren, um abschätzen zu können, wie lange sich der Reifen in welchem Temperaturbereich befindet.

Die Reifentemperatur spiegelt auch die laterale Radlastverlagerung wider, Abb. 3.27. Je nach Richtung der Kurve ist die Reifentemperatur auf den kurvenäußeren Rädern höher, da auch die zu übertragenden Kräfte größer sind. Verändert man das Setup des Fahrzeuges in Bezug auf Rollsteifigkeit an einer Achse, wird auch entsprechend die Temperaturdifferenz an der anderen Fahrzeugachse größer. Zur Untersuchung dieses Einflusses könnten die Temperaturdifferenzen einer Achse über die laterale Radlastverlagerung aufgetragen werden.

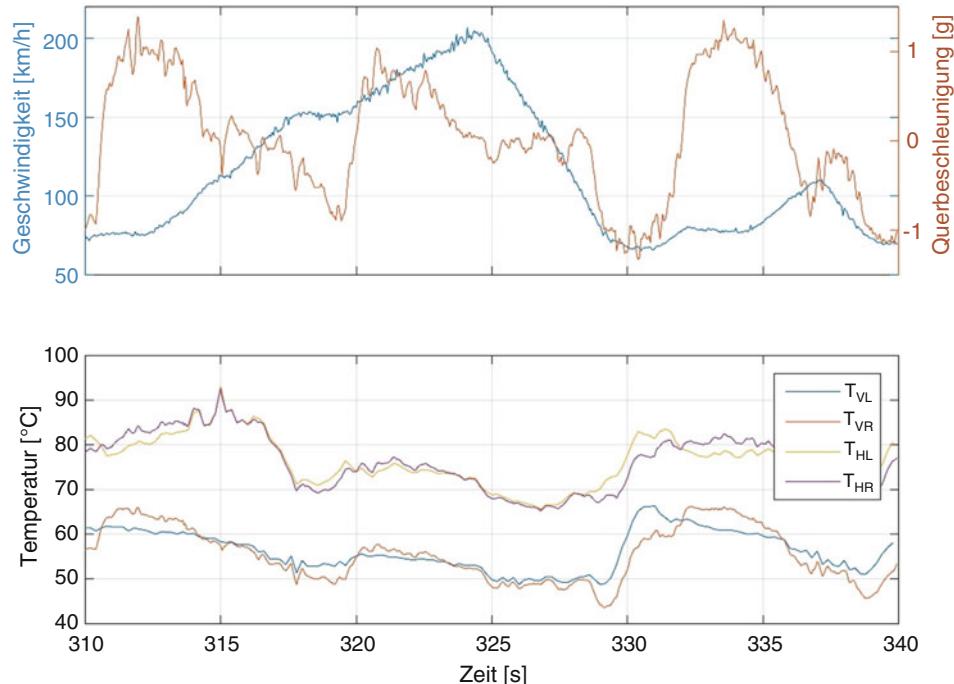


Abb. 3.27 Negative Querbeschleunigung repräsentiert eine Rechtskurve, was eine laterale Verlagerung der Last nach links bedeutet und sich in einer höheren Reifentemperatur der Reifen der linken Fahrzeugseite widerspiegelt. Für eine Linkskurve verhalten sich die Reifentemperaturen entsprechend umgekehrt

Ist kein System zur Messung des Reifendrucks im Fahrzeug verbaut, kann eine Abschätzung anhand der Reifentemperaturen vorgenommen werden, (3.17). Ein zu hoher Reifendruck verringert die Latschfläche, was zu einer erhöhten Temperatur in der Mitte des Reifens führt [8]. Ist der Reifendruck zu niedrig, liegt das Fahrzeug nur auf der äußeren und inneren Reifenflanke auf, was eine Temperaurerhöhung an den äußeren und inneren Reifentemperatursensoren verursacht.

$$p_T = \vartheta_{R,m} - \frac{\vartheta_{R,o} + \vartheta_{R,i}}{2} \quad (3.17)$$

p_T Reifendruck aus Temperatur abgeleitet, °C

$\vartheta_{R,i}$ Reifentemperatur innen, °C

$\vartheta_{R,m}$ Reifentemperatur mittig, °C

$\vartheta_{R,o}$ Reifentemperatur außen, °C

Wird dieser mathematische Kanal für alle vier Reifen berechnet, kann auf den Reifendruck geschlossen werden, Abb. 3.28. Die Reifendrücke der vorderen Räder weichen nur leicht von der Nulllinie ab, was auf eine homogene Temperaturverteilung und somit den passen-

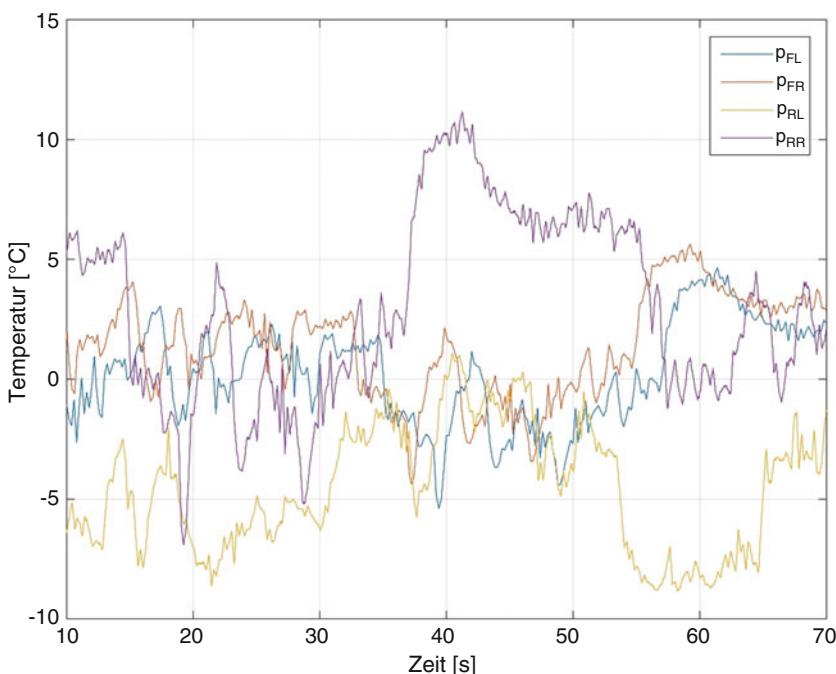


Abb. 3.28 Ist die Reifentemperatur in der Mitte um einiges größer als der Mittelwert aus äußerer und innerer Reifentemperatur, ist der Reifendruck zu hoch (Reifendruck hinten rechts, p_{RR}). Für negative Temperaturdifferenzen ist der Reifendruck zu niedrig (Reifendruck hinten links, p_{RL}). Die Reifendrücke der Vorderachse weisen kein Auffälligkeiten auf

den Reifendruck schließen lässt. Für den Reifendruck des hinteren rechten Rades (p_{RR}) ergibt sich eine positive Temperaturdifferenz, weshalb auf einen zu hohen Reifendruck geschlossen werden kann. Noch deutlicher ist das Ergebnis für den rechten hinteren Reifen, bei dem die Temperaturdifferenz fast über die gesamte Zeit negativ ist und auf eine konstant höhere Flankentemperatur zurückzuführen ist. Da diese Form der Reifendruckauswertung nur eine Annäherung darstellt, sollte sie zusätzlich mit dem Reifenbild verglichen werden. Eine Darstellung des über die Temperatur abgeschätzten Reifendrucks kann auch in einem Rundendiagramm dargestellt werden, bei der die Druckentwicklung über mehrere Runden ersichtlich wird.

Analog zur Abschätzung des Reifendrucks kann auch der Sturz des Reifens mit Hilfe der Reifentemperaturen analysiert werden, Abb. 3.29. Dafür werden die Reifentemperaturen der Innenseite mit der mittleren und äußeren Reifentemperatur verglichen. Ist die Abweichung zu groß, Abschnitt zwischen 200 s und 210 s, ist dies ein Anzeichen für

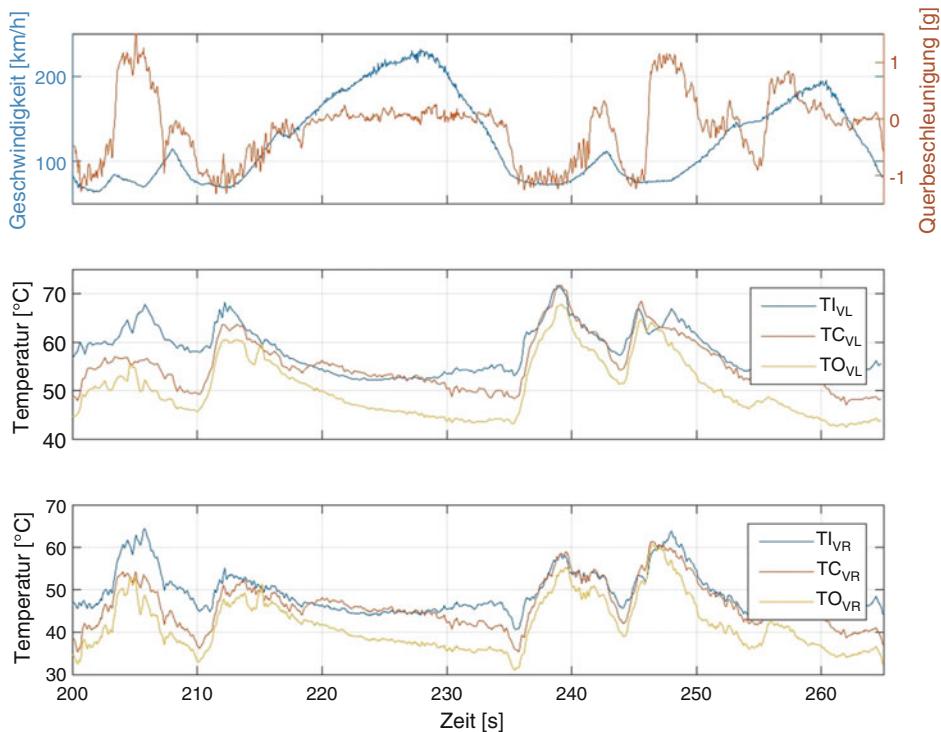


Abb. 3.29 Datenschrieb von Geschwindigkeit, Querbeschleunigung und Reifentemperaturen an der Vorderachse. Der Fokus dieser Untersuchung liegt in der Verteilung der Temperaturen eines Reifens entlang seiner Breite. Ist der Sturz zu hoch, wird die Temperatur an der inneren Flanke viel höher sein als außen

einen zu hohen Sturz für das untersuchte Rad in dieser Kurve. Mit dieser Methode kann der Reifensturz der Räder Kurve für Kurve untersucht werden. Eine Betrachtung des Reifenbildes sollte zusätzlich durchgeführt werden.

Neben der Oberflächentemperatur spielt auch der Zustand der Luft im Reifen eine Rolle für die zu erreichenden Beschleunigungen. In den meisten Anwendungen liegt der Fokus am Fülldruck des Reifens. Dieser hängt unmittelbar mit der Lufttemperatur (Abb. 3.30) zusammen. Vergleicht man die Reifenoberflächentemperatur mit der Reifenlufttemperatur ist festzustellen, dass sich die Lufttemperatur in den sechs dargestellten Runden deutlich weniger ändert. Der Trend ist im Mittel für Oberflächentemperatur und Lufttemperatur gleich.

Reifendruck Tire Pressure. Der Fülldruck der Reifen ist einer der wichtigsten Set-upparameter eines Rennfahrzeugs. Er ist einfach mittels eines Manometers zu messen und wird in nahezu jeder Rennklasse eingestellt. Im professionellen Motorsport werden Reifenfülldruck und mittlerweile auch Reifenlufttemperatur während des Rennens aufgezeichnet, Abb. 3.31. Die dargestellten Daten sind von einem GT3 Fahrzeug vom

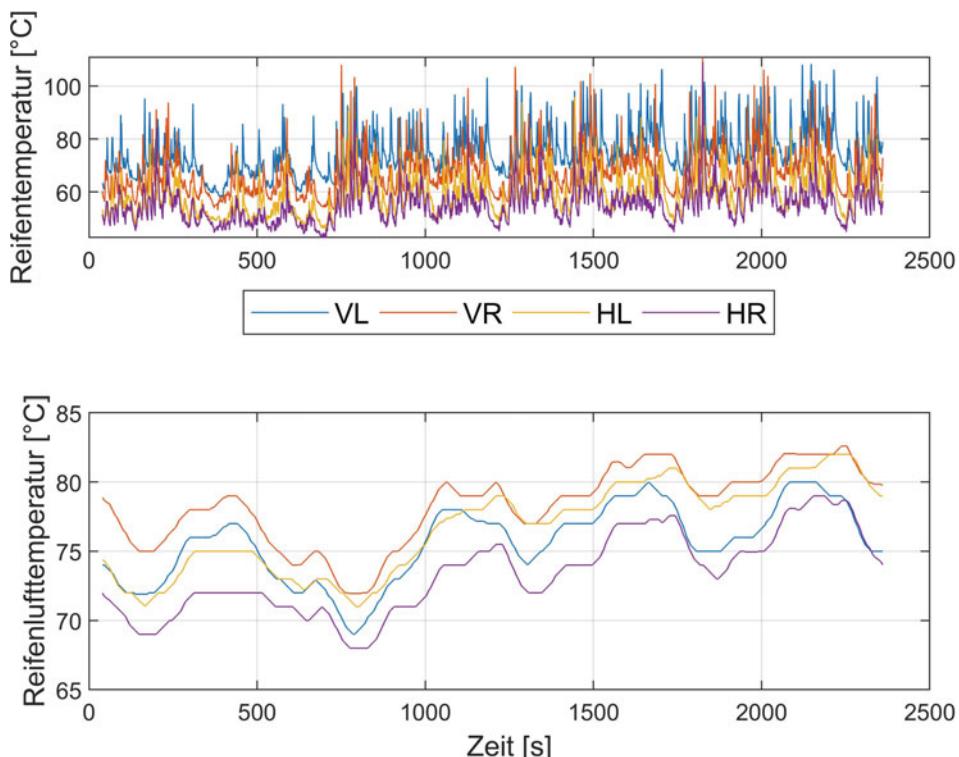


Abb. 3.30 Vergleich von Reifenoberflächentemperatur(oben) und Reifenlufttemperatur(unten). Die Lufttemperatur ändert sich in einem kleineren Bereich von etwa 10 °C. Bei der Oberflächentemperatur des Reifens ist der Unterschied mit bis zu 70 °C deutlich höher

Hungaroring. Zu sehen sind einige Runden des ersten Stints, der Fahrerwechsel und ein Großteil des zweiten Rennabschnitts. Im oberen Diagramm ist der Reifenfülldruck, im unteren, die Reifenlufttemperatur von allen vier Rädern dargestellt. Die senkrechten Linien im Datenschrieb im Druck- und Temperatursignal stellen das Stehen des Fahrzeuges während des Boxenstopps dar. Der Sensor wechselt vom Messmodus in den Modus Standby um Energie zu sparen. Sobald sich das Fahrzeug wieder bewegt (wird meist über Beschleunigungssensoren ermittelt), wechselt der Sensor wieder in den Messbetrieb. Die einzelnen Runden sind durch grau strichlierte, senkrechte Linien gekennzeichnet. Betrachtet man den Abschnitt nach dem Boxenstopp erkennt man, dass es fünf bis sechs Runden dauert bis sich der Druck- und Temperaturzustand stabilisieren. Möchte man eine Setupänderung validieren, ist es naheliegend erst die Daten nach der Stabilisierung heranzuziehen, da zuvor eine Performanceänderung auch im sich ändernden Reifenzustand liegen könnte. Im gezeigten Beispiel ist der Reifenfülldruck der Vorderachse durchschnittlich um 0,1 bar höher. Die höchste Temperatur stellt sich am linken hinteren Rad (HL) ein, was aufgrund der Fahrzeug- und Streckencharakteristik plausibel ist.

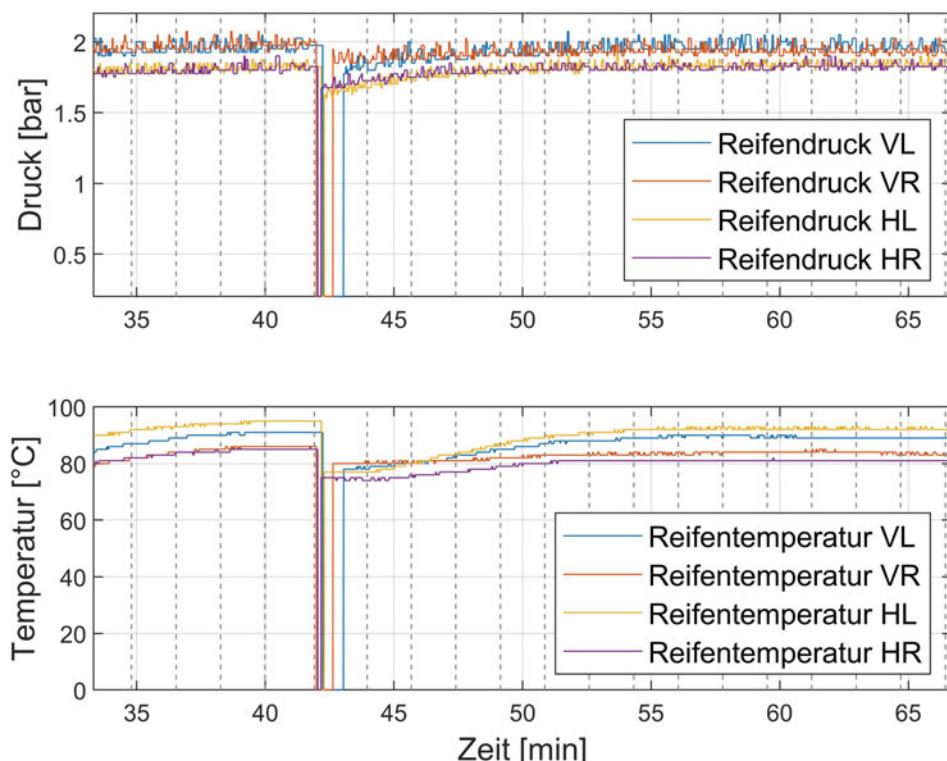


Abb. 3.31 Aufzeichnungen aus einem Reifenfülldruck- und Reifenlufttemperaturmesssystem. Die Daten stammen von einem GT3 Fahrzeug am Hungaroring. Die senkrechten, strichlierten Linien stellen die einzelnen Runden dar

Stellt man den Betrag der Querbeschleunigung über den Reifendruck dar, Abb. 3.32, kann man den Reifendruck bestimmen, bei dem der Reifen die größten Kräfte auf die Straße übertragen kann. Für den untersuchten Reifen ergibt sich ein Fülldruck im Bereich von 1,9 bar als Druck für das größte Kraftschlusspotential. Ein Histogramm unterstützt den Renningenieur zu evaluieren, ob der Reifendruck auch im richtigen Druckbereich arbeitet. Das vordere rechte Rad hat den größten Anteil im optimalen Bereich. Für die beiden hinteren Räder sollte der Kaltdruck etwas erhöht werden. Eine mögliche Methodik zur Einstellung des Reifendrucks ist in Kap. 5 Abschn. 3.2 Basis-Setup beschrieben. Das Diagramm Längsbeschleunigung über Fülldruck gibt ein weniger klares Bild verglichen mit der Darstellung der Querbeschleunigung. Trotzdem ist auch in diesem Bild ersichtlich, dass der ideale Druck im Bereich zwischen 1,8 bar und 1,95 bar liegt. Die letzte Messwertkombination zeigt die Reifenlufttemperatur über den Fülldruck. Es ergibt sich ein unmittelbarer Zusammenhang zwischen diesen Größen. Der Fülldruck des linken hinteren Rades (gelb) ist etwas niedriger, weshalb der Reifen eine höhere Walkarbeit verrichten muss und sich damit wiederum stärker erwärmt.

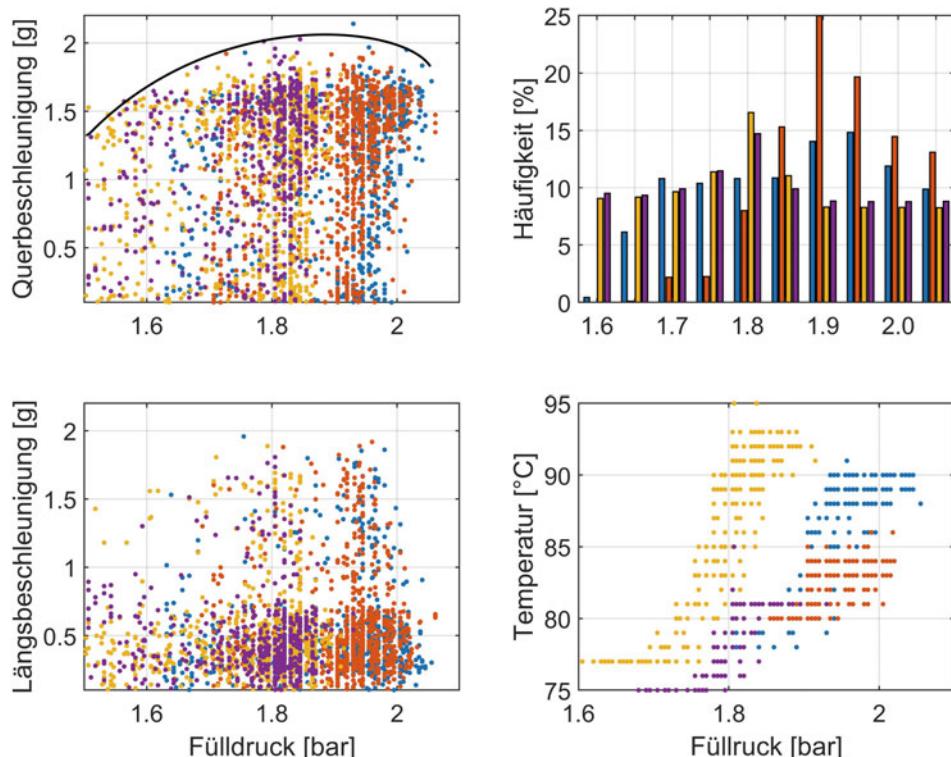


Abb. 3.32 Querbeschleunigung über Fülldruck mit angedeuteter Reifencharakteristik, Fülldruckhistogramm, Längsbeschleunigung über Fülldruck sowie Reifentemperatur über Fülldruck. Für alle vier Diagramme gilt die folgende Legende: blau vorne links, rot vorne rechts, gelb hinten links, violett hinten rechts

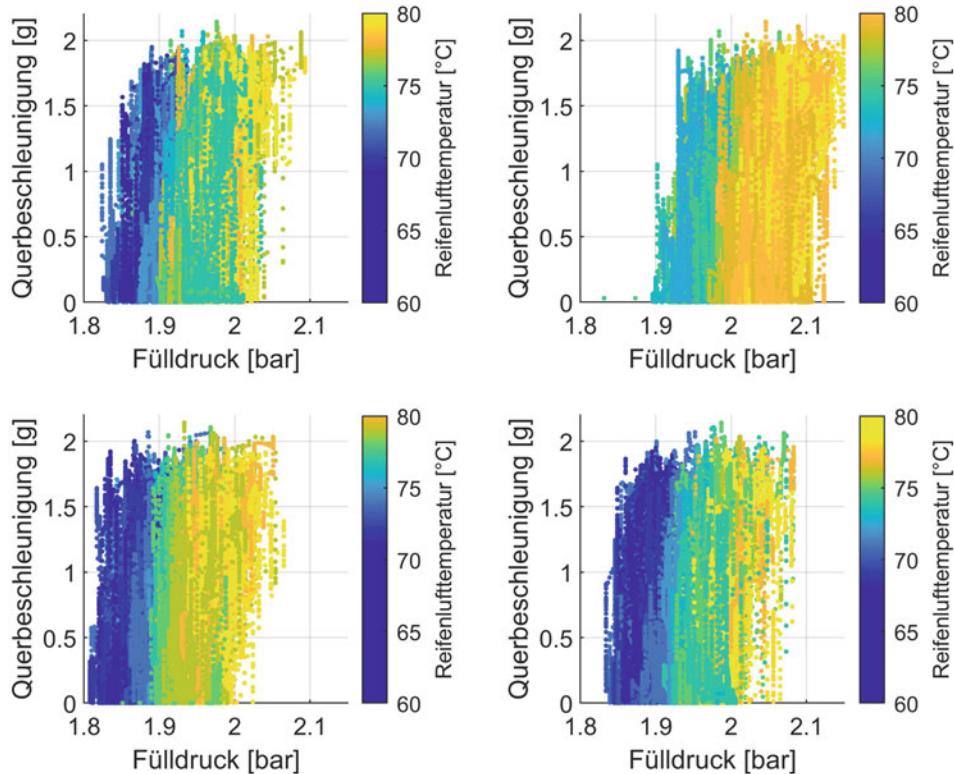


Abb. 3.33 Beispiel für die Zustandsänderung aller Reifen. Der höhere Kaltdruck im rechten vorderen Reifen (oben rechts im Bild) führt zu höheren Temperaturen der Luft. Die Druckänderung liegt bei allen Reifen bei ca. 0,2 bar

Die Messdaten eines anderen Fahrzeugs auf einer anderen Rennstrecke (Nordschleife) zeigen ein ähnliches Bild, Abb. 3.33. Die Druckänderung während des dargestellten Abschnitts ist im Bereich von 0,2 bar. Die Maximaltemperaturen weichen 4 °C zwischen den einzelnen Reifen ab.

3.5 Radlast Wheel Load

Die Messung der Radlast umfasst statische Radlast, laterale und longitudinale Radlastverlagerungen, Steigungen und Schräglage der Strecke, aerodynamische Effekte und Bodenanregungen, Abb. 3.34. Dieser Datenschrieb zeigt die dynamischen Radlasten eines Formel-1-Rennwagens aus dem Jahr 2002. Bei einer Geschwindigkeit über 300 km/h erreicht die Summe der Radlasten mehr als drei Tonnen.

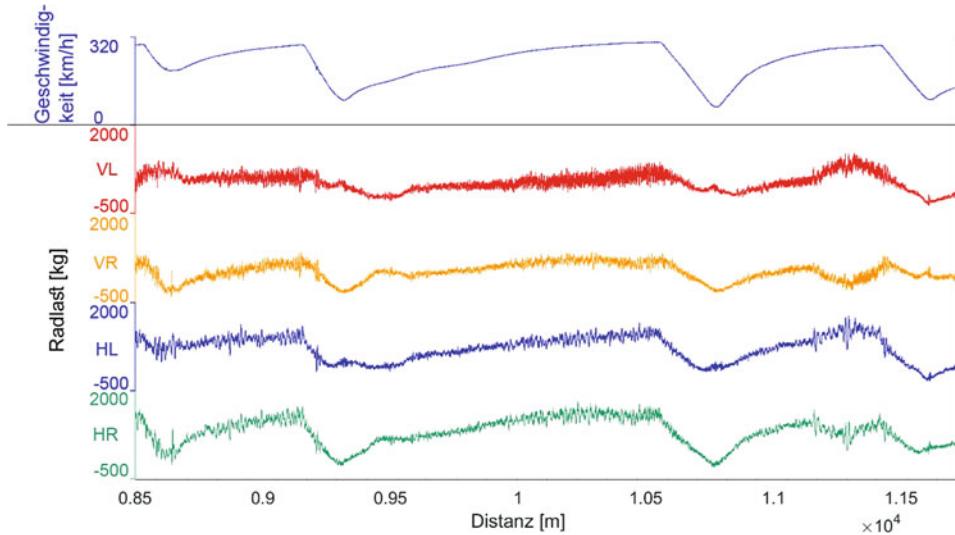


Abb. 3.34 Radlasten eines Formel 1 Fahrzeuges am Hockenheimring nach [9]

Einige der zuvor erwähnten Effekte sollen näher untersucht werden. Die verwendeten Messdaten stammen von einer direkten Kraftmessung. Verfügt das zu untersuchende Fahrzeug über keine direkt gemessenen Radlasten, können diese anhand der in Band 3 Kap. 2 vorgestellten Vorgehensweise errechnet werden. Die dazu notwendige Messgröße für die laterale Radlastverlagerung ist die Querbeschleunigung. Zusätzlich werden die Höhe des Aufbauschwerpunkts und des Schwerpunkts der ungefederten Massen, die Höhe der Rollzentren, die Spurweite(n) sowie Massen von gefederten und ungefederten Fahrzeugteilen benötigt. Für die longitudinale Radlastverlagerung muss die Längsbeschleunigung gemessen werden und zusätzlich zu den zuvor beschriebenen Komponenten ist die Kenntnis des Radstands erforderlich.

Zur Bestimmung der lateralen Radlastverlagerung wird die Differenz der gemessenen Radlasten einer Achse subtrahiert. Bringt man die Radlastverlagerung der Vorderachse zur gesamten Radlastverlagerung ins Verhältnis erhält man die Verteilung der lateralen Radlastverlagerung, (3.18).

$$\Phi_{Fz,Y} = \frac{\Delta F_{W,Z,f}}{\Delta F_{W,Z,f} + \Delta F_{W,Z,r}} \Delta 100 \quad (3.18)$$

- $\Phi_{Fz,Y}$ Verteilung der lateralen Radlastverlagerung, %
- $\Delta F_{W,Z,f}$ Laterale Radlastverlagerung Vorderachse, N
- $\Delta F_{W,Z,r}$ Laterale Radlastverlagerung Hinterachse, N

Erzeugt man den mathematischen Kanal, ist dieser hilfreich, transiente Effekte am Kurvenein- und Kurvenausgang zu untersuchen. Die Dämpfer des Fahrzeugs ändern kurzfristig die Verteilung der lateralen Radlastverlagerung. Gefahren wurde ein Slalom mit 1 g

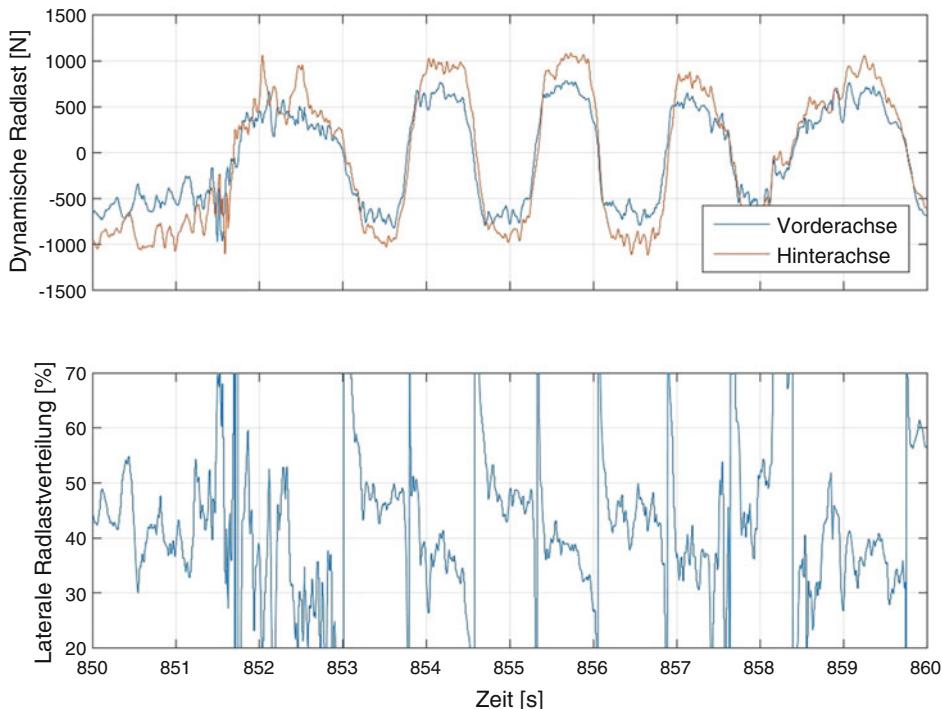


Abb. 3.35 Dynamische Radlastverlagerung und laterale Verteilung der Radlastverlagerung

Querbeschleunigung, Abb. 3.35. Die Spitzen in der Verteilung der Radlastverlagerung treten beim Auf- bzw. Abbau der Querbeschleunigung auf, für konstante Querbeschleunigung ergibt sich auch eine verhältnismäßig konstante Verteilung.

Die Rollbewegung des Fahrzeugs beeinflusst die Radlastverlagerung. Eine einfache Auswertung nach einer Änderung von Stabilisator oder Federn ist in Abb. 3.36 dargestellt. Es wird die hintere Radlastverlagerung über die vordere aufgetragen. Die Steigung der Kurve ist ein Maß für die Rollsteifigkeitsverteilung.

Ähnlich wie bei der lateralen Radlastverlagerung verhält es sich mit der longitudinalen Radlastverlagerung bei Beschleunigung und Verzögerung. Die mathematischen Kanäle ergeben sich einerseits aus der Summe der Radlasten, Vorderachse positiv, Hinterachse negativ. Analog zur lateralen Verteilung der Radlast kann auch eine Verteilung für die longitudinale erstellt werden, (3.19).

$$\Phi_{Fz,X} = \frac{\Delta F_{W,Z,f,l} + \Delta F_{W,Z,f,rs}}{\Delta F_{W,Z,f,l} + \Delta F_{W,Z,f,rs} + \Delta F_{W,Z,r,l} + \Delta F_{W,Z,r,rs}} \cdot 100 \quad (3.19)$$

$\Phi_{Fz,X}$ Verteilung der longitudinalen Radlastverlagerung, %

$\Delta F_{W,Z,f,n}$ Dynamische Radlast Vorderachse ($n = l$ für links und $n = rs$ für rechts), N

$\Delta F_{W,Z,r,n}$ Dynamische Radlast Hinterachse, N

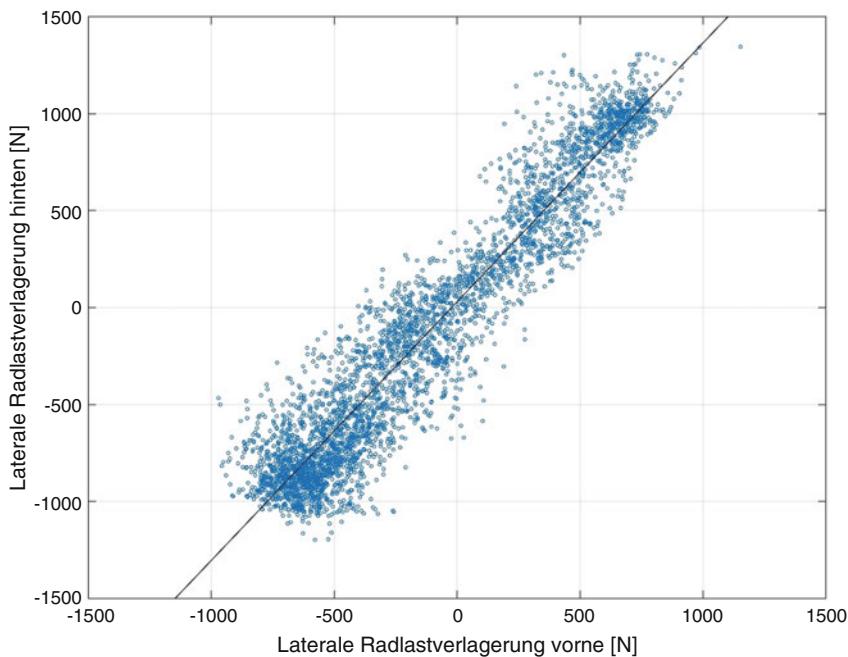


Abb. 3.36 Dynamische Radlastverlagerung der Hinterachse über die Vorderachse aufgetragen

3.6 Dämpfer Dampfers (Shock Absorber)

Das Thema Dämpfer ist für Fahrzeuge, und besonders Rennfahrzeuge, essenziell. Da in den meisten Rennfahrzeugen verstellbare Dämpfer verbaut sind, ist diese Thematik besonders in der Abstimmungsphase interessant, weshalb es auch im Abschn. 5.3 ausführlich behandelt wird. An dieser Stelle sollen nur einige Darstellungsformen erläutert werden, die für die Abstimmung benötigt werden. Wird der Dämpfer gestaucht *bump*, ist der gemessene Weg positiv, beim Entspannen aus der Nulllage *rebound* wird der Messwert des Weges mit negativen Vorzeichen im Datenspeicher abgelegt. Der Dämpfer erfüllt zwei Aufgaben, einerseits sorgt er für einen bestmöglichen Rad-Straße-Kontakt, andererseits wird er gezielt zur Kontrolle der Chassisbewegung, besonders dem Bodenabstand aufgrund des aerodynamischen Einflusses, eingesetzt.

Aufgrund der geschwindigkeitsabhängigen Funktion des Dämpfers wird im ersten Schritt die Geschwindigkeit aus den gemessenen Dämpferwegen errechnet, nach der Zeit abgeleitet, (3.20).

$$v_D = \frac{ds_D}{dt} \quad (3.20)$$

v_D Dämpfergeschwindigkeit, mm/s

s_D Dämpferweg, mm

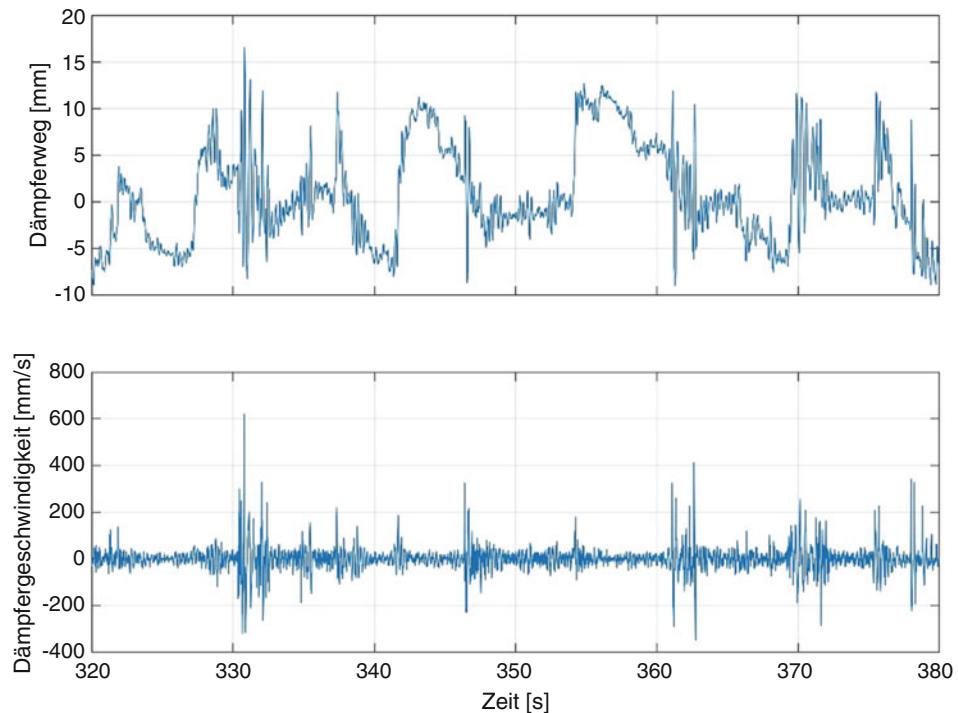


Abb. 3.37 Dämpferweg eines GT1-Fahrzeugs und mathematischer Kanal der Dämpfergeschwindigkeiten. Die Spitzen im Datenschrieb der Dämpfergeschwindigkeit stellen das Überfahren von Curbs dar

Abb. 3.37 zeigt den Dämpferweg und die errechnete Dämpfergeschwindigkeit eines GT1-Fahrzeugs für einen Streckenabschnitt. Der Großteil der Daten befindet sich zwischen +25 mm/s und –25 mm/s. Die wenigen Ausreißer mit einem Betrag über 200 mm/s wurden durch Überfahren der Streckenbegrenzung *curbs* hervorgerufen.

Die Dämpfergeschwindigkeit über die Zeit oder den Weg lässt nicht viele Rückschlüsse über das Dämpferverhalten an sich zu. Wird die Dämpfergeschwindigkeit in einem Histogramm dargestellt, Abb. 3.38, wird die statistische Auswertung der verwendeten Daten gezeigt. Die Form des Histogramms wird abgesehen von einer Änderung der Dämpfereinstellungen durch viele weitere Parameter wie Federsteifigkeit, Steifigkeit des Stabilisators, Masse, Reifenparametern und weiteren beeinflusst. Für die ideale Bodenhaftung sollten die Histogramme so symmetrisch wie möglich und normal verteilt sein. Die Normalverteilung erklärt sich durch ein einfaches Beispiel mit einer mit konstanter Geschwindigkeit durchfahrenen Kurve. Beim Einlenken baut sich aufgrund der Chassisbewegung eine positive Dämpfergeschwindigkeit am kurvenäußersten Rad auf. Am Kurvenausgang wird unter der Annahme der gleichen Einstellung für die Druck- und Zugstufe ein entsprechendes negatives Geschwindig-

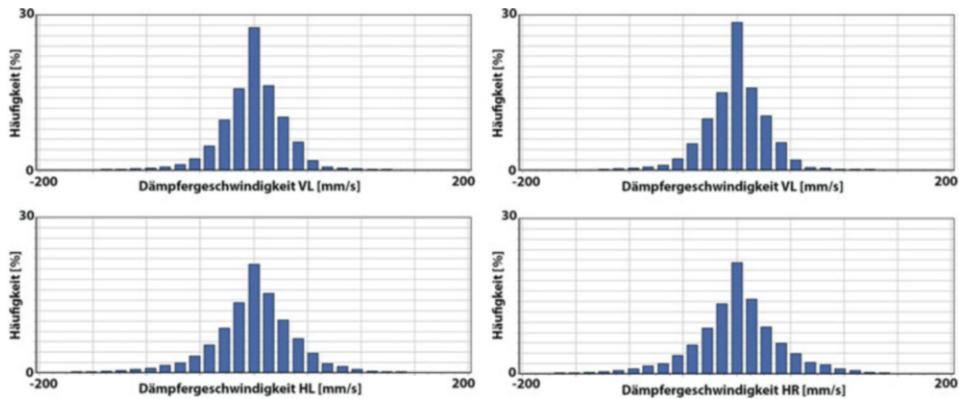


Abb. 3.38 Histogramme der Dämpfergeschwindigkeiten für alle vier Räder. Die Histogramme auf der linken Seite stellen die linke Fahrzeugeite dar, oben ist die Vorderachse, unten die Hinterachse dargestellt

keitsprofil erzeugt. Wird dieses Beispiel für weitere Fahrmanöver durchgespielt, ergibt sich mit dem Ziel einer minimalen, homogenen Chassisbewegung eine Normalverteilung für das Dämpferhistogramm.

Aber auch eine Frequenzanalyse ist eine Möglichkeit das Dämpferverhalten zu analysieren [10]. Für diesen Zweck werden die Dämpfergeschwindigkeiten in ihre Frequenzanteile zerlegt, Abb. 3.39. Die Frequenzspitze für die Hinterachse liegt bei 3,8 Hz und entspricht der ungedämpften Eigenfrequenz des Hinterwagens. Eine Erhöhung der Federrate erhöht die Eigenfrequenz. Die Amplitude des Signals wird durch den Dämpfer beeinflusst. Je höher die Dämpfung desto niedriger wird die Amplitude und umgekehrt. Würde man ein Histogramm für das gleiche Fahrzeug erstellen, wäre der Anteil der langsamen Dämpfergeschwindigkeiten für den hinteren linken Dämpfer (pink) niedriger als für den hinteren rechten Dämpfer.

Eine alternative Darstellungsform zum Dämpferhistogramm ist das Aufsummieren von Zeiten für bestimmte Geschwindigkeitsbereiche der Dämpfer, Abb. 3.40. Für dieses Diagramm wurden die Dämpfergeschwindigkeiten in die vier Bereiche 0 mm/s bis 25 mm/s, über 25 mm/s sowie 0 mm/s bis -25 mm/s und kleiner -200 mm/s unterteilt.

Diese Größen können in einem Rundendiagramm für jeden Dämpfer erstellt werden um sowohl deren Veränderung über mehrere Runden zu analysieren als auch die Auswirkungen geänderter Setupeinstellungen, die den Dämpfer betreffen, sichtbar zu machen.

3.7 Aerodynamik Aerodynamics

Zur Auswertung der Aerodynamik im Rennbetrieb bieten sich mehrere Sensoren an. Die Größen, die dabei eine Rolle spielen, sind Luftwiderstand *drag* und Abtrieb *down force*. Beide sind proportional zum Quadrat der Geschwindigkeit. Doppelte Geschwindigkeit

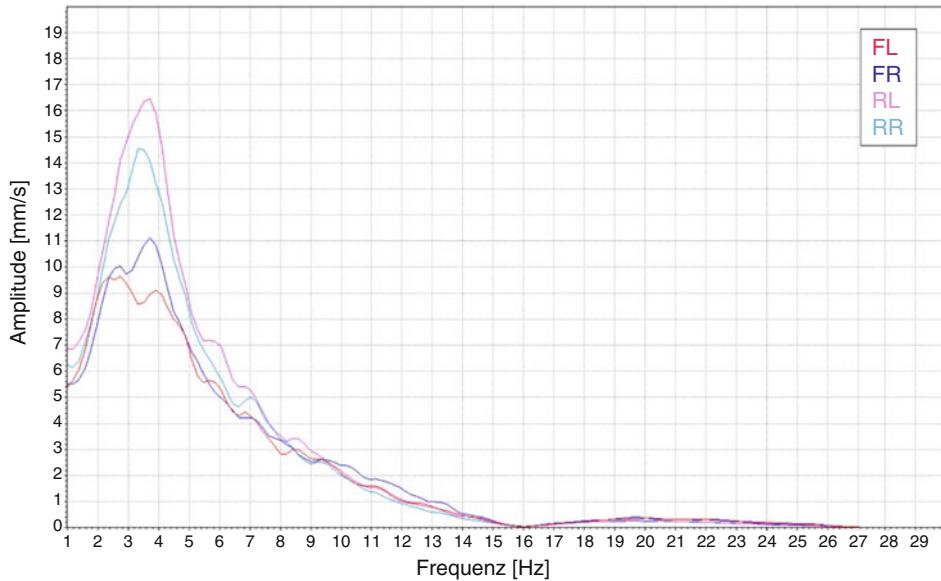


Abb. 3.39 Beispiel für eine Frequenzanalyse der Dämpfergeschwindigkeiten. Der Vorteil dieser Betrachtung liegt in der kombinierten Betrachtung von Feder- und Dämpfereinheit. FL vorne links, FR vorne rechts, RL hinten links, RR hinten rechts

bedeutet somit vierfachen Luftwiderstand oder Abtrieb unter der Voraussetzung, dass sich die aerodynamischen Elemente in dem Geschwindigkeitsbereich gleich verhalten. (3.21) beschreibt den Zusammenhang des Luftwiderstandes.

$$F_{L,X} = \frac{1}{2} \rho_L \cdot c_W \cdot A_V \cdot v_L^2 \quad (3.21)$$

$F_{L,X}$ Luftwiderstand, N

ρ_L Dichte der Luft, kg/m³

c_W Widerstandsbeiwert, -

A_V Projizierte Fläche in Längsrichtung (Querschnittsfläche) des Fahrzeugs, m²

v_L Anströmgeschwindigkeit, m/s

Der Unterschied zum Abtrieb besteht lediglich im Beiwert, (3.22).

$$F_{L,Z} = \frac{1}{2} \rho_L \cdot c_A \cdot A_V \cdot v_L^2 \quad (3.22)$$

$F_{L,Z}$ Abtriebskraft, N

c_A Abtriebsbeiwert, -

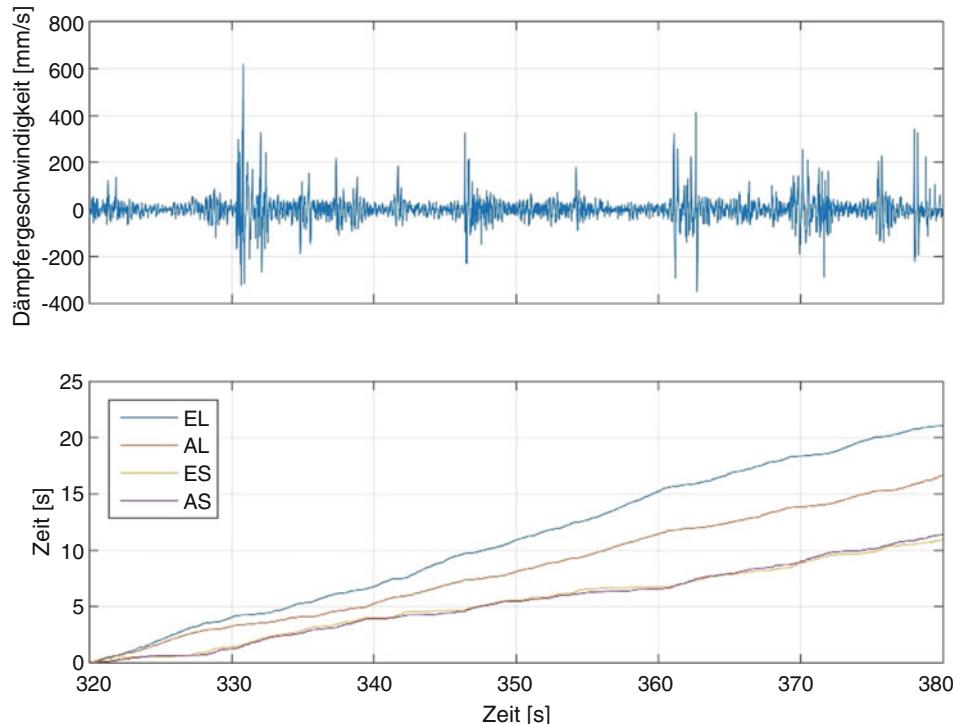


Abb. 3.40 Kumulative Dämpfergeschwindigkeiten für einen Streckenabschnitt eines GT1-Fahrzeugs. Positive, langsame Geschwindigkeiten (EL), schnelle, positive Geschwindigkeiten als auch die negativen, langsamen (AL) und schnellen, negativen (AS) werden über die Zeit aufsummiert

Im Grunde handelt es sich beim Abtrieb um eine dynamische Messung der Radlasten, die direkt durch die Messung der Kraft oder indirekt über die Messung von Wegen erfolgt. Für die indirekte Messung bieten sich die Federwege oder auch mehrere Punkte der Fahrzeughöhe an. Besonders wichtig für die Auswertung hinsichtlich Aerodynamik ist die die Messung der Geschwindigkeit mittels Pitotrohr. Da das Pitotrohr eigentlich einen Druck misst, muss dieser entsprechend auf eine Geschwindigkeit umgerechnet werden, (3.23).

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{\text{dyn}}}{\rho_L}} \quad (3.23)$$

v Geschwindigkeit, m/s

p_{dyn} Dynamischer Luftdruck, Pa

ρ_L Luftdichte, kg/m³

Um die Qualität der Ergebnisse zu verbessern, empfiehlt es sich, die Lufttemperatur und den Luftdruck mitzumessen, da diese einen direkten Einfluss auf die Dichte der Luft haben, (3.24).

$$\rho_L = \frac{p}{R_L \cdot T_L} \quad (3.24)$$

ρ_L Luftpfechtheit, kg/m^3

p Luftdruck, Pa

R_L Spezifische Gaskonstante, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

T_L Lufttemperatur, K

Für eine exakte Berechnung benötigt man zusätzlich die relative Luftfeuchtigkeit und den entsprechenden Sättigungsdampfdruck von Wasser in Luft.

Abb. 3.41 zeigt den Vergleich von Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt durch die Raddrehzahl und des Pitotrohrs. Je nach Windverhältnissen weichen die Geschwindigkeiten voneinander ab. Bei Rückenwind ist die Fahrzeuggeschwindigkeit, ermittelt durch die Radrehzahlen, größer, für Gegenwind aufgrund des erhöhten Luftwiderstands kleiner.

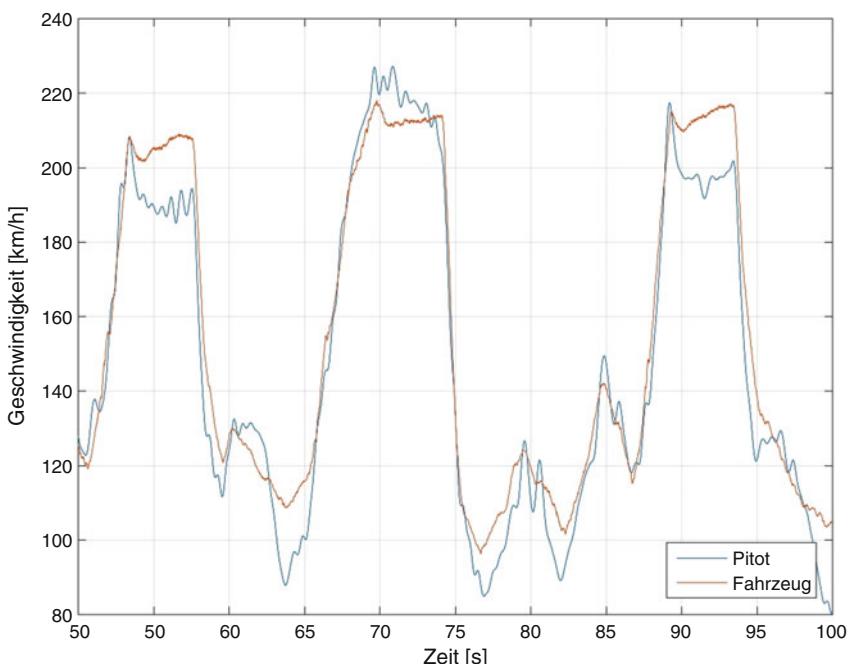


Abb. 3.41 Beispiel für den Einfluss der Windgeschwindigkeit in zwei entgegengesetzte Fahrtrichtungen. Die Abschnitte mit halbwegs konstanter Geschwindigkeit zeigen Abschnitte mit Rücken- und Gegenwind

Messung des Bodenabstands mittels Federwegmessung *Ride Height Determination by Spring Travel*

Zur Berechnung des Bodenabstands mit Hilfe der gemessenen Federwege ist die Übersetzung von Federweg zu Aufbaubewegung *motion ratio* erforderlich. (3.25) zeigt eine vereinfachte Möglichkeit zur Berechnung des Bodenabstands mit Hilfe der Federwege. Das Einfedern, also eine Kompression der Feder, liefert einen positiven Wert des Federwegs.

$$h_{f,dyn} = h_{f,stat} - \frac{s_{f,l} + s_{f,rs}}{2} \cdot i_{sp} \quad (3.25)$$

$h_{f,dyn}$	Dynamischer Bodenabstand Vorderachse, mm
$h_{f,stat}$	Statischer Bodenabstand Vorderachse, mm
$s_{f,l}$	Federweg Vorderachse links, mm
$s_{f,rs}$	Federweg Vorderachse rechts, mm
i_{sp}	Übersetzung Radhub zu Federhub, -

Verfügt man zusätzlich über Informationen zur Änderungen des dynamischen Rollradius, kann dies mit berücksichtigt werden. Grundsätzlich wird dieser Radius mit zunehmender Radlast kleiner und mit zunehmender Geschwindigkeit größer.

Abb. 3.42 zeigt den berechneten Bodenabstand aus den gemessenen Federwegen beider Achsen. Der statische Bodenabstand des untersuchten Fahrzeugs beträgt an der Vorder-

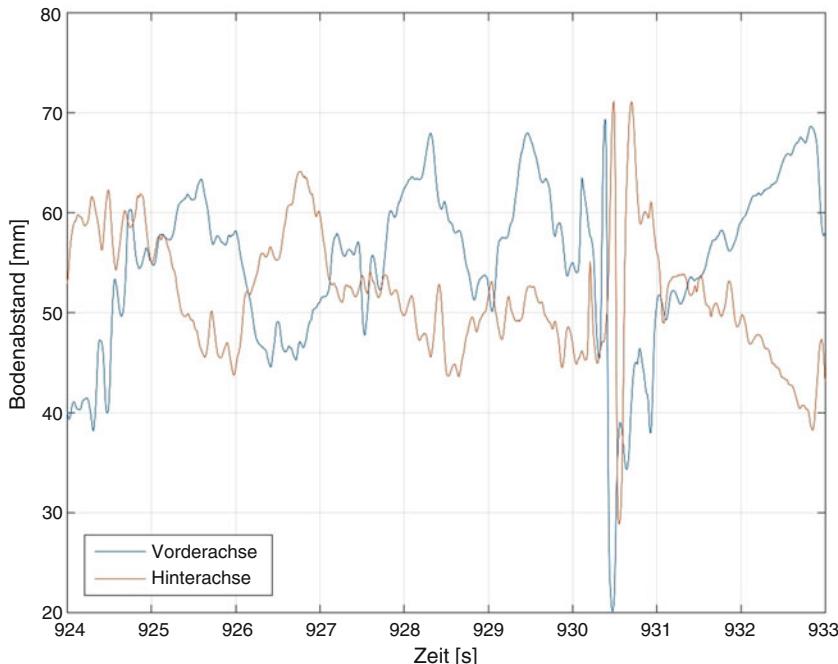


Abb. 3.42 Berechneter Bodenabstand der Vorder- und Hinterachse eines Formelfahrzeugs aus den gemessenen Federwegen

und Hinterachse 50 mm. Die maximale Änderung des Bodenabstands des Fahrzeuges liegt im Bereich zwischen +22 mm und -20 mm. Aus den mathematischen Kanälen werden auch Chassisbewegungen wie Nicken (932 s bis 933 s) ersichtlich.

Messung des Bodenabstands mittels Abstandssensoren *Ride Height Determination by Distance Sensors*

Die Messung des Bodenabstands erfolgt meist mit optischen Abstandssensoren. Verglichen mit der Berechnung mittels Federwegen, wird hier der Abstand direkt gemessen und die Chassisbewegung isoliert betrachtet. Die Daten der folgenden Beispiele wurden an einem Formelfahrzeug mit einem Sensor an der Vorderachse und zwei an der Hinterachse gemessen. Je nach Ziel der Messung wird über geometrische Zusammenhänge der gemessene Abstand an den für die Aerodynamik relevanten Positionen umgerechnet. Abb. 3.43 zeigt den längsdynamischen Einfluss auf den Bodenabstand der Vorder- und Hinterachse. Bei einer Verzögerung von etwa 1 g, Zeitbereich zwischen 926 s und 927 s ist der dynamische Bodenabstand der Hinterachse größer als der der Vorderachse, was zu einer Schrägstellung des Chassis nach vorne führt. Gegenteilig verhält sich die Aufbaubewegung bei einer Beschleunigung (Abschnitt 932 s bis 933 s).

Noch deutlicher ist der Einfluss der Querbeschleunigung auf den Bodenabstand zu erkennen, Abb. 3.44. Das untersuchte Fahrzeug bewegt sich für Beschleunigungen bis 1,5 g

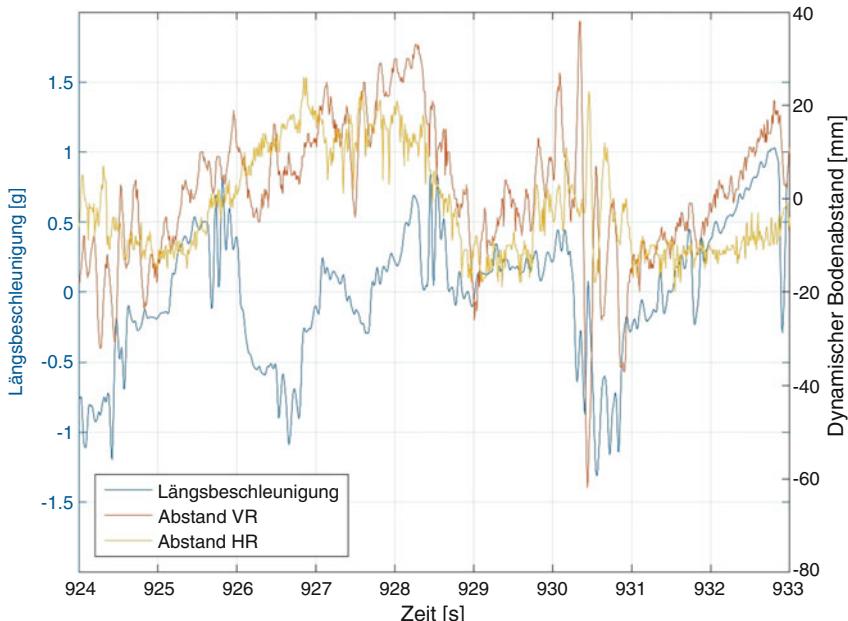


Abb. 3.43 Einfluss der Längsbeschleunigung auf den Bodenabstand der Vorder- und Hinterachse, gemessen auf der rechten Fahrzeugseite. Die Nickbewegung des Fahrzeuges ist gut zu erkennen

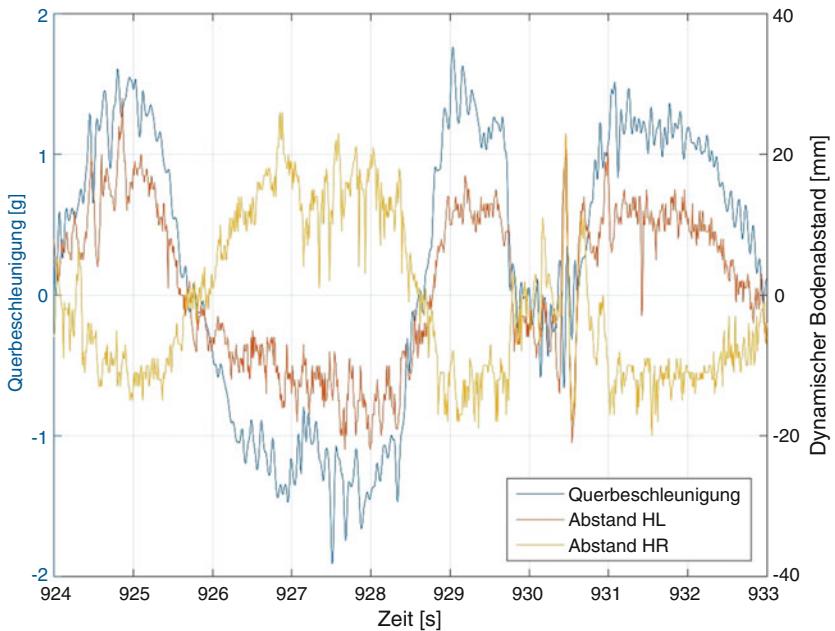


Abb. 3.44 Einfluss der Querbeschleunigung auf den Bodenabstand eines Formelfahrzeugs, gemessen an der Hinterachse. Das Rollen des Fahrzeuges wird gut sichtbar. Der Rollwinkel wird durch die Differenz der gemessenen Abstände und der Entfernung der beiden Sensoren zueinander errechnet

circa 20 mm. Untersucht man die Maximalwerte der Bodenabstandsänderung aller gefahrenen Strecken, lässt sich eine Hüllkurve erzeugen, die beispielsweise für die Entwicklung der bodennahen Aerodynamik des Nachfolgerfahrzeugs verwendet werden kann. Auch eine minimale statische Bodenhöhe für die jeweilige Strecke lässt sich aus den Abstandsmessungen ermitteln.

Verfügt man über aerodynamische Kennfelder, die das Verhalten von Abtrieb oder Luftwiderstand über den Bodenabstand beschreiben, lassen sich damit die Kräfte berechnen.

Messung des Abtriebs mittels Kraftsensoren *Downforce Determination by Force Transducers*

Die direkte Messung der Kraft eines Rades ist die einfachste Möglichkeit zur Berechnung der Radlasten. Meist wird die Kraft in der Radaufhängung gemessen und entsprechend in eine Vertikalkomponente konvertiert. Abb. 3.45 zeigt ein Beispiel für die errechneten Radlasten aus gemessenen Kräften in den Zugstäben eines Fahrzeugs mit vorderer und hinterer Doppelquerlenkerachse. Je nach Beschleunigung und Abtrieb stellt sich für jedes Rad eine Radlast ein. Die Änderung der Radlast des gezeigten Streckenabschnitts bewegt sich im Bereich von 350 kg. Wird der Wert der ungefederten Massen unterschritten, stellt dies ein Abheben des jeweiligen Rades dar.

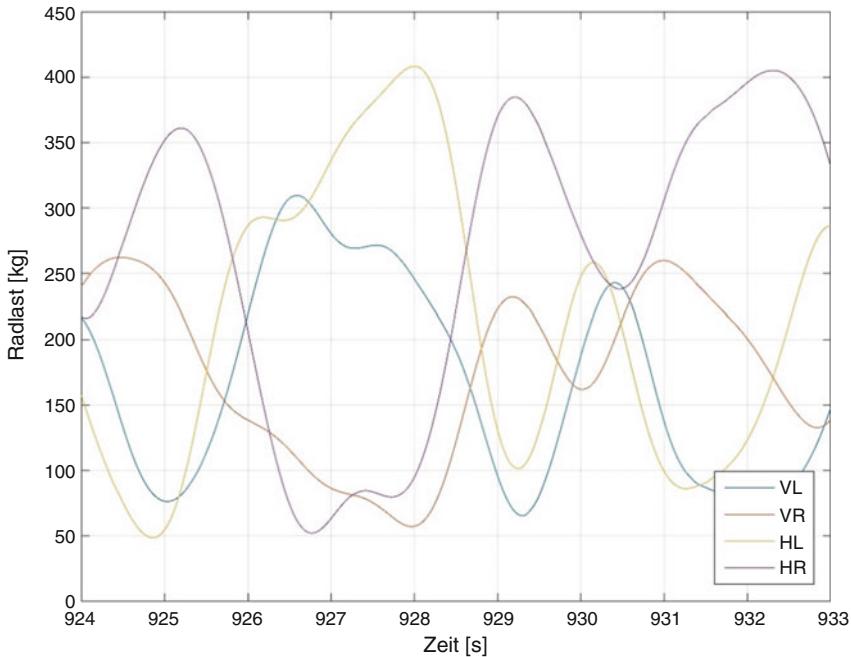


Abb. 3.45 Messung der Radlast aller vier Räder. Separat betrachtet sind die Effekte von Radlastverlagerungen und Aerodynamik überlagert. Die Radlast des rechten oder linken Rades der Hinterachse reduziert sich, je nach Manöver, auf bis zu 50 kg

Zur Isolation von lateraler und longitudinaler Radlastverlagerung bietet sich die Summe der Radlasten als mathematischer Kanal an, Abb. 3.46. Bei dieser Betrachtung werden nur mehr Vertikalbeschleunigungen berücksichtigt. Für die Annahme einer ebenen Strecke kann damit der Abtrieb des Fahrzeuges ermittelt werden.

Stellt man die Summe der Radlasten über der Geschwindigkeit dar, wird der aerodynamische Einfluss deutlich, Abb. 3.47. Der Datenschrieb stammt von einem Formel-1-Fahrzeug. Theoretisch sollte sich für eine Geschwindigkeit ein Wert für den Abtrieb ergeben. Der Trend folgt (3.22), weshalb sich ein Zusammenhang, der proportional zum Quadrat der Geschwindigkeit ist, einstellt. Der Grund für die Streuung liegt einerseits bei Vertikalbeschleunigungen, verursacht durch Straßenunebenheiten, und andererseits bei aerodynamischen Effekten, die sowohl durch andere Fahrzeuge als auch Wind zurückzuführen sind

3.7.1 Ausrollversuch Coast Down Test

Für diesen Versuch wird das Fahrzeug auf eine möglichst hohe Geschwindigkeit beschleunigt [11] und danach wird die Kupplung betätigt oder in den Neutralgang geschalten, um

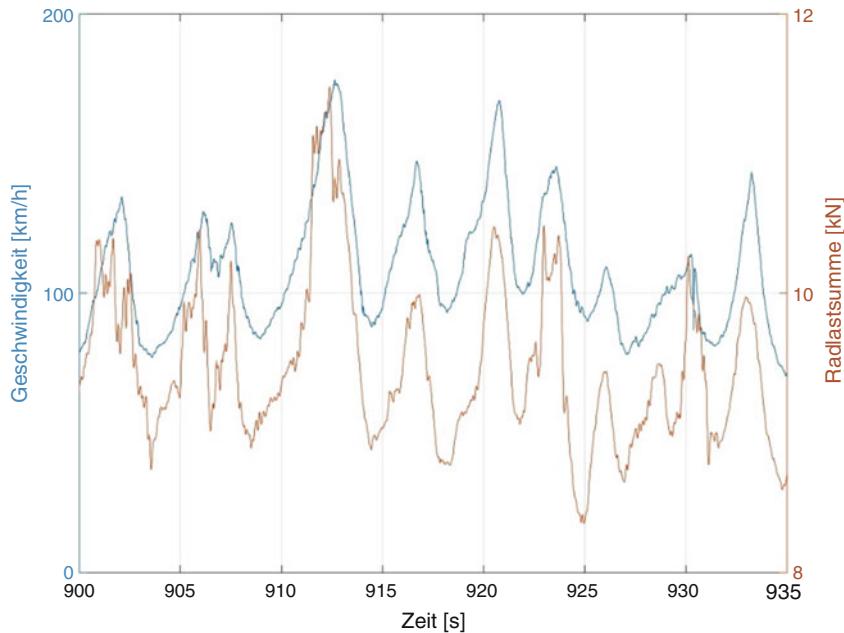


Abb. 3.46 Beispiel für die Summe der Radlasten. Durch die Summation wird die laterale und longitudinale Radlastverlagerung kompensiert. Der Radlastverlauf ist proportional zur Geschwindigkeit. Abweichungen werden aufgrund von Vertikalbeschleunigungen hervorgerufen

das Fahrzeug ausrollen zu lassen. Die Ergebnisse sind umso besser, je geringer die Störeinflüsse sind. Je ebener die Strecke ist und je geringer der Lenkeinfluss des Fahrers ist, desto höher ist die Genauigkeit dieser vereinfachten Berechnung. Ist die Startgeschwindigkeit des Fahrzeuges sehr hoch, ist eine Abschätzung des Luftwiderstandbeiwertes nach (3.3). möglich. Bei dieser Betrachtung werden der Rollwiderstand und Massenträgheiten vernachlässigt, (3.26). Die durchschnittliche Längsbeschleunigung und Geschwindigkeit werden für einen kleinen Zeitabschnitt herangezogen.

$$c_w \cdot A_v = \frac{2 \cdot m_{v,t} \cdot a_x}{\rho_L \cdot v_L^2} \quad (3.26)$$

c_w	Luftwiderstandsbeiwert, -
A_v	Querschnittsfläche des Fahrzeugs, m^2
$m_{v,t}$	Fahrzeuggesamtmasse, kg
ρ_L	Dichte der Luft, kg/m^3
v_L	Anströmgeschwindigkeit, m/s

Sind die Geschwindigkeiten, bei denen der Test durchgeführt wird, verhältnismäßig gering, sollte auch der Rollwiderstand berücksichtigt werden, (3.27).

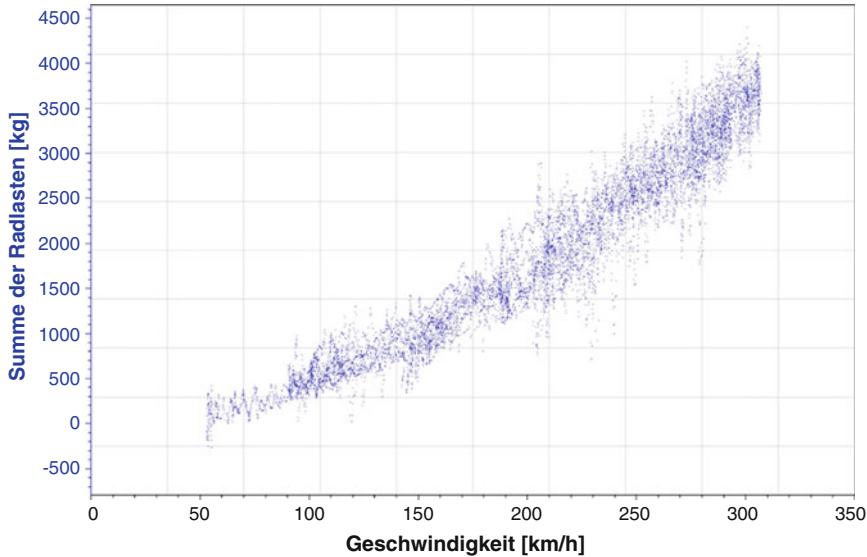


Abb. 3.47 Summe der Radlasten über die Geschwindigkeit eines Formel-1-Fahrzeuges. Der aerodynamische Anteil überwiegt bei höheren Geschwindigkeiten

$$m_{V,t} \cdot a_X = -\frac{1}{2} \rho_L \cdot c_w \cdot A_V \cdot v_L^2 - k_R \cdot m_{V,t} \cdot g \quad (3.27)$$

Für die weitere Berechnung wird die Annahme getroffen, dass während des Tests Windstille herrscht, womit sich v_L zu v_v vereinfacht. (3.27) wird durch die Fahrzeugmasse dividiert, die konstanten Anteile in neuen Größen L und K zusammengefasst, (3.28).

$$\frac{dv_v}{dt} = -L \cdot v_v^2 - K \text{ mit} \quad (3.28)$$

$$L = \frac{\rho_L \cdot c_w \cdot A_V}{2 \cdot m_{V,t}} \text{ und} \quad (3.29)$$

$$K = k_R \cdot g \quad (3.30)$$

Die Lösung der Differenzialgleichung liefert:

$$v_v(t) = \sqrt{\frac{K}{L}} \cdot \tan \left(\tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{L}{K}} \cdot v_0 \right) - \sqrt{L \cdot K} \cdot t \right) \quad (3.31)$$

Zur besseren Lesbarkeit werden wieder Konstanten zusammengefasst.

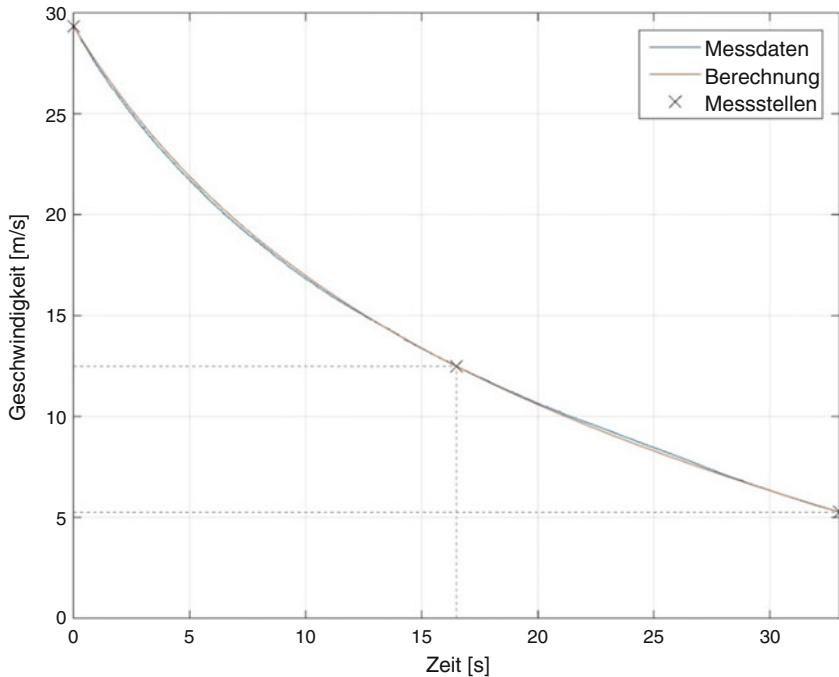


Abb. 3.48 Ausrollversuch zur Bestimmung des Luftwiderstandbeiwerts. Die Geschwindigkeit wurde zu drei Zeitpunkten herangezogen, um die Koeffizienten des Geschwindigkeitsverlaufs nach (3.31) zu berechnen (orange Kurve)

$$v_v(t) = a \cdot \tan(b - c \cdot t) \quad \text{mit} \quad (3.32)$$

$$a = \sqrt{\frac{K}{L}}, \quad (3.33)$$

$$b = \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{L}{K}} \cdot v_0 \right) \quad \text{und} \quad (3.34)$$

$$c = \sqrt{L \cdot K} \quad (3.35)$$

Die Bestimmung des Luftwiderstandbeiwerts erfolgt durch Einsetzen von drei Zeit-Geschwindigkeit Wertepaaren und Berechnung der Koeffizienten a, b und c aus (3.32). Aus diesen drei Koeffizienten können die Konstanten R und L bestimmt werden und damit der Luftwiderstandsbeiwert. Abb. 3.48 zeigt einen Ausrollversuch eines Fahrzeugs mit hohem Luftwiderstand und langsamen Geschwindigkeiten für den das zuvor beschriebene Verfahren angewendet werden soll. Aus diesem Test wurden die Geschwindigkeiten zu

Tab. 3.4 errechnete Konstanten des Ausrollversuchs

Konstante	Wert	Einheit
a	12,637	m/s
b	1,164	–
c	0,0233	1/s
K	0,2948	m/s ²
L	0,018	1/m
k_R	0,03	–

(Fortsetzung)

den Zeitpunkten 0 s, 16,5 s und 33 s entnommen. Zusätzlich wurde mit den errechneten Konstanten von a , b und c der Geschwindigkeitsverlauf (orange) eingezeichnet.

Für die Berechnung der Konstanten wird in (3.29) bis (3.35) rückeingesetzt, Tab. 3.4. Der Luftdruck während dieses Tests betrug 939 mbar bei einer Temperatur von 31 °C. Daraus errechnet sich eine Luftdichte an diesem Tag von 1,075 kg/m³.

Die Werte für k_R und $c_W \cdot A$ liegen in einem durchaus realistischen Bereich. Aufgrund einiger Vereinfachungen, wie Vernachlässigung von Massenträgheiten, Annahme eines geschwindigkeitsunabhängigen Rollwiderstandsbeiwerts und weiteren, sind kleine Abweichungen vom tatsächlichen Wert zu erwarten, weshalb eine Bestimmung des Luftwiderstandsbeiwerts im Windkanal vorgezogen werden sollte.

3.7.2 Konstante Geschwindigkeit Constant Velocity

Der Umgebungsluftdruck bei der gezeigten Testfahrt (Abb. 3.49) mit konstanter Geschwindigkeit betrug 966 mbar bei einer Umgebungstemperatur von 23 °C. (3.24) liefert mit diesen Werten eine Dichte von 1,136 kg/m³. Die durchschnittliche Geschwindigkeit im betrachteten Bereich beträgt 70,6 km/h. Der dynamische Abtrieb an der Vorderachse ergibt 144 N, für die Hinterachse wurden 303 N gemessen. Formt man (3.22) auf den Abtriebsbeiwert um, erhält man:

$$c_A \cdot A_V = \frac{2 \cdot F_{L,Z}}{\rho_L \cdot v_L^2} \quad (3.36)$$

$F_{L,Z}$ Abtriebskraft, N

ρ_L Dichte der Luft, kg/m³

c_A Abtriebsbeiwert, –

A_V Querschnittsfläche des Fahrzeugs, m²

v_L Anströmgeschwindigkeit, m/s

Für die zuvor beschriebenen Werte ergibt sich ein Abtriebsbeiwert von 2,05. Abseits der Bereiche 1 und 2 in der gezeigten Darstellung ist eine Bestimmung des Abtriebsbeiwertes nicht zweckmäßig, da aufgrund der Längsbeschleunigung eine longitudinale Rad-

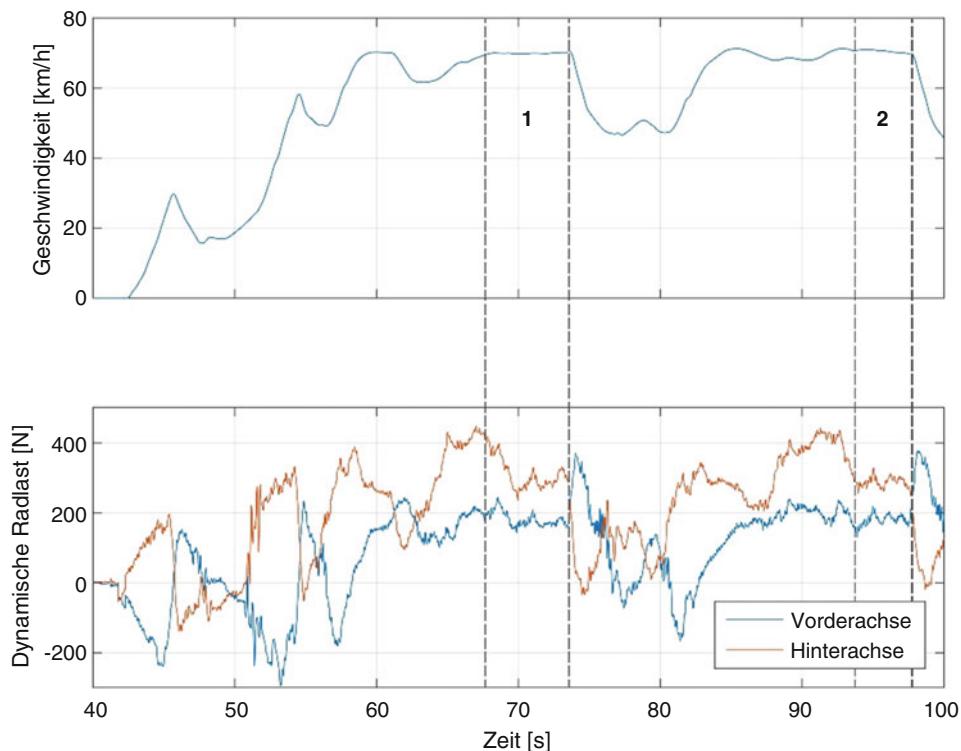


Abb. 3.49 Beispiel zur Bestimmung des aerodynamischen Abtriebs bei konstanter Geschwindigkeit (Bereich 1 und 2). Diese Form der Auswertung ist nur für konstante Geschwindigkeiten aussagekräftig, da die longitudinale Radlastverlagerung mitberücksichtigt wird

lastverlagerung stattfindet. Besonders gut ist dies im gezeigten Abschnitt zwischen 40 s und 60 s zu sehen. In der Beschleunigungsphase steigt die Radlast an der Hinterachse und fällt entsprechend an der Vorderachse. Für die darauffolgende Verzögerung verhalten sich die Radlasten umgekehrt.

3.7.3 Einflussfaktoren Influencing Factors

Abb. 3.50 zeigt die Messung des Rollwinkels⁴ an der Hinterachse auf zwei verschiedenen Strecken eines Formelfahrzeugs. Der Einfluss aufgrund der Querbeschleunigung ist in diesem Fall linear. Das Fahrzeug rollt in einem Bereich zwischen $+2^\circ$ und -2° . Der Rollwinkel wird durch zwei Bodenabstandssensoren einer Achse ermittelt, (3.37).

⁴Auch Wankwinkel genannt.

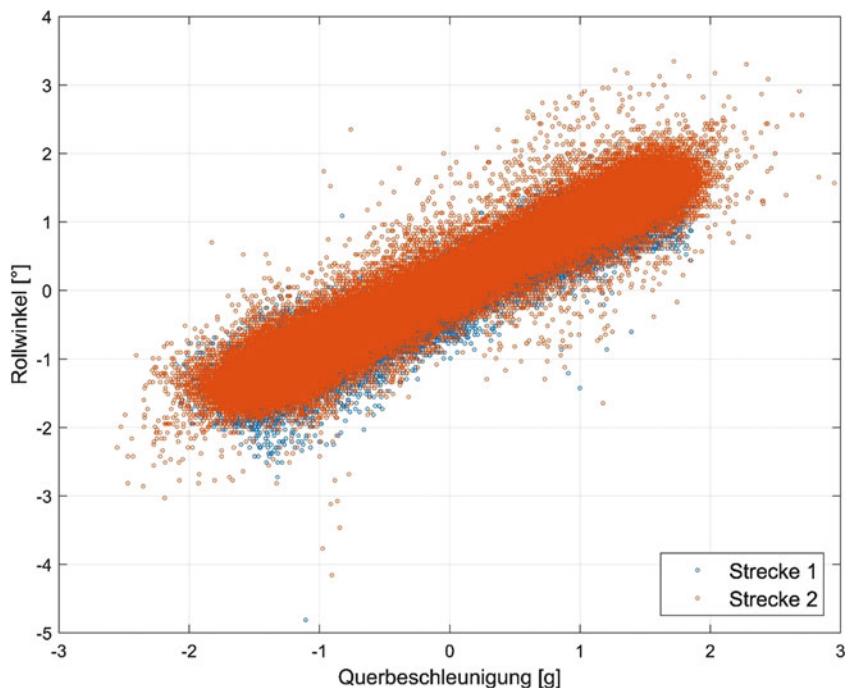


Abb. 3.50 Rollwinkel an der Hinterachse eines Formelfahrzeugs, gemessen mit zwei Bodenabstandssensoren auf zwei verschiedenen Rundstrecken

$$\varphi_{dyn} = \frac{180}{\pi} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{h_l - h_{rs}}{y} \right) + \varphi_{stat} \quad (3.37)$$

φ_{dyn} Dynamischer Rollwinkel, °

y Querabstand zwischen den Bodenabstandssensoren, mm

h_l Bodenabstand links, mm

h_{rs} Bodenabstand rechts, mm

φ_{stat} Statischer Rollwinkel, °

Ein weiterer wichtiger Parameter ist die Aerobalance eines Fahrzeugs. Ermittelt wird diese als Verhältnis des Abtriebs einer Achse zum gesamten Abtrieb, (3.38).

$$\Phi_L = \frac{F_{L,Z,f}}{F_{L,Z,f} + F_{L,Z,r}} \cdot 100 \quad (3.38)$$

Φ_L Aerobalance vorn, %

$F_{L,Z,f}$ Abtrieb an der Vorderachse, N

$F_{L,Z,r}$ Abtrieb an der Hinterachse, N

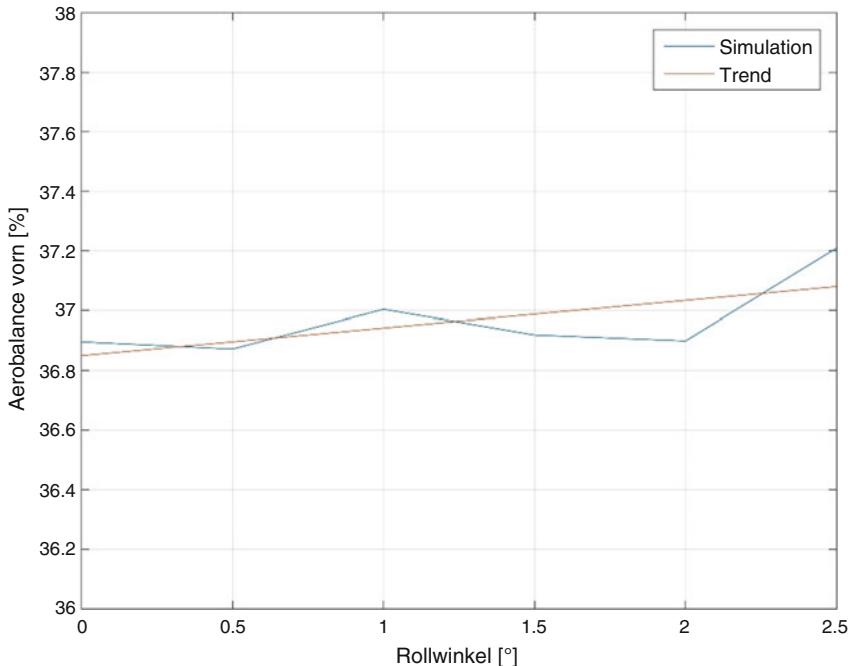


Abb. 3.51 Einfluss des Wankens eines Formelfahrzeugs in Bezug auf die Aerobalance. Das simulierte Fahrzeug verfügt über einen dreistufigen Frontflügel bestehend aus einem Eiffel und 2 MSHD Profilen sowie einen Heckflügel aus drei MSHD Profilen

Die Untersuchung des Rollwinkels des Formelfahrzeugs ergab einen maximalen Rollwinkel von 2° . Der Einfluss des Rollens wurde mit Hilfe einer CFD (*Computational Fluid Dynamics*) Simulation weiter untersucht, Abb. 3.51. Der Unterschied in der Aerobalance dieses Fahrzeugs zwischen null und $2,5^\circ$ Rollen beträgt ca. 0,2 %, weshalb keine weiteren Betrachtungen dieser Fahrzeugbewegungen unternommen werden.

Deutlich größer ist der Einfluss von Nickbewegungen des Fahrzeugs auf die Funktion der Aerodynamik [12]. Dies kann einerseits aufgrund des Mindestbodenabstands des aerodynamischen Elements erklärt werden, anderseits ändert sich auch der Anstellwinkel mit einer Nickbewegung. Da der Frontflügel auch die Funktion des Heckflügels beeinflusst, hat der Nickwinkel auch einen großen Einfluss auf die Aerobalance. Errechnet wird der Nickwinkel analog zum Rollwinkel, (3.39).

$$\theta_{dyn} = \frac{180}{\pi} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{h_f - h_r}{x} \right) + \theta_{stat} \quad (3.39)$$

θ_{dyn} Dynamischer Nickwinkel, $^\circ$

x Längsabstand zwischen den Bodenabstandssensoren, mm

h_f Bodenabstand vorn, mm

$$\begin{aligned} h_r & \quad \text{Bodenabstand hinten, mm} \\ \theta_{\text{stat}} & \quad \text{Statischer Nickwinkel, } {}^\circ \end{aligned}$$

Abb. 3.52 stellt den Nickwinkel eines Formelfahrzeugs auf zwei verschiedenen Strecken dar. Verglichen mit den Daten des Rollwinkels fällt auf, dass die Streuung der Daten größer ist. Mögliche Ursachen für diese Unschärfe können Bodenwellen, Windböen, aber auch ABS-Eingriffe sein. Der Nickwinkel für das Formelfahrzeug bewegt sich je nach Längsbeschleunigung zwischen $+1^\circ$ und -1° .

Die Änderung des Bodenabstands hat den größten Einfluss auf das aerodynamische Verhalten des Fahrzeugs [13]. Abb. 3.53 zeigt die gemittelte dynamische Bodenabstandsänderung an der Hinterachse aufgrund von Längs- und Querbeschleunigung. Die Darstellung ähnelt der Form eines g-g-Diagramms, da eine Längsbeschleunigungsänderung eine Nickbewegung hervorruft. Stellt man sich das Chassis als Starrkörper vor, so wird klar, dass man bei kombinierten Beschleunigungen aber auch entsprechenden Streckenunebenheiten überlagerte Bewegungen von Nicken und Rollen erhält. Konzentriert man sich auf den Bereich mit geringen Querbeschleunigungen, aufgrund des verhältnismäßig geringeren Einflusses des Rollens auf die Aerodynamik, ergibt sich für das dargestellte Fahrzeug eine Bodenabstandsänderung von etwa 20 mm.

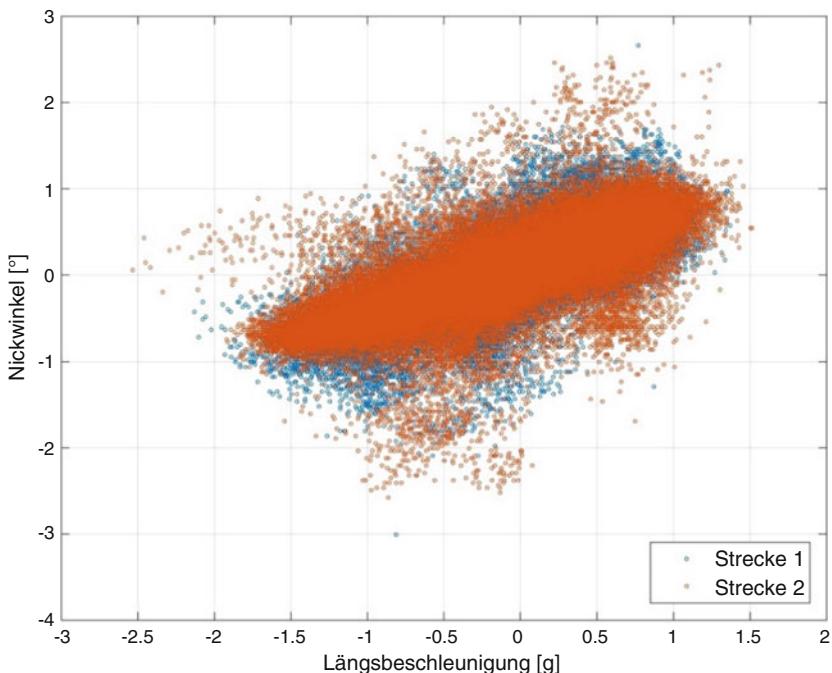


Abb. 3.52 Gemessener Nickwinkel aufgetragen über die Längsbeschleunigung. Die Ausreißer des Datenschreibs sind auf Bodenunebenheiten zurückzuführen

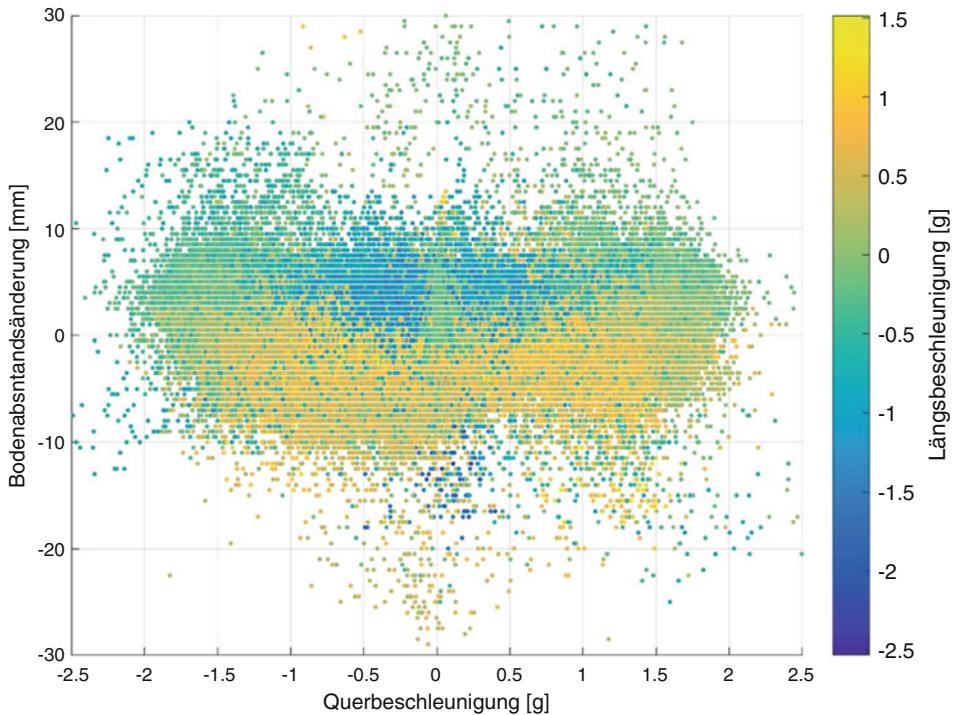


Abb. 3.53 Änderung des Bodenabstands auf der Hinterachse aufgrund von Quer- und Längsbeschleunigung

Je nach Verfügbarkeit von Testmöglichkeiten bietet es sich an, aerodynamische Kennfelder zu erzeugen. Dafür sind Tests mit verschiedenen statischen Bodenabständen sowie verschiedenen Geschwindigkeiten, um dynamische Änderungen berücksichtigen zu können, notwendig. Die beste aber auch teuerste Variante zur Bestimmung der aerodynamischen Kenngrößen ist ein Windkanal mit bewegtem Boden, um auch die Turbulenzen der drehenden Räder mit zu berücksichtigen. Aber auch die Funktionsfähigkeit einzelner aerodynamischer Elemente kann zum Beispiel mit einer Rauchlanze validiert werden, Abb. 3.54.

Meist werden dabei drei Kennfelder erzeugt, wobei je nach verfügbaren Sensoren zwei Varianten üblich sind: Luftwiderstand, Abtrieb gesamt und aerodynamische Balance an der Vorderachse als auch Luftwiderstand Abtrieb an der Vorderachse und Abtrieb an der Hinterachse, Abb. 3.55. Diese können auch entsprechend in die jeweils andere Form umgerechnet werden. Die erzeugten Kennfelder bilden die aerodynamischen Größen über verschiedene Fahrzeughöhen an der Vorder- und Hinterachse ab. Gibt es beispielsweise ein Balanceproblem an der Vorderachse, kann die Auswirkung aufgrund einer Bodenabstandsänderung in Bezug auf Luftwiderstand und Balance an der Hinterachse abge-



Abb. 3.54 Validierung einer gebogenen Endplatte eines Frontflügels eines Formula-Student-Fahrzeugs im Windkanal. Mit freundlicher Unterstützung von joanneum racing graz

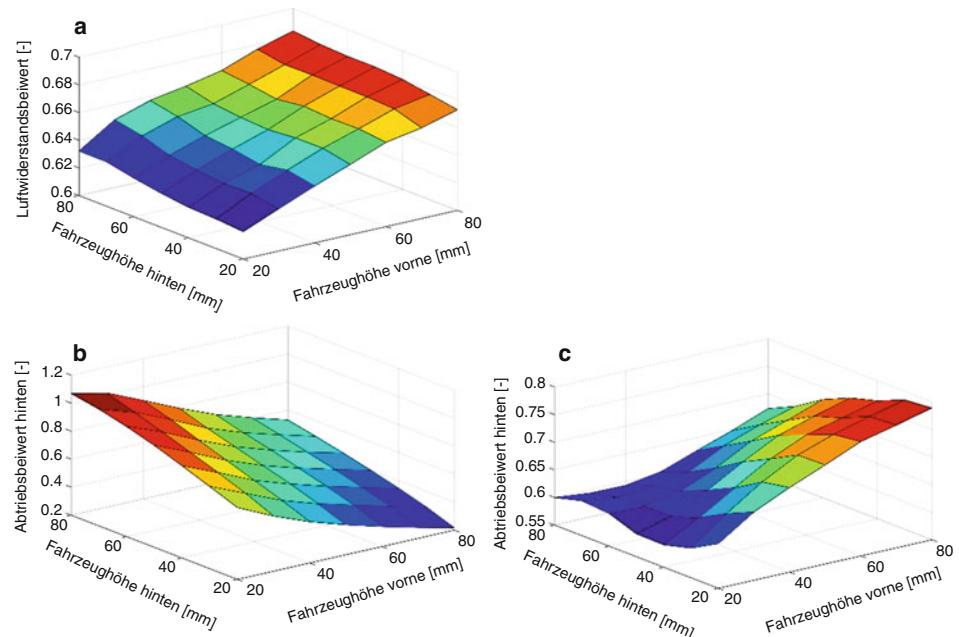


Abb. 3.55 Beispiel für drei aerodynamische Kennfelder. Luftwiderstand (a), Abtrieb an der Vorderachse (b) und Abtrieb an der Hinterachse (c) sind über verschiedene Bodenabstände an der Vorder- und Hinterachse dargestellt

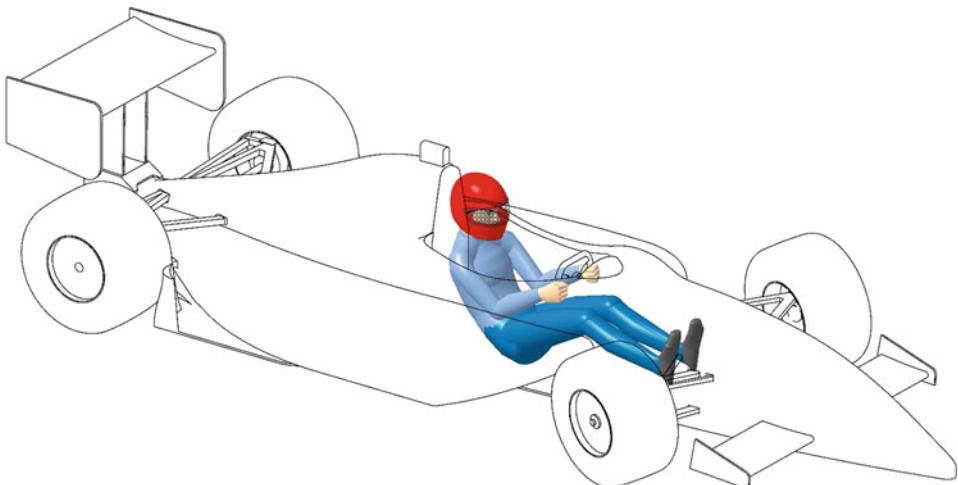
schätzt werden. Besteht ein Problem mit erhöhtem Treibstoffverbrauch, kann das Kennfeld des Luftwiderstands herangezogen werden. Aerodynamische Kennfelder werden auch zur Rundenzeitsimulation von komplexeren Fahrzeugmodellen, wie sie zum Beispiel in AVL VSM 4™ durchgeführt werden, verwendet.

Literatur

1. Breuer, S., Rohrbach-Kerl, A.: Fahrzeugdynamik, 1. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2015)
2. Segers, J.: Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, 2. Aufl. SAE International, Warrendale (2014)
3. Edmondson, C.: Fast Car Physics, 1. Aufl. The Hopkins University Press, Baltimore (2011)
4. Rouelle, C.: Data Driven Performance Engineering Seminar, Köln 2015. Seminar Binder. OptimumG, Denver (2015)
5. <http://www.aim-sportline.com/eng/download/software.htm/>. Zugegriffen am 01.11.(2016)
6. Milliken, W., Milliken, D.: Race Car Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE Inc, Warrendale (1995)
7. Weber, R.: Kraftfahrzeugreifen. Bildteil zur Vorlesung an der TU Wien. Universität Hannover, Hannover (1984)
8. Rouelle, C.: Advanced Vehicle Dynamics Seminar, Graz 2014. Seminar Binder. OptimumG, Denver (2014)
9. <http://support.cosworth.com/>. Zugegriffen am 01.11.(2016)
10. Knox, B.: A Practical Guide to Race Car Data Analysis. Create Space, Charleston (2011)
11. Schütz, T.: Hucho – Aerodynamik des Automobils, 6. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2013)
12. Katz, J.: New Directions in Race Car Aerodynamics, 2. Aufl. Bentley Publishers, Camebridge (2006)
13. McBeath, S.: Competition Car Aerodynamics, 3. Aufl. Veloce Publishing, Dorset (2015)

Fahreranalyse Driver Analysis

4



Der Fahrer ist wohl die komplexeste Messgröße in einem Fahrzeug. Hat er doch einerseits direkten Einfluss auf Lenkung, Bremsen, Kupplung, Gaspedal und weitere Einflussgrößen. Andererseits hängt seine Leistungsfähigkeit von sehr vielen Einflüssen ab. Nicht alle davon sind rational nachvollziehbar und messbar, was die Analyse umso schwieriger gestaltet.

4.1 Allgemeines General

Das beste Setup des Fahrzeugs ergibt nicht automatisch die schnellste Rundenzeit. Viel wichtiger ist die Kombination von Fahrzeug und Fahrer, um zum Schluss ganz vorne zu sein. Um den Fahrer analysieren zu können, sind alle von ihm zu beeinflussenden Größen zu erfassen, nämlich Gaspedal, Kupplung, Bremspedal, Schaltung, Lenkrad und je nach Rennserie noch weitere. Zusätzlich kann der Fahrer dem Renningenieur ein wichtiges Feedback zum Verhalten des Fahrzeugs geben. Abb. 4.1 gibt ein Beispiel für ein mögliches Fahrerfeedback-Formular. Es ist in verschiedene Streckenabschnitte und Fahrzeugzustände unterteilt. Dem Fahrer ist es mit Hilfe dieser Vorlage möglich, sehr effizient das streckenabhängige Fahrzeugverhalten zu bewerten. Natürlich ist die Bewertung subjektiv und kann von Fahrer zu Fahrer variieren, aber dem Renningenieur wird geholfen, sich auf den entsprechenden Streckenabschnitt zu konzentrieren.

Die Fahreranalyse basiert auf den Verbund von Fahrer und Fahrzeug. Die Zufriedenheit und damit die Konzentration des Fahrers haben einen großen Einfluss auf die Ergebnisse dieser Untersuchung. Um optimale Fahrbedingungen zu schaffen, sollte besonders beim freien Training eine Checkliste vom Fahrer mit den wichtigsten Punkten, die seine Konzentration beeinflussen, abgearbeitet werden, Abb. 4.2.

Kann das Fahrzeug als Ursache für eine schlechte Gesamtleistung ausgeschlossen werden und handelt es sich um einen erfahrenen Fahrer, können der physische Zustand beziehungsweise die Tagesverfassung ein Grund sein, dass die gewünschte Leistung nicht erbracht wurde.

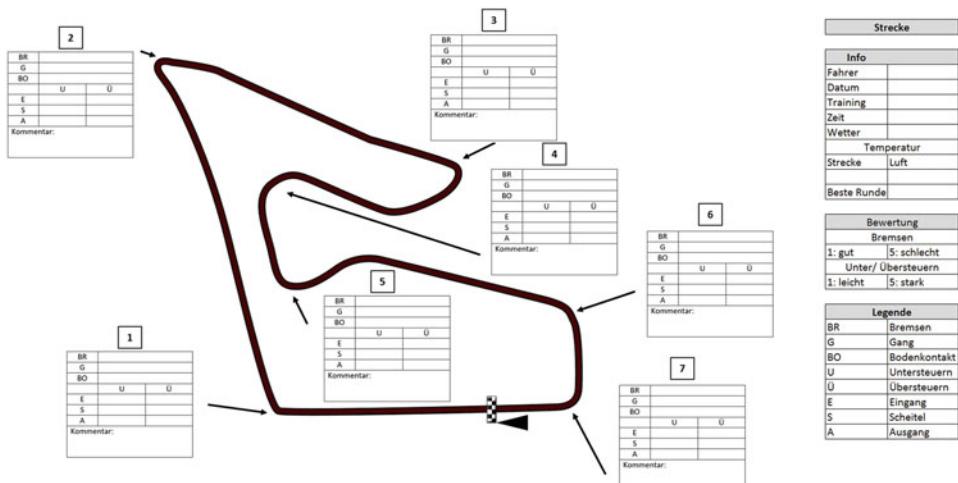


Abb. 4.1 Beispiel für ein Fahrer Feedback. Die Strecke ist in markante Streckenabschnitte unterteilt. Der Fahrer kann schnell, aber subjektiv das Fahrverhalten des Fahrzeuges beurteilen

Checkliste - freies Training			
Cockpit			
Checkpunkt	OK	N / OK	Kommentar
Lenkung			
Anzeigen			
Bedienelemente			
Fahrerfunk			
Sitz			
Pedalerie			
Temperatur			
Lufteinlass			
Sicht			
weitere			
Getriebe			
Hochschalten			
Runterschalten			
Geräusche			
Kupplung			
weitere			
Bremssystem			
Leistungsfähigkeit			
Blockieren			
Pedalweg			
Pedaleriesteifigkeit			
Vibration			
Fading			
Motor			
Leistungsfähigkeit			
Geräusche / Vibration			
Start			
weitere			

Abb. 4.2 Beispiel für eine Checkliste für die Nachbesprechung zur Erhebung der Fahrerzufriedenheit nach [7]. Sämtliche Punkte, die den Fahrer beeinflussen, sollten erfasst und verbessert werden

Biometrie Biometry Das Anforderungsprofil an Rennfahrern hat sich in den letzten Jahren stetig gesteigert. Daher verwundert es nicht, dass auch immer öfter nicht nur Fahrzeugdaten, sondern auch Fahrerdaten gesammelt werden. Der physische Zustand des Fahrers wird dabei ständig durch mehrere Sensoren überwacht. Die zurzeit am weitest verbreiteten Sensoren messen den Puls, die Körpertemperatur und den Sauerstoffgehalt im Muskelgewebe [1]. Auch die Messung von Hirnströmen wird zur Beurteilung des Fahrers herangezogen [2]. Eine weitere Möglichkeit bietet eine Messung der Atemfunktion, wie beispielsweise Atemfrequenz oder Luftvolumen [3]. In der Formel 1 wird auch die Beschleunigungseinwirkung auf den Fahrerkopf mit Sensoren im Ohrstoppel des Fahrerfunks mitgemessen, um im Falle eines Crashes Daten für eventuelle Notoperationen etc. zu haben. Auch die Messung der Schweißmenge sowie das Messen der Kräfte, die auf den Fahrer wirken, werden diskutiert [4].

Um verschiedene Fahrer oder mehrere Runden von einem Fahrer mit Hilfe von fahrzeugspezifischen Messwerten untersuchen zu können, haben sich in der englischsprachigen Literatur sogenannte Key Performance Indicators¹ kurz KPI's durchgesetzt [5, 6]. Der wichtigste KPI ist die Rundenzeit, da damit aber nur die Aussage getroffen werden kann, dass ein Fahrer schneller ist als der andere, trägt dieser Parameter nicht wirklich zur Analyse des Fahrers bei. Das Ziel bei der Generierung von KPI's ist, dass man vorhandene Messsignale in mathematische Zusammenhänge bringt und damit den Fahrstil, die Fahrerzuverlässigkeit oder auch die Balance des Fahrzeugs beurteilen kann. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels werden die Daten von 25 verschiedenen Fahrern, in neun baugleichen Fahrzeugen, auf fünf verschiedenen Rennstrecken mit unterschiedlicher Erfahrung für einige Runden einer GT-Klasse miteinander verglichen.

4.2 Gaspedal KPI's Throttle KPI's

Die Geschwindigkeit, mit der das Gaspedal betätigt wird, wird als Gaspedalgeschwindigkeit *Throttle Speed* bezeichnet. Mathematisch gesehen, bildet man die erste Ableitung der Gaspedalstellung nach der Zeit, (4.1).

$$K_{FP} = \frac{ds_{FP}}{dt} \text{ für } \frac{ds_{FP}}{dt} > 0 \quad (4.1)$$

K_{FP} Gaspedalgeschwindigkeit, %/s

s_{FP} Gaspedalweg, ² %

Eine Gaspedalgeschwindigkeit von 50 % pro Sekunde bedeutet, dass das Gaspedal in einer Sekunde zur Hälfte des verfügbaren Wegs gedrückt wurde. Die Abtastrate sollte mindestens 20 Hz betragen, 50 Hz gelten als guter Richtwert [6]. Als größte umsetzbare Betätigungs geschwindigkeit für Fahrzeuge mit mittlerer bis hoher Leistung wird beim Beschleunigen der Wert 150 %/s angesehen [9], d. h. Pedalweg von 0 bis 100 % in ca. 0,7 s. Für das gezeigte Beispiel beträgt die durchschnittlich erreichte Geschwindigkeit am Gaspedal in beiden Rennen an diesem Wochenende in Misano für Fahrer 138 %/s, Abb. 4.3. Fahrer 1 erreicht in jeder der untersuchten Runden eine höhere durchschnittliche Gaspedalgeschwindigkeit.

Verknüpft man die Gaspedalgeschwindigkeit mit Bedingungen, wie zum Beispiel, dass der Wert der Gaspedalstellung über 25 % und die Längsbeschleunigung über 0,2 g sind, erhält man die Gaspedalvehemenz *Throttle Aggression*, Abb. 4.4.

¹Siehe Abschn. [Kennwerte für Fahrleistungen und Fahrverhalten Parameters of Performance and Road-holding Ability](#).

²Formelzeichen modifiziert nach [8].

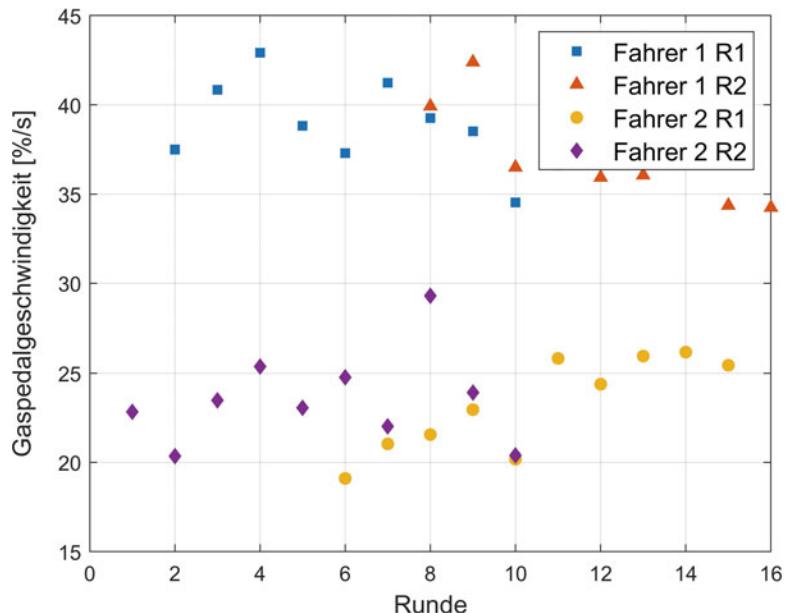


Abb. 4.3 Durchschnittliche Gaspedalgeschwindigkeit von zwei Rennen an einem Wochenende für einige ausgewählte Runden. Die Gaspedalgeschwindigkeit des erfahrenen Fahrers ist in jeder Runde höher

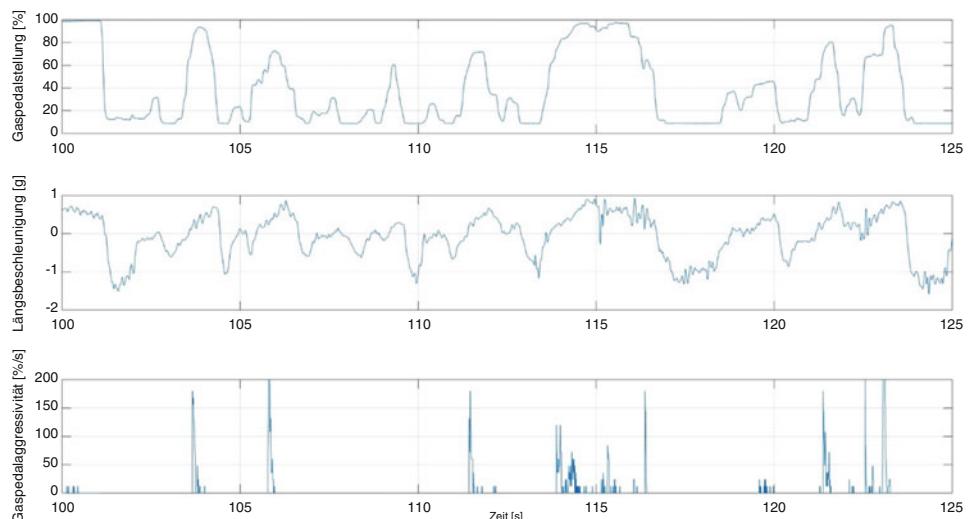


Abb. 4.4 Vorgehensweise zur Berechnung der Gaspedalaggression. Das obere Diagramm stellt die Gaspedalstellung für einen Streckenabschnitt dar, in der Mitte wird die Längsbeschleunigung abgebildet. Im unteren Diagramm ist die Gaspedalvehemenz abgebildet

Eine hohe Gaspedalvehemenz zeichnet einen guten Fahrer aus. Ist dieser Wert verhältnismäßig niedrig, könnte die Einstellung des Differentials eine mögliche Ursache darstellen, da das Beschleunigen im Kurvenausgang instabil wird und damit den Fahrer versichern kann. Eine höhere Gaspedalgeschwindigkeit bewirkt das Erreichen des Vollastanteils in kürzerer Zeit. Ein weiterer KPI, die Vollastanteil *Full Throttle Time*, kann mit dem Integral der Gaspedalstellung berechnet werden, (4.2), wenn diese einen bestimmten Grenzwert überschreitet, üblich dafür sind 95 %, Abb. 4.5.

$$K_{VL} = \frac{100}{t_R} \int_0^{t_R} \frac{s_{FP}}{s_{FP}} dt \text{ für } s_{FP} > 95 \% \quad (4.2)$$

K_{VL} Vollastanteil, %

t_R Rundenzeit, s

s_{FP} Gaspedalweg, %

Eine weitere Möglichkeit das Fahrerverhalten zu beurteilen bietet die Gasannahme *Throttle Acceptance*, welche ein Verhältnis aus der Querbeschleunigung am Kurvenausgang, bei der die maximale Gaspedalstellung, zur maximalen Querbeschleunigung der jeweiligen Kurve vorliegt, bildet, Abb. 4.6. In der ersten Kurve liegt die Geschwindigkeit im Kurvenscheitel bei 113 km/h. Die maximale Querbeschleunigung für diese Kurve hat einen Betrag von 1,74 g. Bei einer Querbeschleunigung von 1,21 g ist das Gaspedal auf Anschlag und liefert damit einen KPI von 69,5 %. Für die zweite Kurve ergeben sich eine maximale Querbeschleunigung von

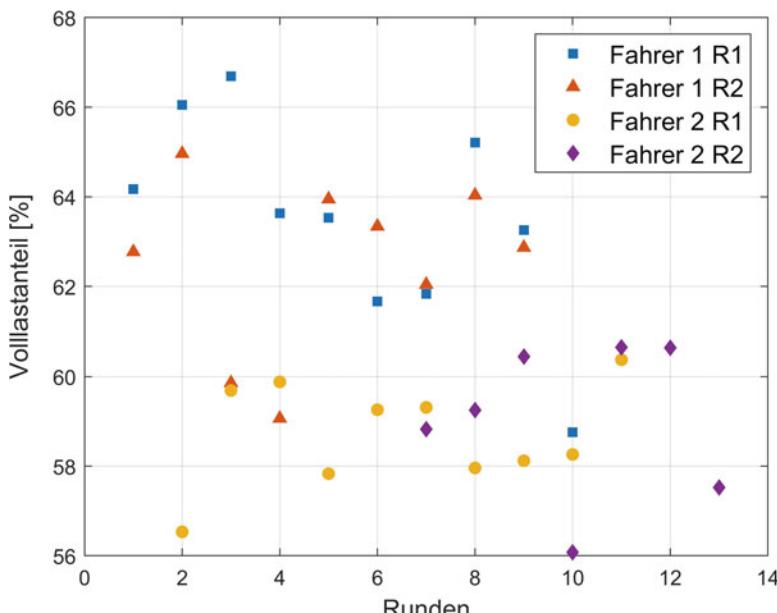


Abb. 4.5 Vollastanteil für mehrere Runden von zwei verschiedenen Fahrern. Der Vollastanteil von Fahrer 2 ist deutlich höher, was auch auf eine höhere Aggressivität am Gas zurückzuführen ist

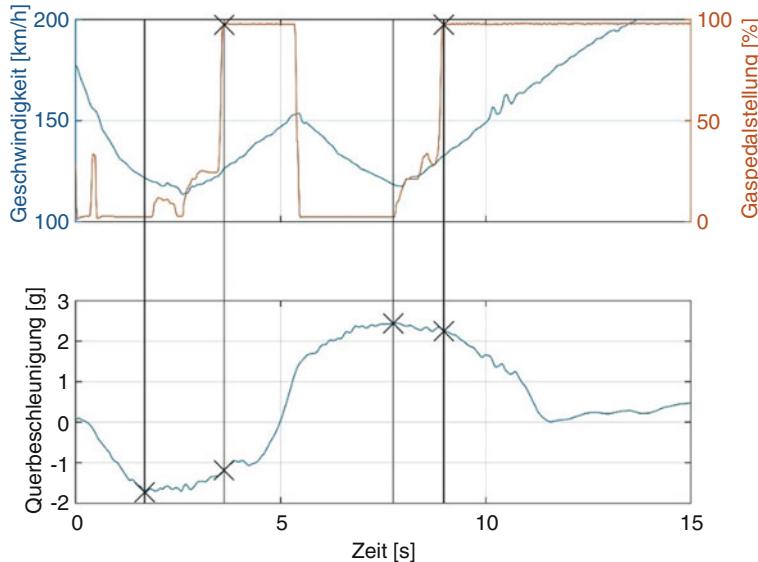


Abb. 4.6 Beispiel zur Bestimmung der Gasannahme Throttle Acceptance. In der ersten Kurve (linker Bereich) ist das Verhältnis von Querbeschleunigung, bei der das Gaspedal komplett betätigt ist, zu maximaler Querbeschleunigung geringer

2,44 g und eine Beschleunigung von 2,28 g bei maximaler Gaspedalstellung bei einer Kurvengeschwindigkeit von 117 km/h. Der damit ermittelte Wert von 93,4 % ist ein Beispiel für einen sehr aggressiven Wert. Die Höhe des Werts ist abhängig von der Motorleistung und nimmt mit zunehmender Leistung ab. Die Erklärung dafür liegt im Kamm'schen Kreis. Vergleicht man die Werte für eine Kurve eines Rennens für mehrere Runden eines Fahrzeugs, können die Werte analysiert werden. Verhältnismäßig niedrige Werte deuten auf eine niedrige Traktion, ein instabiles Fahrzeug oder einen unsicheren Fahrer hin. Bei sehr hohen Werten sollte zusätzlich der Lenkwinkel betrachtet werden, da bei zu früher Volllast eine Korrektur des Übersteuerns zu erkennen sein sollte [6].

Neben der Untersuchung der Querbeschleunigung soll auch die Längsbeschleunigung in Betracht gezogen werden. Für longitudinale Beschleunigungen über einen bestimmten Grenzwert, beispielsweise 0,2 g, kann diese ins Verhältnis mit der Gaspedalstellung gebracht werden. Der daraus entstandene KPI wird als Gaspedalwirksamkeit *Throttle Efficiency* bezeichnet und hat die Einheit g%. Zur einfacheren Betrachtung wird dieser Wert noch mit einem Faktor multipliziert, (4.3).

$$K_{PW} = \frac{a_X}{s_{FP}} \cdot 100 \text{ für } a_X > 0,2 \text{ g} \quad (4.3)$$

K_{PW} Gaspedalwirksamkeit, g%

a_X Längsbeschleunigung, g

s_{FP} Gaspedalweg, %

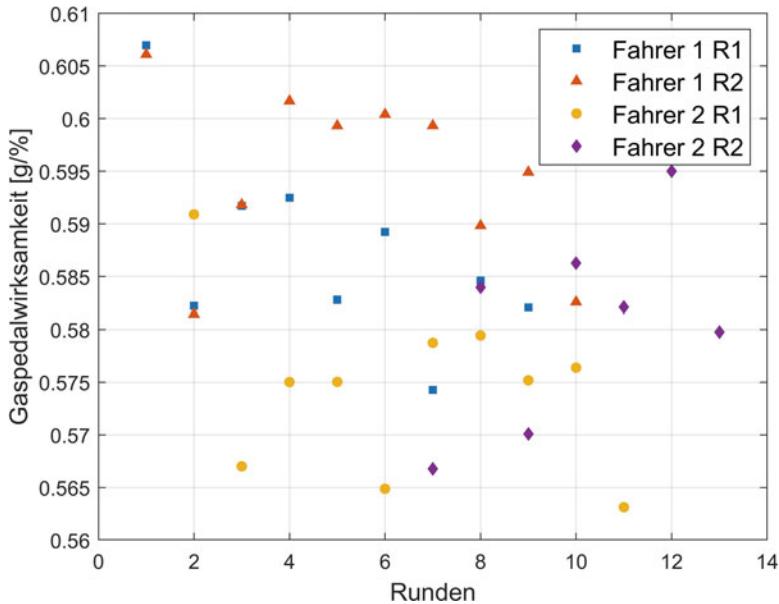


Abb. 4.7 Beispiel für die Gaspedalwirksamkeit von zwei verschiedenen Fahrern. Fahrer 1 erreicht etwas höhere Werte in den untersuchten Runden in beiden Rennen, was auf einen besseren Fahrstil zurückzuführen ist

Abb. 4.7 zeigt die berechneten Werte für die Gaspedalwirksamkeit für zwei Fahrer eines GT-Fahrzeugs in Misano. Die Streuung der Werte von Fahrer 1 ist etwas größer und auch im Schnitt erreicht Fahrer 1 eine um 2,5 % höhere Gaspedalwirksamkeit. Höhere Werte für diesen KPI sind ein Zeichen für eine gute Traktion des Fahrzeugs und einen Fahrer, der ein gutes Gefühl für das Fahrzeug hat. Niedrige Werte sind ein Anhaltspunkt für einen unsicheren Fahrer, können aber auch ein Anzeichen für ein mechanisches Problem oder ein schlecht abgestimmtes Fahrzeug sein. Der Fokus sollte bei Problemen auf den Antriebsstrang gelegt werden.

Aber nicht nur eine Darstellung der KPI's über mehrere Runden gibt Aufschluss über den Fahrer. Eine Trendanalyse lässt Rückschlüsse auf den Einfluss des jeweiligen KPI's für eine bestimmte Strecke, ein Fahrzeug oder einen Fahrer zu. Dafür werden die zuvor berechneten Parameter mit der jeweiligen Rundenzeit verknüpft, Abb. 4.8. Die Trends für den Vollastanteil als auch Gaspedalgeschwindigkeit zeigen für einen höheren Wert eine geringere Rundenzeit.

Wird das Integral der Gaspedalstellung errechnet, (4.4), erhält man einen weiteren KPI (Gaspedalintegral *Throttle Integral*) zur Bewertung der Leistungsfähigkeit des Fahrers, Abb. 4.9.

$$K_{GI} = \int_0^{t_R} s_{FP} dt \quad (4.4)$$

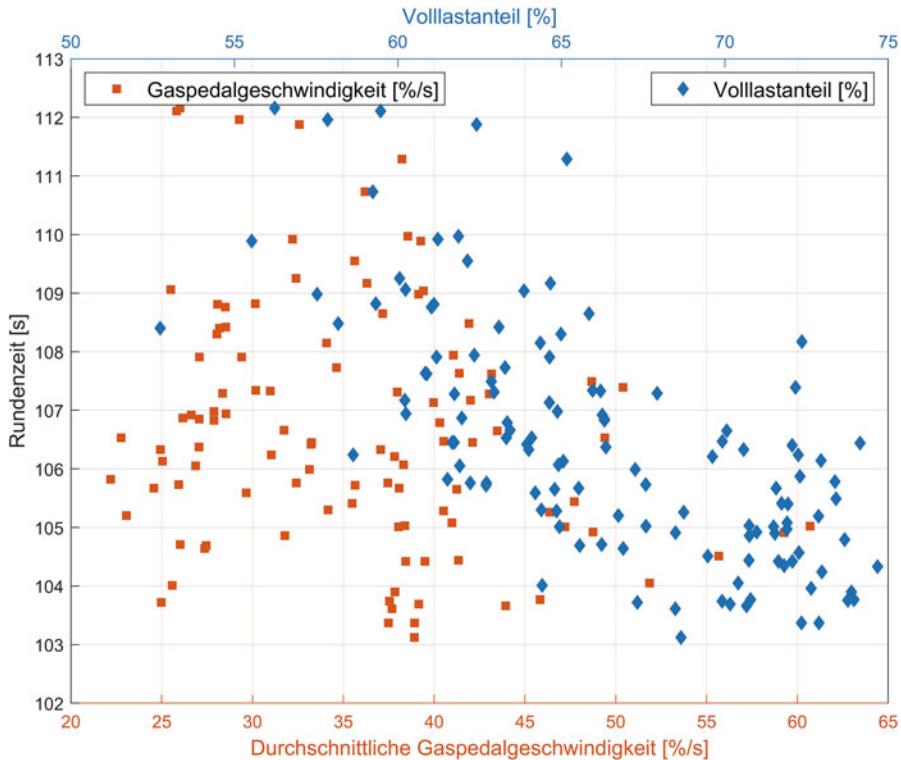


Abb. 4.8 Trendanalyse für Volllastanteil und durchschnittliche Gaspedalgeschwindigkeit für 13 Fahrer eines GT4 Rennens. Abgesehen von einigen Ausreißern ist der Trend für eine geringere Rundenzeit klar zu erkennen

K_{GI} Gaspedalintegral, %

t_R Rundenzeit, s

s_{FP} Gaspedalweg, %

Je höher dieser Wert ist, desto höher sind der Wert der Gaspedalstellung und/oder die Zeit, in der das Fahrzeug beschleunigt wird. Hohe Werte weisen auf einen aggressiveren Fahrstil und ein Fahrzeug mit gutem Set-up hin.

Gaspedalhistogramm *Throttle Histogram* Das Gaspedalhistogramm dient zur Veranschaulichung der Häufigkeit der jeweiligen Gaspedalstellung. Idealerweise ist der Balken der maximalen Pedalstellung am größten, die anderen Positionen sollen so gering wie möglich gehalten werden. Abb. 4.10 zeigt ein Gaspedalhistogramm von zwei verschiedenen Fahrern in zwei Rennen an einem Wochenende. Bei Fahrer 2 handelt es sich um einen Newcomer in dieser Rennserie, Fahrer 1 fährt schon seit einigen Jahren in dieser Rennserie. Der Unterschied des Volllastanteils ist deutlich zu erkennen und ist je nach Rennen

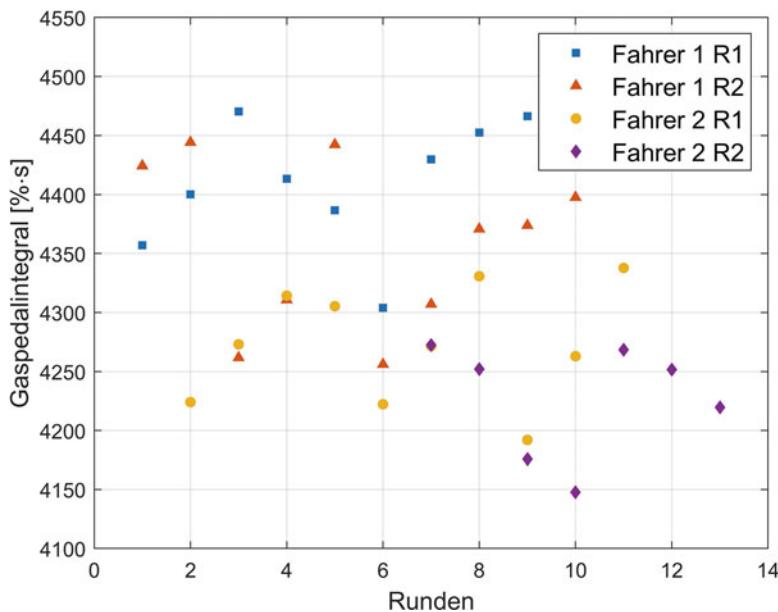


Abb. 4.9 Integral der Gaspedalstellung pro Runde für zwei verschiedene Fahrer. Je höher der Wert, umso selbstbewusster ist der Fahrer. Niedrige Werte können auch aufgrund schlechter Gripverhältnisse entstehen

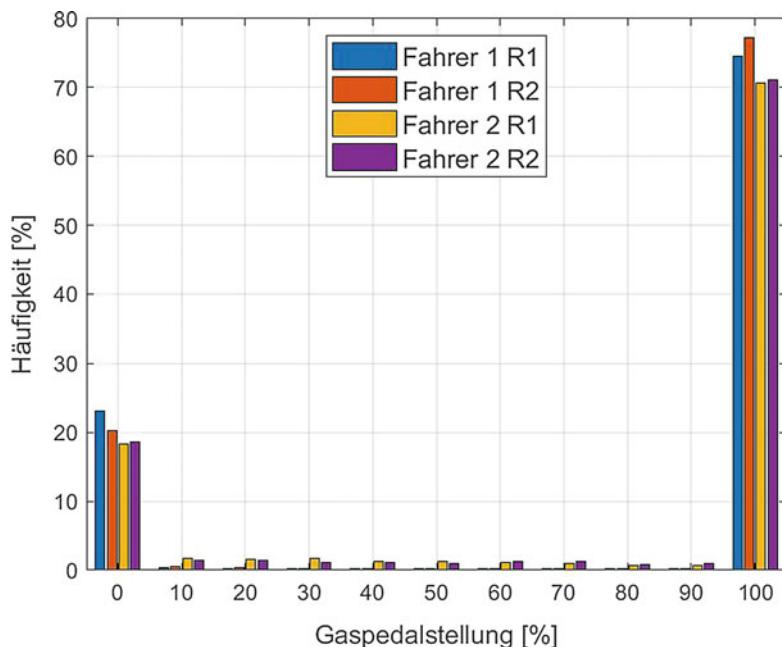


Abb. 4.10 Gaspedalhistogramme eines GT-Fahrzeugs während zwei Rennen mit zwei verschiedenen Fahrern. Der Vollastanteil sowie der Leerlaufanteil von Fahrer 1 in beiden Rennen sind größer

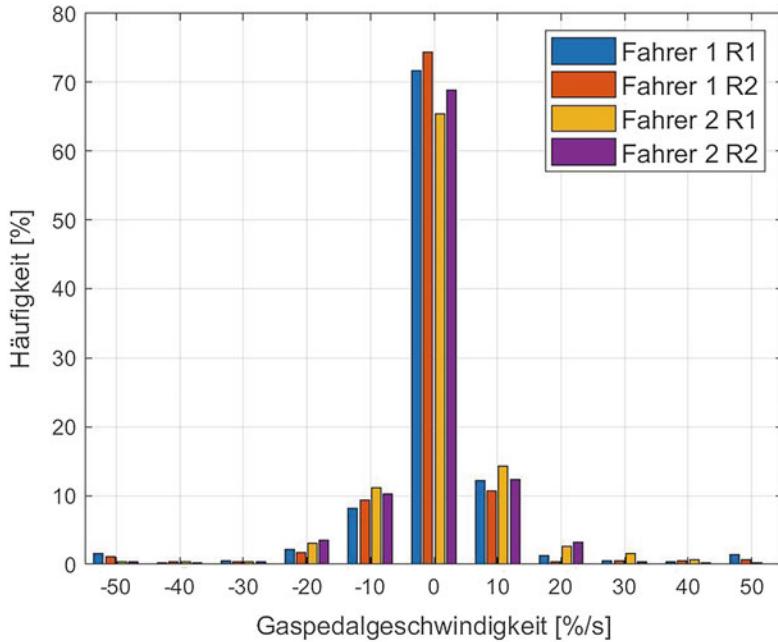


Abb. 4.11 Histogramme der Gaspedalgeschwindigkeit. Fahrer 2 ändert die Gaspedalstellung häufiger als Fahrer 1, was, mit Ausnahme eines gewollten Fahrstils, auf Unsicherheiten schließen lässt

zwischen fünf und sechs. Der Rundenzeitunterschied für die ausgewählten Runden beträgt im Durchschnitt zwei Sekunden, der Unterschied der mittleren Gaspedalstellung liegt bei 3,2 %, was auf einen starken Zusammenhang zwischen diesen beiden KPI's schließen lässt.

Dem Beispiel zuvor folgend wird auch die Gaspedalgeschwindigkeit in einem Histogramm dargestellt. Zu erkennen ist, dass sich die Geschwindigkeiten in einem kleinen Bereich bewegen, Abb. 4.11. Der höhere Vollast- und Leerlaufanteil des erfahrenen Fahrers spiegelt sich auch in einem höheren Anteil bei einer Gaspedalgeschwindigkeit von null wider. Da dieser Unterschied überwiegt, würde man darauf schließen, dass der Fahrer 2, aufgrund der größeren Anteile bei Geschwindigkeiten über null, schneller am Gas ist. Bei genauerer Betrachtung erkennt man, dass er sich nur häufiger in diesem Bereich bewegt, also mehr mit dem Gaspedal arbeitet, was zum Beispiel auf Korrekturen schließen lässt.

4.3 Brems KPI's Brake KPI's

Der Bremsvorgang in einem Rennen trägt wesentlich zur Rundenzeit bei und wird in den meisten Rennserien ausschließlich vom Fahrer beeinflusst. Dieses Kapitel gibt Aufschluss über die Auswertungsmöglichkeiten des Fahrers während des Bremsens. Naheliegende

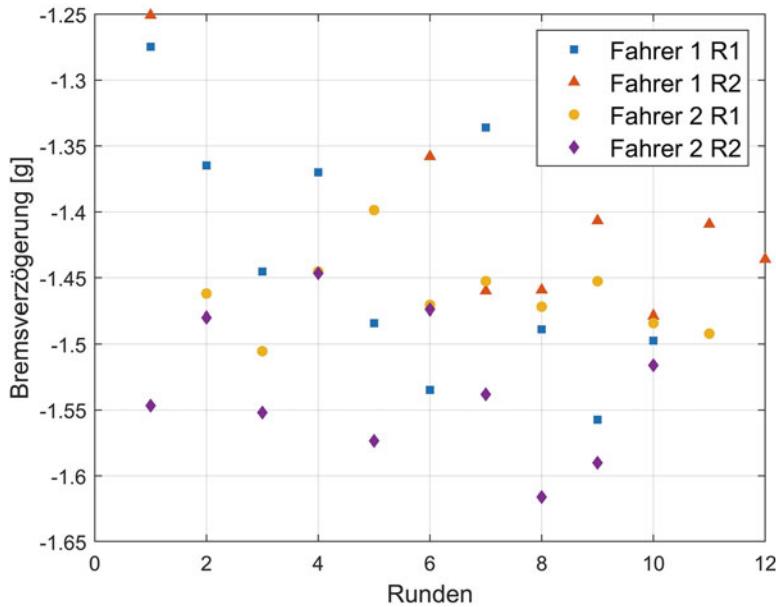


Abb. 4.12 Maximale Bremsverzögerung eines Formelfahrzeugs auf einer Strecke mit zwei verschiedenen Fahrern in zwei Rennen. Fahrer 2 erreicht im zweiten Rennen eine höhere Verzögerung, was auf einen besseren Reifenzustand schließen lässt

KPI's, wie maximale Bremsverzögerung *Max Brake G*, geben vorwiegend Informationen über den Reifenzustand weniger über den Fahrer, Abb. 4.12. Fahrer 1 beginnt den ersten Stint am Nürburgring mit neuen Reifen im Rennen 1, weshalb auch höhere Verzögerungen möglich sind. Im zweiten Rennen startet Fahrer 2 zuerst was hier zu größeren Verzögerungen führt.

Betrachtet man den maximalen Bremsdruck *Max Brake Pressure*, kann man erkennen, wie stark und wie konstant der Fahrer das Bremspedal betätigt, Abb. 4.13. Um den Einfluss der Bremskraftverteilung zu berücksichtigen, werden in diesem Fall der Bremsdruck an der Vorder- und Hinterachse addiert. Die Streuung von Fahrer 2 ist für die gezeigten Runden kleiner. Zu berücksichtigen ist jedoch der Reifenzustand, weshalb Fahrer 1 zumindest im zweiten Rennen nachvollziehbar 15 bar unter dem maximalen Bremsdruck des anderen Fahrers liegt. Ist die Streuung sehr hoch, wie im gezeigten Beispiel bei Fahrer 1, und gibt es Referenzwerte mit geringeren Abweichungen, könnte ein Problem des Bremssystems eine mögliche Ursache sein.

Kombiniert man den Gesamtbremsdruck mit der Verzögerung, kann beurteilt werden, wie der Fahrer bremst, Abb. 4.14. Fahrer 1 bremst stärker als Fahrer 2 und erreicht etwas höhere Verzögerungen. Die maximal erreichte negative Beschleunigung beträgt etwas unter 1,7 g bei einem Gesamtbremsdruck von 220 bar.

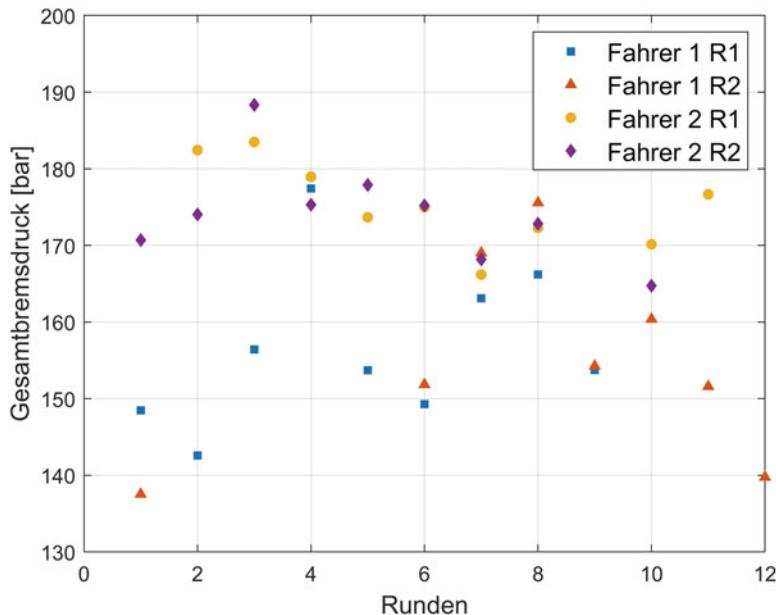


Abb. 4.13 Maximaler Gesamtbremsdruck eines Ausdauerrennens. Fahrer 2 hat sowohl ein konstanteres Bremsverhalten als auch eine geringere Streuung

Wie auch im vorigen Kapitel für das Gaspedal beschrieben, gibt es auch beim Bremsen einen KPI, der die Geschwindigkeit, mit der das Pedal betätigt wird, aufzeigt, (4.5).

$$K_{BP} = \frac{dp_{B,ges}}{dt} \quad (4.5)$$

K_{BP} Bremspedaldynamik, bar/s

$p_{B, ges}$ Gesamtbremsdruck (VA + HA), bar

Dieser wird als Bremsdruckvehemenz *Brake Pressure Aggression* bezeichnet, Abb. 4.15. Als Einheit für diesen KPI ergibt sich bar/s. Bildet man den Durchschnitt der positiven Werte für die Bremspedaldynamik pro Runde spricht man von der Bremsvehemenz. Beim Bremsen können folgende Zahlenwerte zu Vergleichszwecken herangezogen werden. Richtwerte Bremsdruckaufbau: über 280 bar/s bei Bremsbeginn. Bei Verwendung eines ABS sind für den Druckaufbau Werte über 750 bar/s und beim Druckabbau über 1000 bar/s erforderlich [10]. Zurücknahme des Bremsdrucks mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit: 90 bar/s [6]. Für das gezeigte Beispiel beträgt die maximale Bremsvehemenz 160 bar/s. Dieser Wert ist bremsystemabhängig, weshalb nur baugleiche Fahrzeuge miteinander verglichen werden sollten.

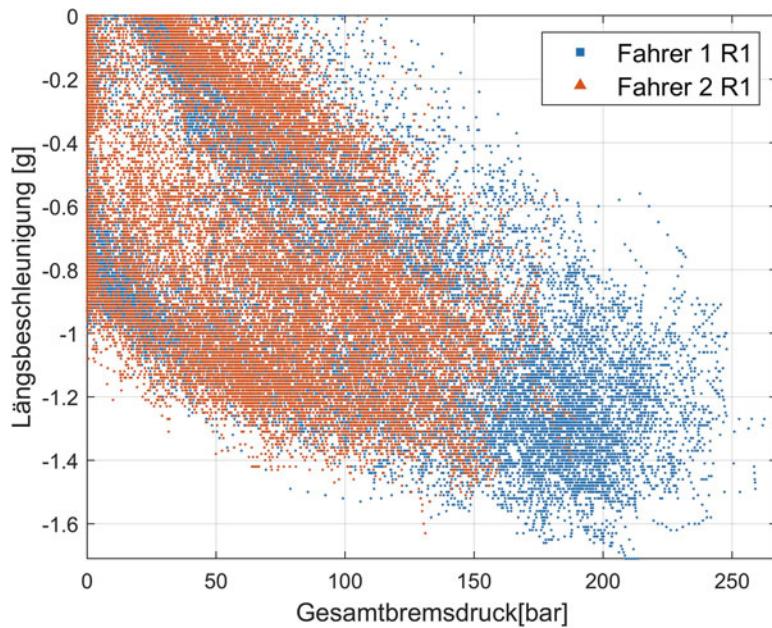


Abb. 4.14 Longitudinale Beschleunigung über Gesamtbremsdruck. Fahrer 1 erreicht einen höheren Bremsdruck als Fahrer 2 in diesem Rennen

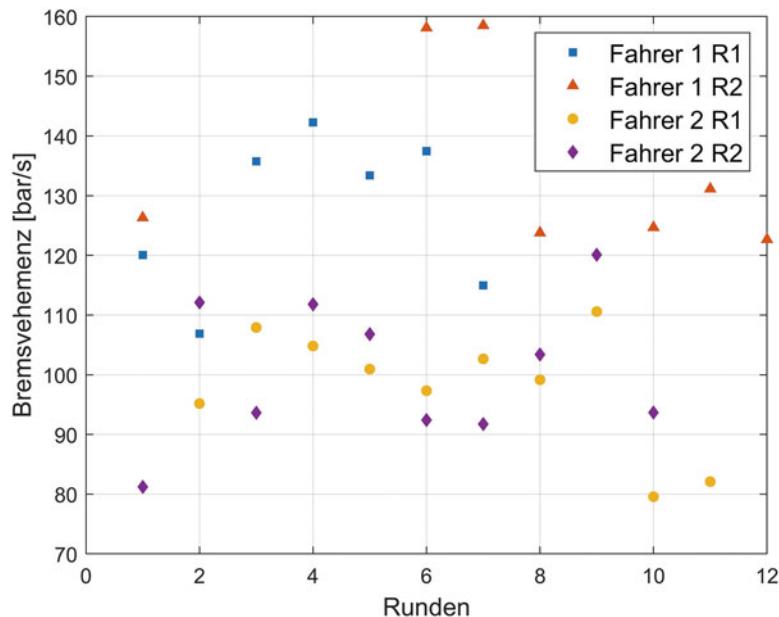


Abb. 4.15 Durchschnittliche Bremsvehemenz eines GT-Fahrzeuges von zwei verschiedenen Fahern und zwei Rennen. Fahrer 1 erreicht eine bis um 25 % höhere Bremsvehemenz

Tab. 4.1 Beispielwerte für Bremspedaldynamik verschiedener Rennklassen

Rennklasse	Jahr	Maximale Bremspedaldynamik [bar/s]	Maximaler Bremsdruck (bar)
Formel 1	2002	1700	110
GT1	2011	1200	125
ADAC GT Masters	2012	1100	110
Formula Student	2016	1100	50
GT4	2017	900	150

Betrachtet man die maximal erreichbaren Werte für die Bremsdruckaggressivität verschiedener Rennklassen, bedeutet ein höherer Maximalbremsdruck nicht automatisch eine höhere Bremsdruckaggressivität, Tab. 4.1.

Das Bremsdruckintegral *Brake Pressure Integral* nach (4.6) lässt eine Bewertung des Selbstvertrauens des Fahrers zu.

$$K_{\text{BI}} = \int_0^{t_R} p_{B,\text{ges}} dt \quad (4.6)$$

K_{BI} Bremsdruckintegral, bar·s

t_R Rundenzeit, s

$p_{B,\text{ges}}$ Gesamtbremsdruck (VA + HA), bar

Ein hoher Wert bedeutet, dass der Fahrer über längere Zeit bremst und wenig Vertrauen in das Bremssystem hat, während ein niedriger Wert ein effizientes Bremsen darstellt. Abb. 4.16 zeigt das Bremsdruckintegral pro Runde der beiden Fahrer. Die Streuung des zweiten Fahrers ist etwas höher, der Mittelwert aller Runden ergibt auch hier einen Unterschied von 7 % zugunsten des zweiten Fahrers im zweiten Rennen.

Zur Erkennung von möglichen Problemen des Bremssystems hat sich der Wert K_{WB} bewährt. Die Wirksamkeit der Bremsanlage stellt das Verhältnis aus longitudinaler Beschleunigung und Gesamtbremsdruck dar, (4.7). Für eine einfachere Analyse wird das Ergebnis noch mit einem Faktor beispielsweise 100 multipliziert und der Durchschnitt pro Runde ermittelt.

$$K_{\text{WB}} = \frac{a_X}{p_{B,\text{ges}}} \cdot 100 \quad \text{für } a_X < -0,2 \text{ g} \quad (4.7)$$

K_{WB} Wirksamkeit der Bremsanlage *Brake Pressure Efficiency*, g/bar

a_X Längsbeschleunigung, g

$p_{B,\text{ges}}$ Gesamtbremsdruck (VA + HA), bar

Abb. 4.17 zeigt die Wirksamkeit der Bremsanlage für das Formelfahrzeug. Die Streuung im zweiten Rennen ist etwas höher, was auf ein unruhigeres Rennen schließen lässt. Der Durchschnitt der beiden Fahrer ist sehr ähnlich, was auf ein konstant arbeitendes Bremssystem hinweist.

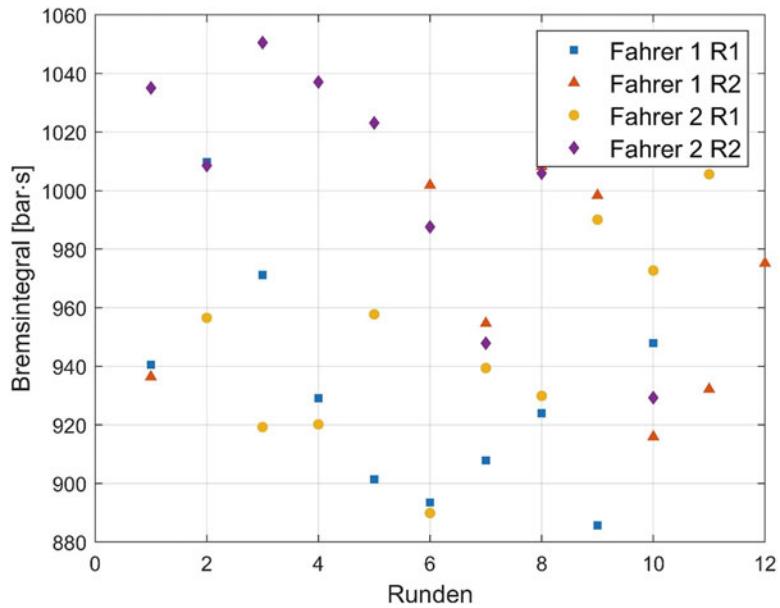


Abb. 4.16 Beispiel für die Auswertung mittels Bremsdruckintegrals. Je höher der Wert, desto länger wird die Bremse pro Runde betätigt

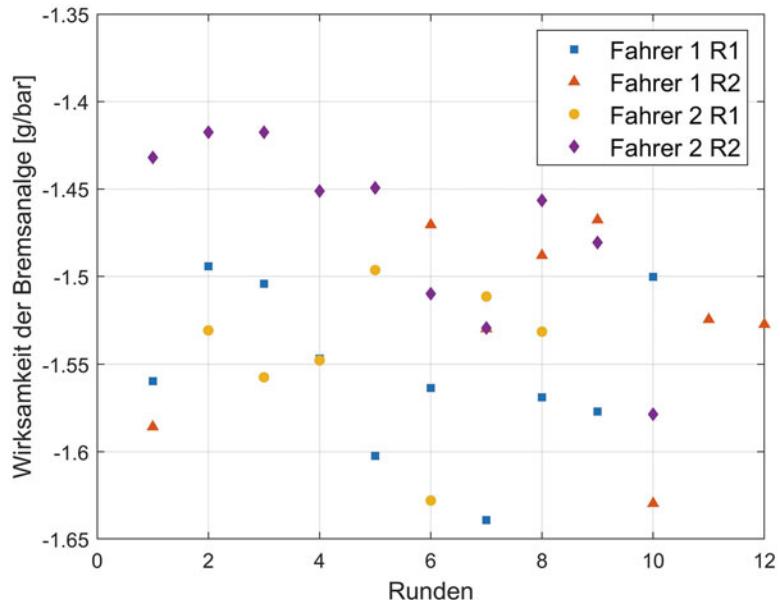


Abb. 4.17 Bremsdruckeffizienz zur Analyse des Bremssystems. Die Werte sollen über die Runden in einem ähnlichen Bereich bleiben

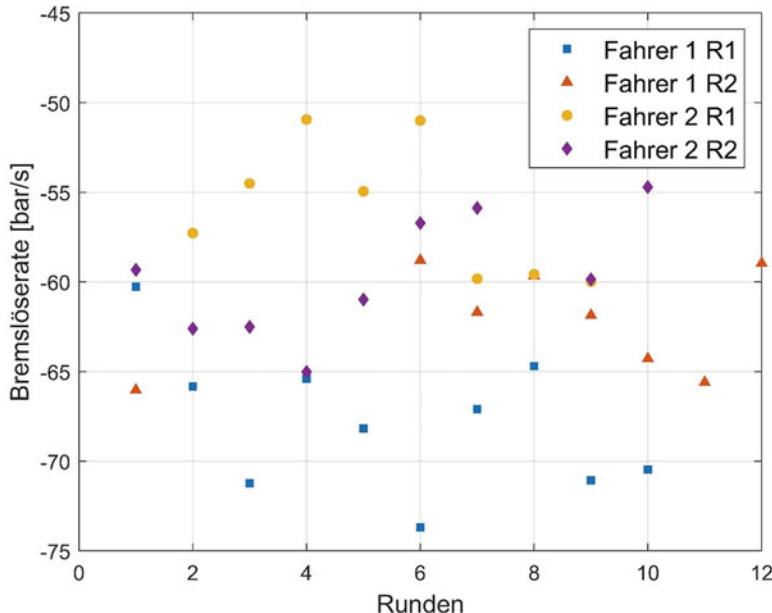


Abb. 4.18 Durchschnittliche Geschwindigkeit beim Auslassen des Bremspedals. Ein niedrigerer Wert repräsentiert ein sanfteres Auslassen

Auch die Art, wie das Bremspedal nach der maximalen Verzögerung gelöst wird, spielt eine Rolle, Abb. 4.18. Dieser KPI wird als Bremslöserate *Brake Release Smoothness* bezeichnet. Die Berechnung erfolgt durch die Bildung des Durchschnitts für negative Bremsdruckgeschwindigkeiten, vgl. (4.5). Je höher die Geschwindigkeit und der aerodynamische Abtrieb des Fahrzeugs sind, desto mehr kommt dieser Parameter zum Tragen. Ein hoher Wert bedeutet, dass der Bremsdruck zu schnell reduziert wird und die Bremstechnik des Fahrers verbesserungswürdig ist.

Bremszone/Brempunkt **Brake Zone/Braking Point** Zur Bestimmung des Brempunktes wird der Wert des Rundendistanz Kanals erfasst, bei dem der Bremsdruck einen definierten Wert überschreitet. Für das gezeigte Beispiel beträgt dieser Grenzwert fünf bar. Ist kein Distanzkanal vorhanden, kann dieser durch Integration der Geschwindigkeit nach der Zeit mit einem Startwert von null zu Beginn jeder Runde erzeugt werden. Die Daten stammen von einigen Runden eines Qualifying eines GT1-Fahrzeuges. Die Rundenzeiten variieren in einem Bereich von 1,24 s, die Brempunkte maximal 17 m, Tab. 4.2. Die Werte sind mit einem Grün-Gelb-Rot-Farbschema skaliert. Die schnellste Runde (4) wird mit überwiegend späten Brempunkten erreicht. Jedoch sollte nicht nur die Rundenzeit berücksichtigt werden, da die Reifen bei einem zu aggressiven Fahrstil einen höheren Verschleiß aufweisen. Zieht man Runde 3 zum Vergleich heran, wird mit verhältnismäßig frühen Brempunkten eine Zeitdifferenz von 0,19 s zur besten Runde erreicht. Über die Dauer

Tab. 4.2 Vergleich verschiedener Bremspunkte in mehreren Runden und deren Auswirkung auf die Rundenzeit

Bremspunkt [m]	Runde 1	Runde 2	Runde 3	Runde 4	Runde 5	Runde 6	Delta [m, s]
1	947,0	945,6	945,6	951,0	944,1	945,8	6,9
2	1512,3	1521,4	1512,1	1514,5	1508,8	1518,2	12,6
3	1715,9	1712,6	1714,2	1718,6	1706,1	1709,0	12,4
4	2265,9	2251,5	2257,5	2259,9	2248,7	2253,5	17,2
5	3232,0	3233,1	3227,0	3232,5	3231,1	3223,0	10,1
6	3483,3	3482,1	3482,6	3486,0	3474,4	3475,6	11,6
7	4349,9	4352,6	4352,4	4362,6	4352,8	4349,5	13,1
8	4684,9	4677,9	4675,1	4682,1	4673,6	4674,8	11,3
Rundenzeit [s]	119,948	119,38	118,897	118,707	119,168	118,987	1,241

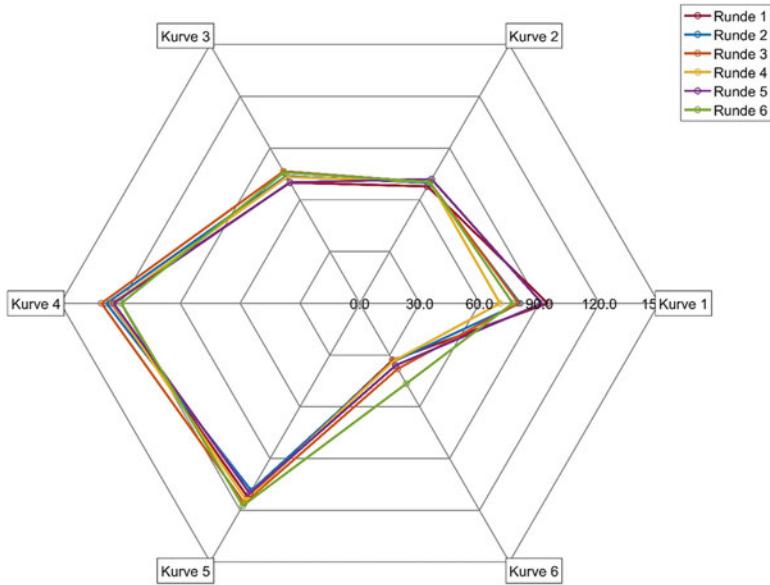


Abb. 4.19 Ermittelte Bremszonen eines GT1-Fahrzeuges für sechs verschiedene Kurven und Runden. Die Schwankung der Bremszonen variiert mit jeder Kurve

eines Rennens könnte mit einer passiveren Fahrweise ein Reifenwechsel entfallen und damit eine bessere Gesamtleistung erreicht werden.

Aber nicht nur die Bremspunkte geben Aufschlüsse über das Fahrverhalten. Ermittelt man zusätzlich zum Bremspunkt noch den Scheitelpunkt der gefahrenen Linie (Punkt mit der minimalen Geschwindigkeit), kann die Differenz gebildet werden, was einerseits die Länge der Bremszone definiert und andererseits Informationen über den Fahrstil gibt. Abb. 4.19 stellt die Länge der Bremszonen für sechs Kurven und sechs

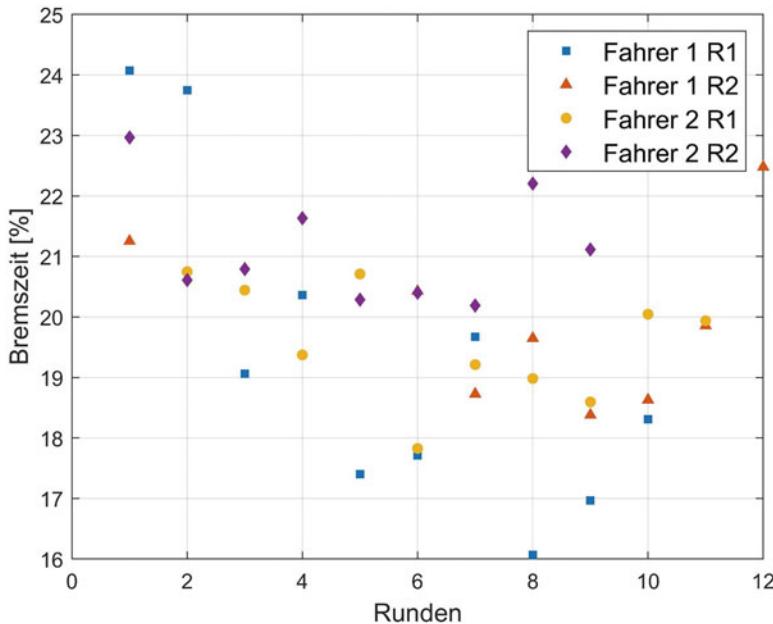


Abb. 4.20 Zeit pro Runde, in der der Fahrer das Bremspedal betätigt. Die Differenz der durchschnittlichen Bremszeit zwischen den zwei Fahrern im zweiten Rennen ist 1,4 %

Runden dar. Je geringer der Abstand zum Mittelpunkt des Diagramms ist, desto kürzer ist die Bremszone für die jeweilige Kurve. Kurve 1 weist die größte Schwankung der Bremszone mit 24 m auf.

Die Auswertung des Bremspunkts sowie der Bremszone legt auch eine Untersuchung der Zeit, wie lange der Fahrer pro Runde bremst, nahe, Abb. 4.20. Der dafür verwendete KPI wird als Bremszeit pro Runde *Brake On Time* bezeichnet, (4.8).

$$K_{BT} = \frac{100}{t_R} \int_0^{t_R} \frac{p_{B,ges}}{p_{B,ges}} dt \text{ für } p_{B,ges} > 5 \text{ bar} \quad (4.8)$$

K_{BT}	Bremszeit, %
t_R	Rundenzeit, s
$p_{B, ges}$	Gesamtbremsdruck, bar

Fahrer 1 verbringt weniger Zeit auf der Bremse, was beispielsweise auf eine höhere Geschwindigkeit beim Betätigen der Bremse zurückzuführen ist. Ist die Zeit, die für das Verzögern des Fahrzeuges aufgebracht wird, kürzer, kann diese in Zeit für die Beschleunigung investiert werden, um damit kürzere Rundenzeiten erzielen zu können, Abb. 4.21.

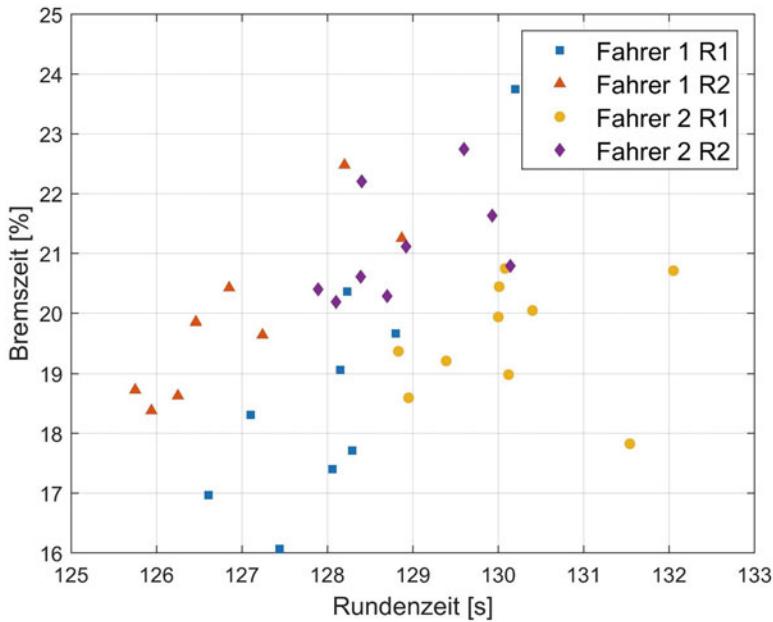


Abb. 4.21 Bremszeit über Rundenzeit von zwei GT4-Fahrern in zwei Rennen am Nürburgring. Der Trend, dass eine geringere Bremszeit in einer kürzeren Rundenzeit resultiert, ist deutlich zu erkennen

4.4 Lenk KPI's Steering KPI's

Der Lenkeingriff des Fahrers kann mit mehreren Parametern beschrieben werden. Nahe liegend ist, wie sanft oder schnell der Fahrer lenkt. Für diesen KPI (Lenkradwinkelgeschwindigkeit) wird der Betrag der Differenz des Lenkwinkels mit dem geglätteten Lenkwinkel gebildet, Abb. 4.22. Alternativ kann auch die Ableitung nach der Zeit zur Berechnung herangezogen werden (4.9).

$$K_{SV} = \frac{d\delta_H}{dt} \quad (4.9)$$

K_{SV} Lenkradwinkelgeschwindigkeit, °/s
 δ_H Lenkradwinkel, °

Ist das durchschnittliche Lenkverhalten pro Runde *Steering Smoothness* eher aggressiv, ergibt sich ein großer Wert, (4.10).

$$K_{SS} = \frac{1}{t_R} \int_0^{t_R} K_{SV} dt \quad (4.10)$$

K_{SS} Durchschnittliche Lenkradwinkelgeschwindigkeit *Steering Smoothness*, °/s
 K_{SV} Lenkradwinkelgeschwindigkeit, °/s
 t_R Rundenzeit, s

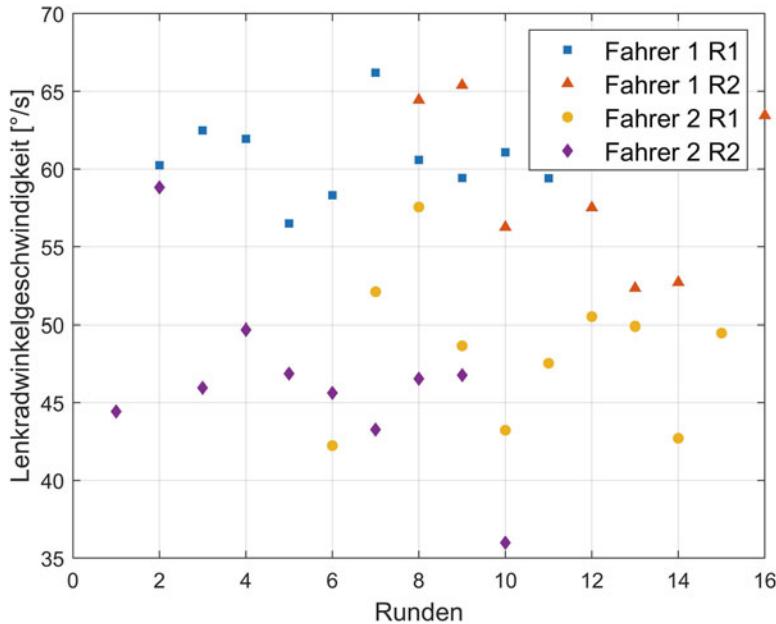


Abb. 4.22 Durchschnittliche Lenkwinkelgeschwindigkeit eines GT-Fahrzeugs auf einer Strecke mit zwei verschiedenen Fahrern in zwei Rennen

Vergleicht man diesen KPI z. B. mit der Bremskraftverteilung, kann man auf die Fahrzeugbalance rückschließen. Muss der Fahrer bei einem schlechten Bremsensetup häufig mit dem Lenkrad korrigieren, wird sich das in einer hohen *Steering Smoothness* widerspiegeln. Zu beachten ist, dass eine Unschärfe des Signals auch durch die Anregung der Lenkung durch Bodenunebenheiten hervorgerufen werden kann. Zusätzlich sollte die Geschwindigkeit, mit der die Kurve durchfahren wird, berücksichtigt werden, da eine niedrige Geschwindigkeit auch niedrige Lenkgeschwindigkeiten mit sich bringt.

Der maximale Lenkradwinkel über die Runde aufgetragen bietet zwei Möglichkeiten zur Analyse, Abb. 4.23. Ist der Lenkradwinkel in einer Runde viel größer, kann beispielsweise eine andere Fahrlinie aufgrund eines Überholmanövers oder eine Lenkkorrektur des Fahrers die Ursache sein. Ist wie in dem gezeigten Beispiel zwischen den zwei Fahrern ein genereller Unterschied in einer Kurve festzustellen, ist dies auf den Fahrstil beziehungsweise die gewählte Linie zurückzuführen.

Ein ähnliches Ergebnis zeigt die Auswertung der Krümmung *curvature* einer Kurve, Abb. 4.24. Die Krümmung erhält man aus dem Kehrwert des errechneten Kurvenradius. Ein kleinerer Wert für die Krümmung ergibt sich aus einem größeren Kurvenradius, weshalb Fahrer 2 im Durchschnitt den größeren Kurvenradius fährt.

Auch eine Auswertung, wieviel Prozent der Rundenzzeit der Fahrer lenkt und in welchem Zeitraum wieviel gelenkt wird, (4.11) und (4.12), könnte Aufschluss für eine Verbesserung der Fahrperformance liefern, Abb. 4.25.

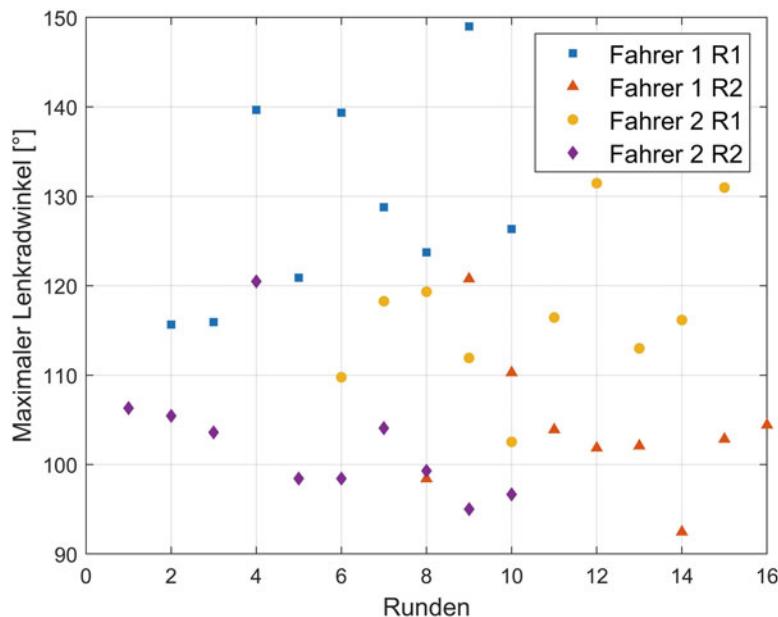


Abb. 4.23 Maximaler Lenkwinkel einer Kurve eines GT-Fahrzeugs in zwei Rennen an einem Rennwochenende in Misano mit zwei verschiedenen Fahrern

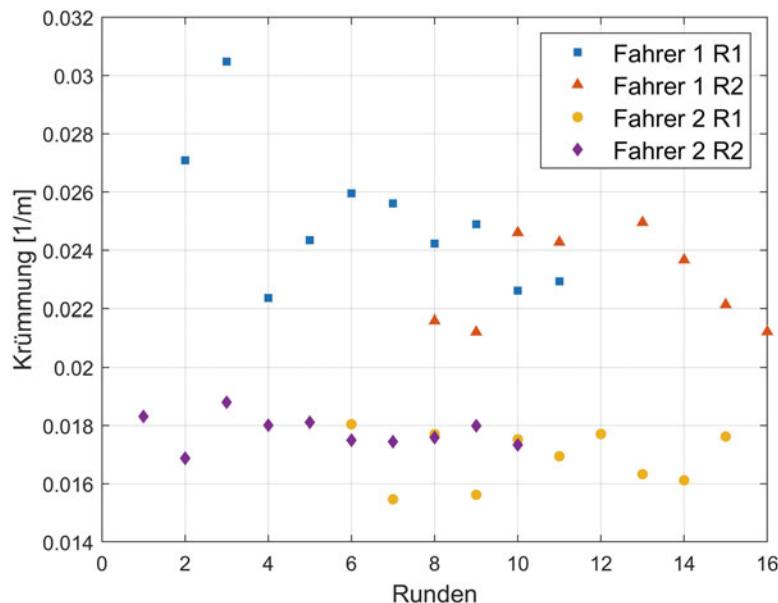


Abb. 4.24 Auswertung der durchschnittlichen Krümmung eines Formelfahrzeugs pro Runde. Je kleiner dieser Wert ist desto größer ist der gefahrene Kurvenradius. Fahrer 2 wählt hier eine Linie mit größeren Kurvenradien

$$K_{ST} = \frac{100}{t_R} \int_0^{t_R} \frac{\delta_H}{\delta_H} dt \text{ für } |\delta_H| > 10^\circ \quad (4.11)$$

K_{ST} Lenkzeit, %

t_R Rundenzeit, s

δ_H Lenkradwinkel, °

$$K_{SI} = \int_0^{t_R} \delta_H dt \quad (4.12)$$

K_{SI} Lenkwinkelintegral, °s

t_R Rundenzeit, s

δ_H Lenkradwinkel, °

Betrachtet man nur den Lenkanteil pro Runde, bei dem der Lenkradwinkel über 10° ist, unterscheiden sich die beiden Fahrer in den analysierten Runden um drei Prozent in Rennen 1, die Fahrer 2 weniger lenkt. Wird auch berücksichtigt, wie stark gelenkt wird, muss dazu das Integral des Lenkradwinkels berechnet werden. Der Absolutwert dieses KPI's (Lenkwinkelintegral *Steering Integral*) hängt stark von der Streckenführung ab, da sich bei längeren Kursen ein höherer Wert ergibt. Fahrer 2 lenkt in dieser Betrachtung im Durchschnitt 12 % weniger als Fahrer 1. Die Unterschiede ergeben sich durch Lenkkorrekturen und Fahrlinienwahl.

Besteht die Möglichkeit einer Referenzrunde mit dem Ziel einen idealen Lenkeinschlag für diese zu erreichen, liefert dies einen Richtwert für das Lenkwinkelintegral, der für weitere Analysen genutzt werden kann. Ausgehend von dieser Referenz kann bei einem hohen Wert des Lenkwinkelintegrals auf ein untersteuerndes Fahrzeug geschlossen werden, bei dem der Fahrer zusätzlich lenken muss.³ Bei einem übersteuernden Fahrzeug muss der Fahrer gegenlenken, was in Summe zu einem kleineren Wert, verglichen mit der Referenzrunde, führt.

4.5 Weitere KPI's Further KPI's

Die Zeit, in der der Fahrer weder bremst noch beschleunigt, wird als Rollphase *Coasting* bezeichnet, Abb. 4.26. Für diesen KPI wird die Zeit berechnet, in der die Gaspedalstellung und der Bremsdruck einen bestimmten Grenzwert unterschreitet, (4.13).

$$K_R = \int_0^{t_R} \frac{s_{FP}}{s_{FP}} \cdot \frac{p_{B,ges}}{p_{B,ges}} dt \text{ für } s_{FP} < 5 \% \text{ und } p_{B,ges} < 5 \text{ bar} \quad (4.13)$$

K_R Rollphase, s

t_R Rundenzeit, s

s_{FP} Gaspedalweg, %

³Vgl. auch Abb. 5.66.

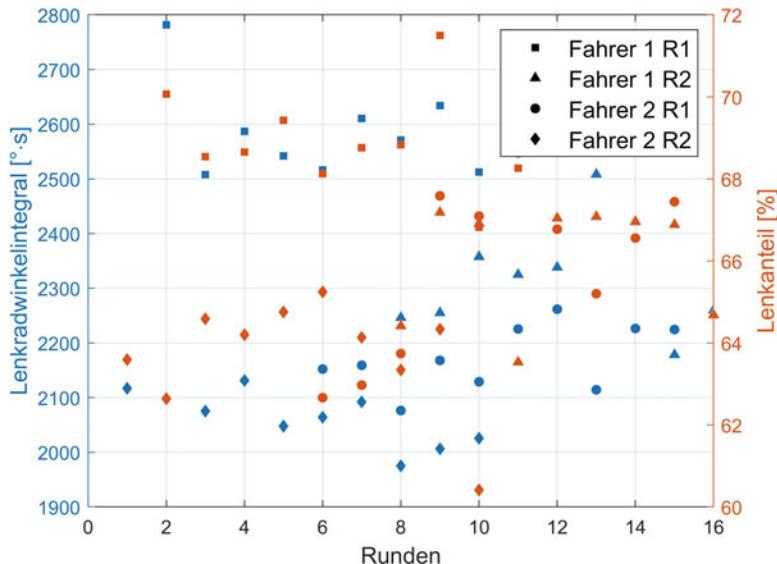


Abb. 4.25 Lenkanteil pro Runde und Integral des Lenkwinkels. Der absolute Wert des Lenkwinkelintegral KPI's ist streckenabhängig. Je geringer die Abweichungen zwischen den Runden sind, desto konstanter ist das Lenkverhalten des Fahrers

Dieser Wert sollte so niedrig wie möglich sein. Ist dieser Wert hoch, deutet es auf einen schlechten Fahrer oder ein schlechtes Set-up hin. Man unterscheidet zwischen zwei verschiedenen Situationen, in denen das Fahrzeug ausrollt: erstens zwischen dem Lösen des Gaspedals und anschließendem Bremsen und zweitens zwischen Lösen der Bremse und Betätigung des Gaspedals. Die erste Situation ist immer schlecht, da eine Ausrollphase vor einer Kurve einen späteren Bremspunkt bedeuten würde, was auf einen unerfahrenen Fahrer oder zu wenig Vertrauen zum Fahrzeug schließen lässt. Die zweite Möglichkeit könnte auch Teil der Fahrtechnik sein, um einen ungewünschten Lasttransfer in longitudinaler Richtung am Kurveneingang zu vermeiden.

Nicht nur eine Leerzeit ohne das Betätigen eines Pedals ist eine mögliche Fahrsituation, auch das gleichzeitige Betätigen stellt einen möglichen Fahrzustand dar. Man spricht von einem Übergang *cross over*, (4.14), was auch Teil der Fahrtechnik sein kann, zum Beispiel beim Anbremsen einer Kurve, um den Schaltvorgang zu erleichtern, Abb. 4.27.

$$K_{CR} = \int_0^{t_R} \frac{s_{FP}}{s_{FP}} \cdot \frac{p_{B,ges}}{p_{B,ges}} dt \text{ für } s_{FP} > 5 \% \text{ und } p_{B,ges} > 5 \text{ bar} \quad (4.14)$$

K_{CR}	Übergang, s
t_R	Rundenzeit, s
s_{FP}	Gaspedalweg, %
$p_{B,ges}$	Gesamtbremsdruck, bar

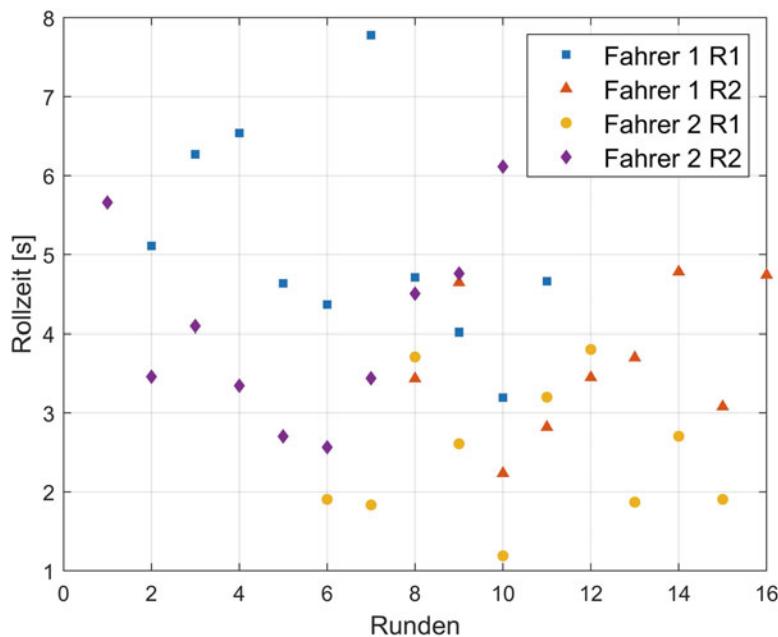


Abb. 4.26 Zeit pro Runde, in der der Fahrer weder das Gaspedal noch die Bremse betätigt. Fahrer 2 arbeitet für den gezeigten Abschnitt im Rennen 1 Durchschnitt 2,6 s pro Runde länger. Im zweiten Rennen rollt Fahrer 1 um 0,4 s pro Runde durchschnittlich weniger

Der Einfluss von Cross-Over auf die Rundenzeit liefert für die untersuchten Fahrer und Rennen einen eindeutigen Trend. Je kürzer die Zeit ist, in der beide Pedale betätigt werden, desto kürzer ist auch bis auf wenige Ausnahmen die Rundenzeit.

Ein Messwert, der nicht direkt vom Fahrer beeinflusst wird, ist die minimale Kurvengeschwindigkeit, Abb. 4.28. Der Messschrieb zeigt die Auswertung der minimalen Kurvengeschwindigkeiten für zwölf Kurven und sieben Runden. Da diese Geschwindigkeit auch von der gewählten Fahrlinie und von äußeren Einflüssen wie Verkehr abhängt, sollten möglichst „saubere“ Runden zur Analyse herangezogen werden. Als Beispiel zur Analyse dient Kurve 3. Vergleicht man die Rundenzeiten mit den minimalen Kurvengeschwindigkeiten, korrelieren diese mit einer Ausnahme (Rundenzeit von 119,25 s). Für das untersuchte Fahrzeug sollte der Fahrer versuchen, den Fokus auf diese Runde zu legen. Die schnellste Runde (violett) erreicht nur in Kurve drei die höchste Kurvengeschwindigkeit im Scheitel.

Schaltungs KPI's *Shifting KPI's* Zur Bewertung des Schaltverhaltens des Fahrers bieten sich die Drehzahl, bei der geschalten wird, und die Dauer des Schaltvorgangs an. Für das Wechseln in einen niedrigeren Gang können zusätzlich die Gasstöße, aber auch die simultane Bewegung auf der Bremse herangezogen werden, um die Beinarbeit des Fahrers näher untersuchen zu können. Für Fahrzeuge, bei denen die Kupplung durch den Fahrer

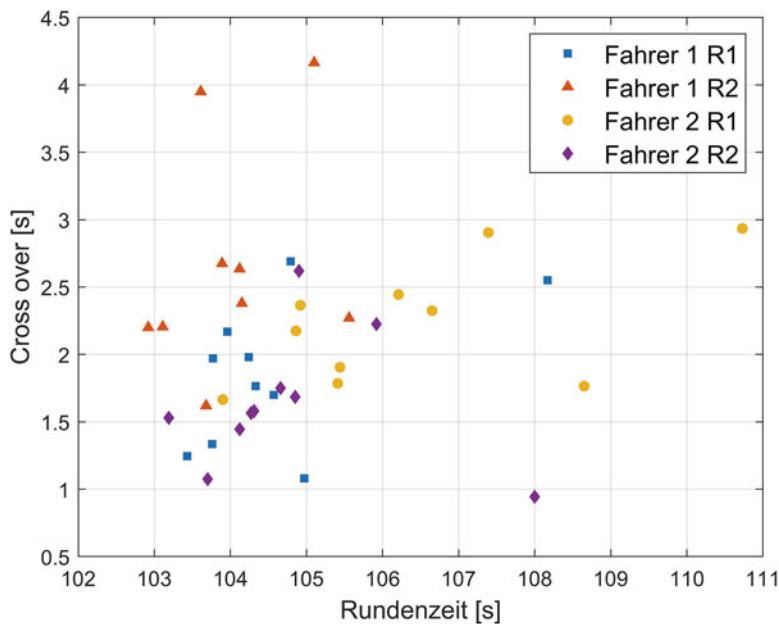


Abb. 4.27 Zeit pro Runde, in der der Fahrer das Gaspedal und die Bremse gleichzeitig betätigt. Je nach Fahrstil wirkt sich die Überschneidung beider Pedale positiv oder negativ auf die Rundenzeit aus. Ein grundsätzlicher Trend, dass kürzere Überschneidungszeiten zu kürzeren Rundenzeiten führen, lässt sich erkennen

während des Schaltens betätigt werden muss, sind auch der Kupplungspedalweg sowie die Geschwindigkeit, mit der die Kupplung betätigt wird, eine Größe, die Aufschluss über den Fahrer geben kann.

4.6 Fahrlinie Driving Line

Viele der zuvor beschriebenen KPI's hängen vom Fahrstil und der gewählten Fahrlinie des Fahrers ab. Theoretisch gibt es unendlich viele Möglichkeiten einen Kurs zu durchfahren, weshalb man nicht von der einen Ideallinie sprechen kann, da diese unter anderem von andere Streckenteilnehmer in einem Rennen beeinflusst wird. Grundsätzlich können die für eine Kurve gefahrenen Linien in drei Kategorien eingeteilt.

- Klassische Ideallinie (größtmöglicher Kurvenradius, maximale Kurvengeschwindigkeit)
- Spätes Einlenken (maximale Kurvenausgangsgeschwindigkeit)
- Kampflinie (maximale Kurveneingangsgeschwindigkeit)

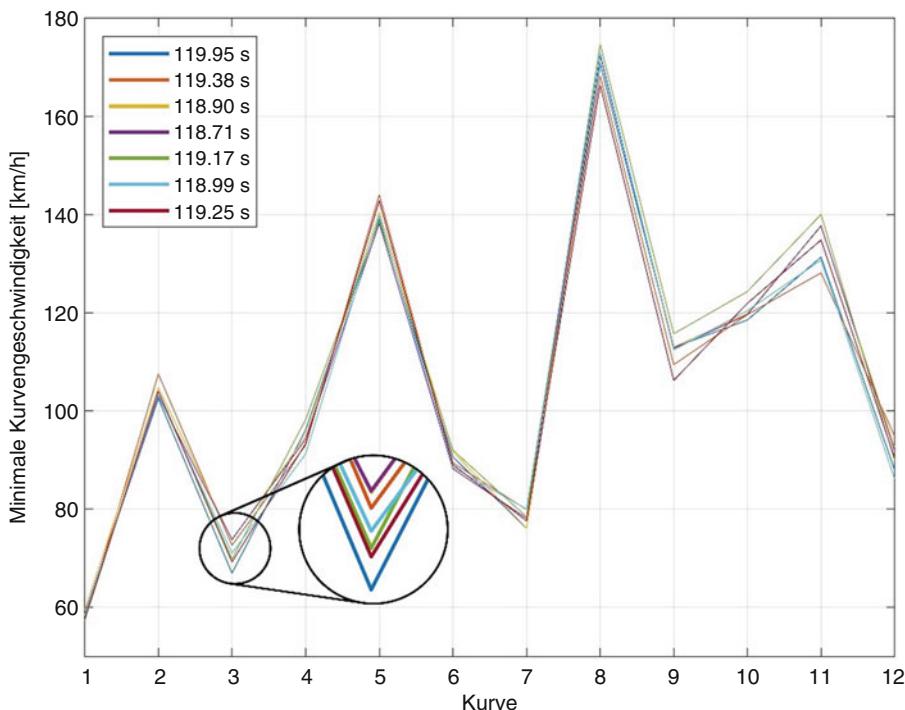


Abb. 4.28 Minimale Kurvengeschwindigkeiten für zwölf Kurven und sieben Runden des Nürburgrings

Zum Kategorisieren der gefahrenen Linie werden die Geschwindigkeit, die Querbeschleunigung, der Lenkradwinkel und der errechnete Kurvenradius herangezogen.

Werden eine gleiche Streckenbreite am Kurvenein- und Kurvenausgang sowie ein konstanter Radius angenommen, befindet sich der Scheitel der Fahrlinie in der Mitte der durchfahrenen Kurve. Diese oft in den Lehrbüchern beschriebene, klassische Ideallinie ergibt aufgrund des größtmöglichen gefahrenen Radius die höchste Geschwindigkeit im Kurvenradius. Der Vorteil dieser Fahrlinie liegt in einer hohen Geschwindigkeit beim Bremspunkt, ohne eine zu hohe Kurvenausgangsgeschwindigkeit zu erreichen. Im Datenschrieb erkennt man diese Art der Fahrlinie dadurch, dass bei der geringsten Geschwindigkeit auch der geringste errechnete Kurvenradius vorliegt, Abb. 4.29. Da der Fokus auf der höchsten Kurvengeschwindigkeit liegt, bildet die Querbeschleunigung ein Plateau, dessen Maximum im Kurvenscheitel auftritt. Der Lenkradwinkel verläuft symmetrisch zum Kurvenradius.

Die zuvor beschriebene Fahrlinie ist jedoch nicht für alle Fahrzeuge und Kurvenvariationen ideal. Liegt die Stärke eines Fahrzeugs in seinem longitudinalen Beschleunigungsvermögen und folgt beispielsweise eine lange Gerade nach einer Kurve, ist die Geschwindigkeit am Kurvenausgang wichtiger als die Geschwindigkeit im

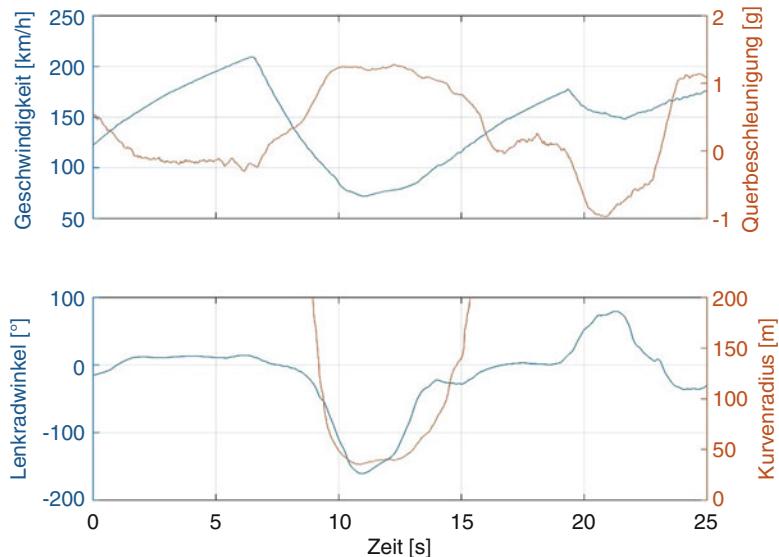


Abb. 4.29 Beispiel für die klassische Ideallinie. Mit dieser Linienwahl wird die maximale Geschwindigkeit im Scheitelpunkt der Kurve erreicht

Kurvenscheitel. Die hierfür geeignete Fahrlinie wird durch das späte Einlenken identifiziert. Der minimale errechnete Kurvenradius wird schon früh im Kurvenverlauf erreicht und nimmt im weiteren Verlauf wieder zu, Abb. 4.30. Ähnlich verhält sich der Lenkradwinkel, da aufgrund des späten Einlenkens rasch und stark eingelenkt werden muss. Der Verlauf der Querbeschleunigung nimmt mit dem Durchfahren der Kurve stetig ab, um Potential für die Längsbeschleunigung frei zu geben, weshalb eine höchstmögliche Kurvenausgangsgeschwindigkeit erreicht wird. Verglichen mit der zuvor beschriebenen Variante ist die minimale Kurvengeschwindigkeit niedriger und der Bremspunkt etwas später.

Die dritte Kategorie „Kampflinie“ verschiebt das Geschehen in Richtung Kurvenausgang, weshalb auch das Minimum des Kurvenradius spät auftritt, Abb. 4.31. Die Querbeschleunigung bleibt nahezu konstant, sie könnte mit dem Durchfahren der Kurve leicht ansteigen. Das Lenkrinkelmaximum wird kurz vor Kurvenausgang erreicht. Aufgrund der vielen Ereignisse am Kurvenausgang ist auch dort die Geschwindigkeit die geringste der drei Kategorien. Im frühen Bereich der Kurve ist die Geschwindigkeit entsprechend höher, um die Position zu verbessern bzw. den Gegner im weiteren Kurvenverlauf ausbremsen zu können.

Sieht man vom Verkehr ab und sucht nach der idealen Linie für eine bestimmte Kurve, kann man den Geschwindigkeitsverlauf der zuvor beschriebenen Fahrlinien berücksichtigen. Eine Kurve mit konstantem Radius wird am schnellsten mit einer hohen Geschwindigkeit am Kurvenscheitel durchfahren. Eine Kurve, deren Kurvenradius mit Durchfahren dieser zunimmt („Kurve macht auf“), wird mit einem späten Einlenken zur

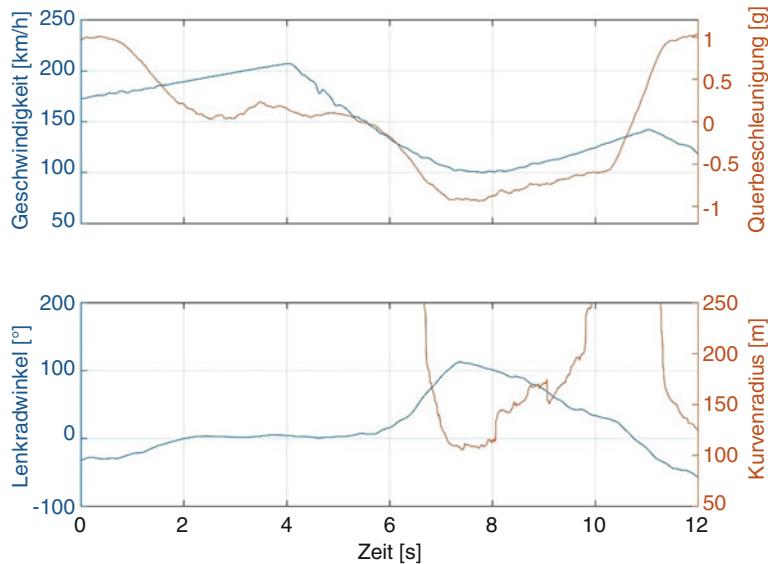


Abb. 4.30 Beispiel für spätes Einlenken. Das Ziel dieser Fahrlinie liegt auf maximaler Kurvengeschwindigkeit am Kurvenausgang

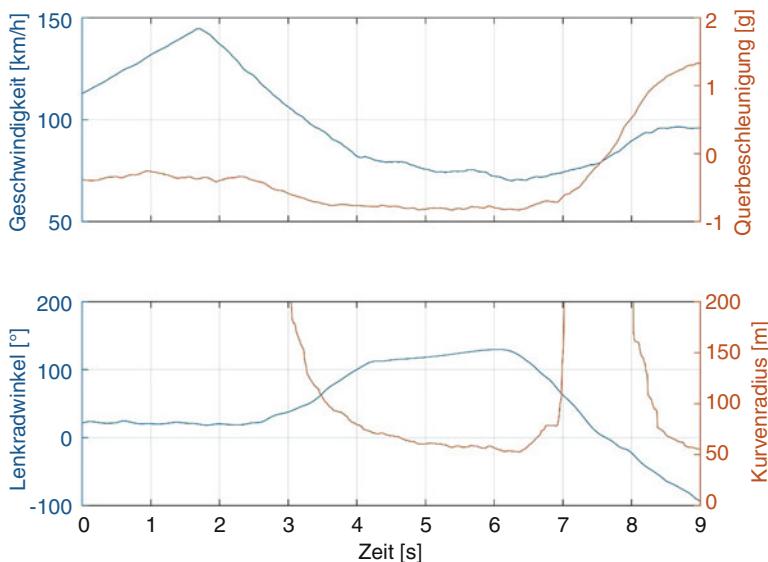


Abb. 4.31 Beispiel für eine Kampflinie. Der Fokus für die Analyse bei dieser Fahrlinie liegt am Kurvenausgang

kürzesten Zeit führen. Wird der Radius kleiner, empfiehlt sich früh einzulenken. Haarnadelkurven sollten grundsätzlich spät eingelenkt werden, um die Kurvenausgangsgeschwindigkeit zu minimieren. Letzten Endes hängt die tatsächlich beste Linie neben Streckenbeschaffenheit, wie beispielsweise Unebenheiten, Schräglagen und weiteren äußeren Einflüssen aber auch von dem Gripniveau des Reifens ab, das sich im Laufe eines Rennens ändert.

4.7 Videoanalyse Video Analysis

Die technische Entwicklung macht es möglich, dass Videoanalyse mittlerweile auch für den Hobbyrennsport leistbar ist. Ein Beispiel für eine mögliche Konfiguration eines Videosystems ist in Abb. 4.32 dargestellt. Dieses System besteht aus zwei Kameras mit einer Auflösung von 1920×1080 , GPS, CAN-Interface mit bis zu 80 freiprogrammierbaren Kanälen und einem Laptimer. Letzterer bietet im Unterschied zu einem Lap Beacon (Kap. 1, Abb. 1.22) die Möglichkeit der automatischen Strecken und Start-Ziellinienerkennung sowie einer Rundenzeitvorhersage *predictive lap timing* basierend auf GPS. Die Rundenzeitvorhersage zeigt dem Fahrer die Zeitdifferenz auf eine Referenzrunde in Echtzeit.



Abb. 4.32 VBox Video HD2 System von VBOX Motorsport bestehend aus zwei Kameras, einer GPS-Maus und einem VBox Laptimer. Je nach Konfiguration beträgt die Masse das Systems ca. 1,5 kg

Einen besonderen Mehrwert bietet diese visuelle Unterstützung in der Fahrerentwicklung. Für weniger erfahrene Fahrer ist es einfacher nachzuvollziehen, wenn beispielsweise zwei Bilder aus Cockpitperspektive miteinander verglichen werden, um die Fahrlinie zu untersuchen als GPS-Signale auf einer Karte. Aber nicht nur Hobbyrennfahrer profitieren von einem Videosystem, sondern auch Renningenieure. Zusätzliche Informationen sind:

- Streckenzustand
- Verkehr/Safety Car
- Überholmanöver
- Analyse der Fahrlinie
- Fahrerverhalten
- Konkurrenzverhalten (bei einem Vorfall)
- Fahrzeuggeräusche

Die in diesem Kapitel analysierten Daten stammen von verschiedenen VBOX-Systemen. Je nachdem wie die Kameradaten später verwendet werden sollen, werden verschiedene Software Tools angeboten. Aufgrund der Größe der Videodaten wird meist als erster Schritt ein Programm zur Bearbeitung dieser verwendet. Bei VBOX nennt sich dieses Programm *VBOX Video*. Mit diesem ist es möglich, das Video mit Messdaten in vorhandenen oder selbsterstellten Anzeigeelementen (z. B. Tachometer, Pedalstellungen, usw.) zu verknüpfen. Möchte man nur mit diesem produzierten Video arbeiten, kann als weiterer Schritt ein Extrahieren einzelner Runden oder interessanter Abschnitte mit einem Videoschnittprogramm erfolgen, zum Beispiel mit *VideoSplit*. Für eine detaillierte Analyse der Renndaten wird das Programm *Circuit Tools* verwendet, Abb. 4.33. Es verknüpft das vorher produzierte Video mit den mitgespeicherten Datenkanälen. Dieses Programm ermöglicht einen synchronisierten Vergleich von zwei Runden oder Fahrern. Die Synchronisation erfolgt wahlweise nach der Zeit, der gefahrenen Distanz oder der Position.

Der Vergleich von zwei Fahrlinien mit Hilfe einer Videoanalyse ist in Abb. 4.34 dargestellt. Links, mit blauen Rahmen, ist ein Ausschnitt einer Runde von Jeffrey Schmidt dargestellt, rechts daneben in Rot eine Runde von Christopher Haase. Der Ausschnitt ist von einer Kurve nahe der Mercedes-Tribüne am Hockenheimring aus dem Jahr 2017. Das Rennfahrzeug ist ein Audi R8 LMS. Der betrachtete Kurveneingang wird im rechten Bild enger gefahren. Der Geschwindigkeitsunterschied ist 7,1 km/h und das Fahrpedal wird um 20 % stärker betätigt. Der Rundenzeitunterschied beträgt 1,07 s, von dem 0,16 s auf diese Kurve fallen, die Christopher Haase schneller ist.

Ein weiterer wichtiger Bestandteil der Fahrlinie ist der gewählte Bremspunkt, Abb. 4.35. Die untersuchte Strecke ist wie zuvor der Hockenheimring, diesmal eine Kurve weiter (Mobile 1 Kurve). Die gewählte Linie von C. Haase ist etwas näher an den Curbs. Der größere Unterschied in diesem Vergleich ist jedoch die Pedalstellung. Während J. Schmidt bereits bremst, betätigt C. Haase das Fahrpedal vollständig. Der Unterschied der Bremspunkte ist auch im darunter liegenden Datenschrieb in der Geschwindigkeit, aber noch



Abb. 4.33 Oberfläche von Circuit Tools. Links oben werden die gefahrenen Runden angezeigt, rechts oben das dazugehörige Video. Im unteren Bereich werden links die verfügbaren Datenkanäle und rechts ein oder mehrere Liniengraphen dargestellt



Abb. 4.34 Die zwei Fahrer wählen unterschiedliche Linien. Im rechten Bild wird die Kurve im Bereich der Mercedes-Tribüne enger gefahren. Zusätzlich wird das Fahrpedal stärker betätigt. Mit freundlicher Unterstützung von Leitspeed

besser darunter in der Längsbeschleunigung zu sehen und beträgt 10,1 m. Aufgrund des etwas größer gefahrenen Kurvenradius von Haase ist die Geschwindigkeit im kompletten Kurvenverlauf etwas größer und macht in diesem Vergleich 0,28 s aus.

Bei Langstreckenrennen, aber auch Rennen, bei denen Fahrzeuge aus verschiedenen Leistungsklassen teilnehmen, findet eine hohe Anzahl an Überholmanövern statt,



Abb. 4.35 Unterschiedliche Bremspunktwahl. Während der Fahrer im rechten Bild noch voll am Gas steht, betätigt der Fahrer links bereits deutlich das Bremspedal. Wie auch schon beim Vergleich der Fahrlinie wird auch hier die Strecke vom Fahrer in Rot besser ausgenützt. Mit freundlicher Unterstützung von Leitspeed

Abb. 4.36. Besonders bei Rennstrecken mit vielen Streckenelementen pro Runde ist es für Fahrer in der Nachbesprechung schwierig alle Überholmanöver, die möglicherweise Unstimmigkeiten in den Datenlogs erklären könnten, richtig zu rekonstruieren. Aber auch für Datenanalysen einige Wochen später helfen Videoaufnahmen, das vergangene Rennereignis besser untersuchen zu können. Das hier beschriebene Beispiel ist von einem 24h-Rennen am Nürburgring. Hinter dem Lenkrad sitzt Christian Engelhart in einem Lamborghini Huracan GT3. In dem Datenschrieb ohne Videoinformation ist das Überholmanöver nicht zu erkennen und auch mit Unterstützung eines GPS-Signal erkennt man nur eine andere Fahrlinie. Zusätzlich befindet sich im linken unteren Bereich des Bildes eine Kameraaufnahme, die Aufschluss über das Lenkverhalten des Fahrers gibt.

4.8 Konkurrenzanalyse Competitive Analysis

Neben der Fahrerentwicklung des eigenen Teams kann auch eine Analyse der Konkurrenz einen zusätzlichen Vorteil bringen. Eine Möglichkeit, die Konkurrenz zu analysieren besteht darin, die Rennposition jedes Fahrers pro Runde aufzutragen, Abb. 4.37. Beim Großen Preis von China 2016 am Shanghai International Circuit fanden 128 Überholmanöver und 66 Boxenstopps statt. Der erste größere Positionswechsel findet in Runde vier und fünf aufgrund eines Safety Cars statt. Im Bereich von Runde 19 nutzten die meisten Teams erneut die Möglichkeit eines Boxenstopps. Betrachtet man die Steigung der einzelnen Fahrer zwischen diesen Boxenstopps, erhält man Informationen über ihre Aggressivität und ihr Fahrkönnen. Ein Beispiel für einen aggressiven Fahrstil mit vielen



Abb. 4.36 Beispiel für die zusätzliche Information durch den Einsatz von Videoanalyse. Im Datenschrieb der Fahrzeuggeschwindigkeit (unten im Bild) ist keine Auffälligkeit zu erkennen, erst die zusätzliche Information der Kamera (Bild oben) zeigt das Überholmanöver. Mit freundlicher Unterstützung von Leitspeed

Überholmanövern ist Lewis Hamilton (HAM) zwischen Runde 9 und 19. In diesen 10 Runden macht er über zehn Positionen gut. Aber nicht nur Fahrerinfos können aus dem Diagramm gewonnen werden. Es lässt auch Rückschlüsse auf die Strategie des jeweiligen Rennstalls zu. Mehr zum Thema Rennstrategie ist in Kap. 6 und 7.

Jeder Fahrer hat eine Zeitspanne *timeline*, in der er die größten Erfolge erzielt. Betrachtet man die Formel 1 und trägt die Platzierungen ausgewählter Fahrer der letzten zehn Jahre in einem Diagramm auf, kann man die Konkurrenzfähigkeit einzelner Fahrer erkennen, Abb. 4.38. Für Formel 1 Fans spiegelt diese Darstellung die Renngeschichte wider. Lewis Hamilton (HAM) erreicht seit seinem Einstieg in die Formel 1 in 2007 (Vizeweltmeister) konstant beste Platzierungen. Die schlechteste Platzierung in der Gesamtwertung war in den letzten zehn Jahren der fünfte Platz und die letzten zwei Jahre der dargestellten

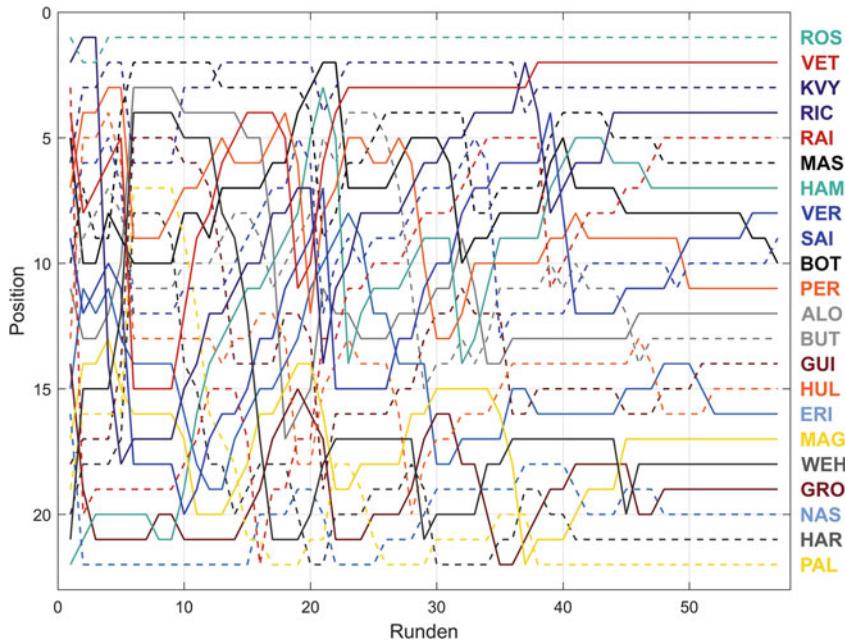


Abb. 4.37 Positionsdiagramm des China GP von 2016. Bei diesen Rennen gab es 128 Positionswechsel und 66 Boxenstoppes, modifiziert von [11]

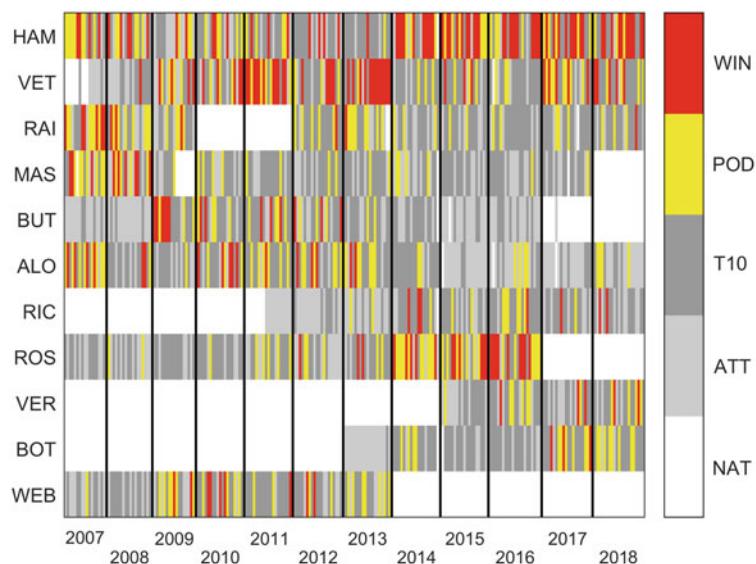


Abb. 4.38 Platzierungen von ausgewählten Formel 1 Fahrern seit 2007. Rot dargestellt sind Rennsiege, gelb Podiumsplätze, dunkelgrau Platzierungen unter den besten zehn, hellgrau sind Teilnahmen an Rennen und weiß bedeutet nicht teilgenommen, nach [12]

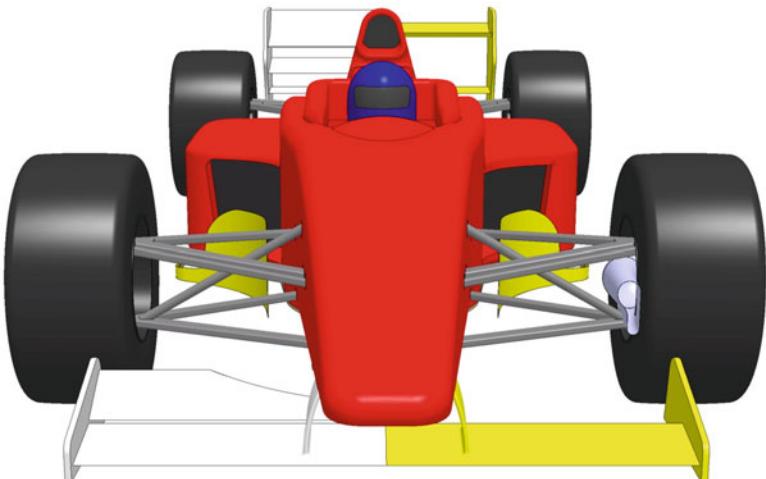
Zeitspanne wurde Hamilton wieder Weltmeister. Sebastian Vettel (VET) hatte seine erste extrem erfolgreiche Phase in den Jahren 2010 bis 2013 in denen er jedes Mal Weltmeister wurde. Danach folgte ein weniger erfolgreiches Jahr 2011 mit einem 5. Platz und ein Teamwechsel. 2017 und 2018 erreichte er wieder den zweiten Platz in der Gesamtwertung.

Literatur

1. <http://www.wirelessmotorsport.com/>. Zugegriffen am 01.12.2016 (2016)
2. Nakanishi, I. et al.: Using brain waves as transparent biometrics for on-demand driver authentication. *Int. J. Biometrics* **5**, 288–305 (2013)
3. <https://www.sosolimited.com/work/art-of-the-thrill/> Zugegriffen am 01.12.2016 (2016)
4. Auto International Journal of the FIA #15, Q2 (2016)
5. Rouelle, C.: Data Driven Performance Engineering Seminar, Köln. Seminar Binder. OptimumG, Denver (2015)
6. Segers, J.: Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, 2. Aufl. SAE International, Warrendale (2014)
7. Smith, C.: Drive to Win, 1. Aufl. Carroll Smith Consulting Inc., Palos Verdes Estates (1996)
8. Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, 2. Aufl. Vogel Buchverlag, Würzburg (1991)
9. Knox, B.: A Practical Guide to Race Car Data Analysis. CreateSpace, Charleston (2011)
10. Breuer, B., Bill, K. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, 4. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2012)
11. Hirst T.: Wrangling F1 Data with R. leanpub.com/f1/ (2016)
12. <https://charts.animateddata.co.uk/f1/>. Zugegriffen am 01.04.2019 (2019)

Abstimmung Set-up

5



Die Abstimmung – das Set-up – ist nicht Aufgabe des Konstrukteurs. Ein Abriss dieser Tätigkeit eines Renntteams 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. Fahrzeugeingenieure und Mechaniker können „nur“ noch an den vorgesehenen Stellschrauben drehen oder Komponenten, wie Stabilisatoren oder Feder-Dämpfersysteme, tauschen.

Mit der damit einsetzenden Entwicklungstätigkeit beginnt jener Abschnitt, der aus einem theoretisch leistungsfähigen Fahrzeug – wie es nach dem ersten Zusammenbau da steht – einen auch praktisch schnellen Rennwagen macht.

5.1 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 beginnt zu regnen, in der Nacht kühlte 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 laufend weiterentwickelt werden, siehe Kap. 6.

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, bestmöglicher 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“ Set-up 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 „unfahrbar“ 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 Radpaars 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 und reicht von leer bis beladen, von Sommer- bis Winterreifen. 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.

5.2 Einflussfaktoren *Influencing Factors*

Bevor wir uns der Abstimmung im Detail widmen, wollen wir uns die Einflussgrößen auf das Fahrverhalten – und damit die vorhandenen Verstellmöglichkeiten – vor Augen führen. Die Fahrleistungen können basierend auf typischen Fahrmanöverabfolgen in folgende Bereiche eingeteilt werden [1]:

- a) Beschleunigung *acceleration*
- b) Bremsen *braking*
- c) Kurvenfahrt *cornering*
- d) Fahrbarkeit *driveability*
- e) Höchstgeschwindigkeit *top speed*

Tab. 5.1 listet diese Bereiche zusammen mit Kriterien auf, welche die Fahrleistungen maßgeblich beeinflussen.

Nachfolgend werden diese Einflussfaktoren einzeln, der Reihe nach betrachtet und die Möglichkeiten zur Gestaltung bzw. Abstimmung des Fahrzeugs erwogen.

Massenreduktion *Mass Reduction*

Eine Gewichtsersparnis verbessert beinahe sämtliche Bereiche der Fahrleistungen. Sogar die Fahrbarkeit wird merklich beeinflusst. Ein leichterer Wagen reagiert rascher auf Fahrereingaben, weil die erforderlichen Kräfte für Bewegungsänderungen kleiner sind und die resultierenden Beschleunigungen verbunden mit der geringeren Masse größer sind (Massenträgheit).

Tab. 5.1 Einflüsse auf die Fahrleistungen *driving performance* [1]

Kriterium	Fahrleistung	Beschleunigung	Bremsen	Kurvenfahrt	Fahrbarkeit	Höchstgeschwindigkeit
Leistung an den Antriebsrädern	•					•
Masse	•	•	•			
Reifen	•	•	•			
Getriebeabstufung	•					
Radaufhängungsgeometrie	•					
Fahrzeug Ausgewogenheit, Fahrverhalten	•	•	•	•	•	
Aerodynamik	•	•	•			
Bremsleistung		•				
Schwerpunkthöhe		•				
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

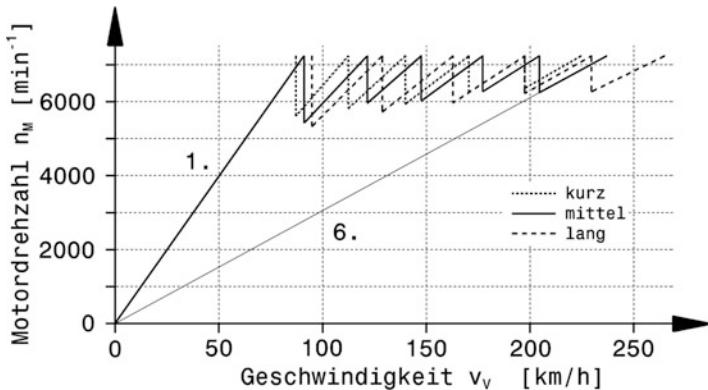


Abb. 5.1 Getriebeabstufungen eines Formel-Renault-Wagens, nach [2]

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

Die Reduktion kann erreicht werden durch: Vermeiden von unnötig großen Schraubenüberständen; leichtest mögliche Batterie vorsehen; Glasscheiben durch Kunststoff ersetzen; Leichtmetallräder; Leichtmetall-Bremszangen; kleinstmöglicher Kraftstofftank; Werkstoffsubstitution, wo erlaubt.

Unvermeidbare, große Massen werden so tief wie möglich eingebaut (Schwerpunkt-lage) und so nah wie möglich beim Fahrer (Massenträgheitsmoment um Hochachse).

Getriebeabstufung *Gearing*

Unterschiedliche Abstufungen ermöglichen bei gleichem Motor das Fahrzeug an unterschiedliche Strecken anzupassen, Abb. 5.1.

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.¹

Die Anordnung des Getriebes als letzte Einheit bei einem Mittelmotorfahrzeug erleichtert den raschen Wechsel von Zahnradsätzen ohne umständliche Demontage von Teilen oder gar Baugruppen.

Fahrwerkabstimmung *Chassis Tuning*

Die Fahrwerksabstimmung gehört praktisch zum Alltag des Renningenieurs. Bei Testläufen und bei Trainings werden eigene Messräder montiert, die die Erfassung relevanter

¹Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb* Abschn. 4.4 *Übersetzungen*.

Größen (Sturz, Nachlauf, Vorspur, ...) vereinfachen. Die Messung der Radaufstandskräfte erfolgt laufend über Kraftaufnehmer (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 Dampers. 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 Fahrzeughubs durch aufeinanderfolgende Fahrbahnstöße. Man wird die Abstimmung mit der geringst möglichen 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 Reifepaares. Im Allgemeinen ist das Stabilisatorverhalten bzw. der Stabilisator einfacher zu ändern als die Federkennung bzw. die Feder, Abb. 5.2. 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.

Reifen Tyres. Vom Fülldruck der Reifen sind Reifensteifigkeit in Hoch- und Querrichtung sowie Pressungsverteilung im Latsch abhängig. Der Reifendruck beeinflusst über den dynamischen Reifenradius somit auch den Bodenabstand.

Ausgehend vom mittleren Druck erhöht ein geringerer Druck die übertragbare Umfangskraft und ein höherer Druck verbessert das Einlenkverhalten sowie die Seitenführung in Kurven.



Abb. 5.2 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

Die Brauchbarkeit einer Abstimmung zeigt sich bei Testfahrten im Vergleich zu einer Grundauslegung. Unter anderem sind gleichmäßige Laufflächentemperaturen aller Reifen ein Zeichen guter Abstimmung. Abb. 5.3 demonstriert gängige Methoden der Reifen-temperaturmessung.

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 Fahrzeogniveau 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

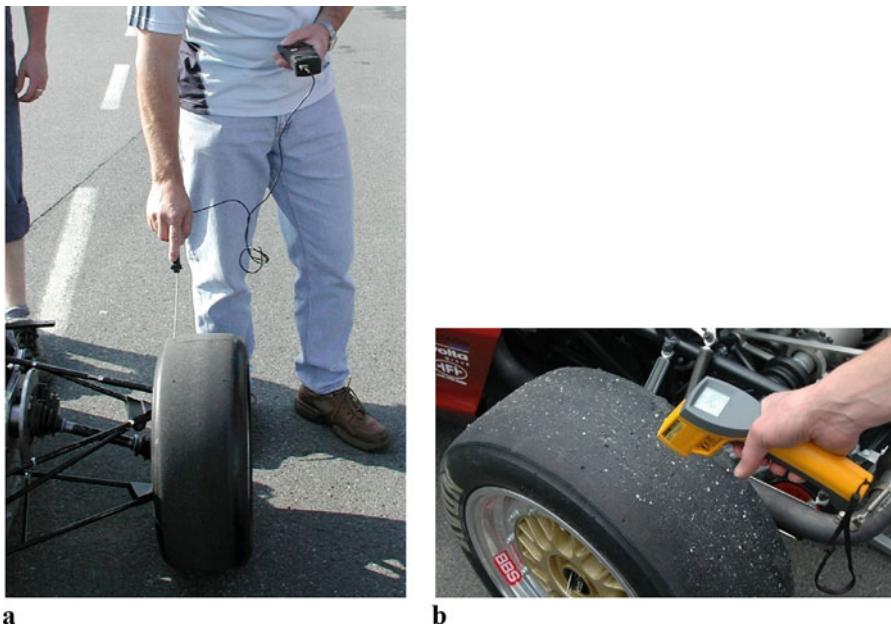


Abb. 5.3 Temperaturmessung an Reifen

Die Temperatur kann durch Einstechen in die Lauffläche oder berührungslos erfasst werden

a Messung mit Messstift. b Messung mit Pyrometer

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*-Verspannen).

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 Schräglauf 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.

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 langsam Kurven (d. h. hoher Motormomentenüberschuss und damit 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. 5.4.

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].² Eine andere Vorgehensweise ist die, den Wagen zunächst ohne jegliche aerodynamische Hilfen – sozusagen rein mechanisch – auszubalancieren und erst in Folge mit Abtriebshilfen zu arbeiten.

Motorabstimmung *Engine Tuning*

Die zur Verbrennung der angesaugten Luftpumpe 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

²Vgl. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Abschn. 5.7 *Auslegung und Abstimmung*.

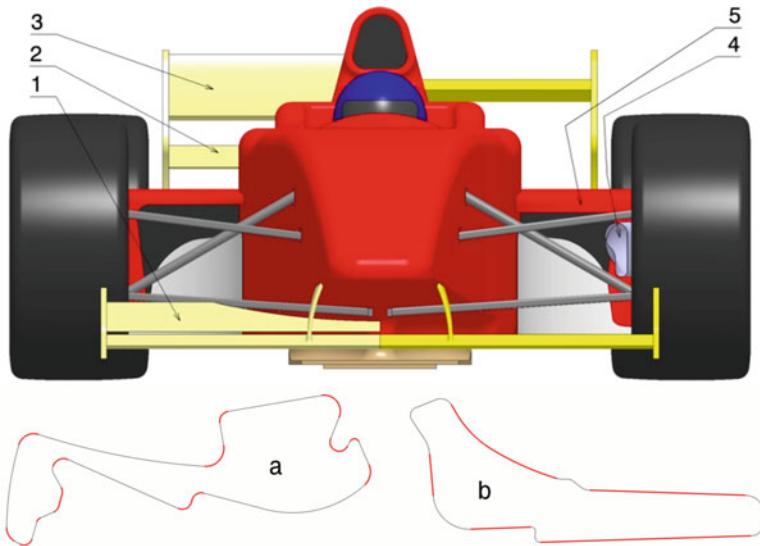


Abb. 5.4 Unterschiedliche Antriebseinstellungen an einem Formel-1-Wagen

Links Abstimmung für langsamere Kurse (hoher Antrieb) und rechts die Ausführung für schnelle Strecken (geringer Luftwiderstand)

a langsamer Kurs (Ziel: hohe Geschwindigkeit in Kurven, rot). **b** schneller Kurs (Ziel: hohe Geschwindigkeit auf Geraden, rot).

Ausführung für hohen Antrieb:

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 Kursen müssen die Bremsen mehr Wärme abführen: Es kommen dickere Bremsscheiben und größere Luftschanzen zum Einsatz. 5 Kleinere Lufteinlässe verringern Luftwiderstand und ermöglichen so ebenfalls höhere Endgeschwindigkeit. Größere Wärmeabfuhr erfolgt über höheren Luftmassenstrom

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.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

³Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Antrieb*, Kap. 6, Abb. 6.4.



Abb. 5.5 Auslesen von Daten (Fahrzeug: Produktionssportwagen Norma M20F)
Ohne Laptop ist heutzutage eine Änderung der Motorabstimmung unmöglich geworden

Betrieb ab und erlaubt so nachträglich charakteristische Daten aufzubereiten, Abb. 5.5. 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.⁴

Zusammenfassung *Summary*

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 langsamem. In langsamem 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.

Die Temperaturen der Reifenlaufflächen und insbesondere die Differenz zwischen Vorder- und Hinterachse muss bei Abstimmungsänderungen beobachtet werden. Die

⁴Vgl. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb*, Kap. 1, Abb. 1.1.

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.

5.3 Abstimmung Set-up

Das Ziel der Abstimmung ist im Sinne der bestmöglichen Ausnutzung des Reifenpotenzials 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. 5.6. 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 Set-ups 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.

Das grundsätzliche Eigenlenkverhalten wird bis zu einem gewissen Grad bereits konstruktiv festgelegt. Typisch für Rennfahrzeuge ist allerdings, dass viele der am Reißbrett festgelegten Parameter auch später am vorhandenen Fahrzeug geändert werden. Tab. 5.2

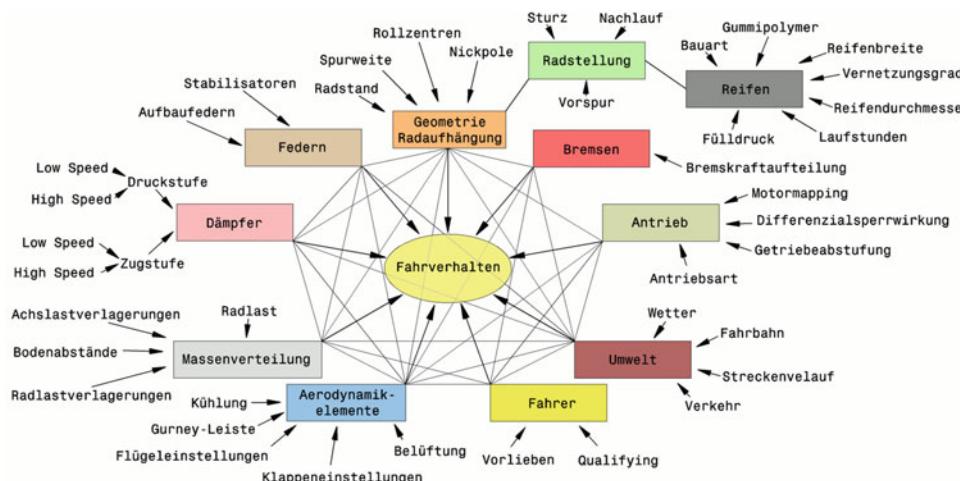


Abb. 5.6 Abhängigkeiten und Einflüsse beim Setup

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 entgegen gesetzt 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.

5.3.1 Geometrisches-Setup *Geometric Set-up*

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. Abb. 5.7 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. Professionelle Teams benutzen auch mobile 3D-Koordinatenmessmaschinen um einzelne Teile oder die Aufnahmepunkte der Radaufhängung zu vermessen [4]. Abb. 5.8 zeigt wie mit einer einfachen Vorrichtung auf beiden Fahrzeugseiten Schnüre in Radmitte gespannt werden. Ein kleines 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.

Tab. 5.2 Grundlegende Abstimmungsmaßnahmen für das stationäre Lenkverhalten, nach [3]

Maßnahme	Physikalische Auswirkung	Effekt
Reifenbreite VA vergrößern	Schräglaufwinkelbedarf VA sinkt	Übersteuern
Achslast VA erhöhen	Seitenkraftbedarf steigt massenproportional, übertragbare Summenseitenkraft der Räder pro Schräglaufwinkel steigt degressiv mit der Radlast. Daraus resultiert erhöhter Schräglaufwinkelbedarf an der VA	Untersteuern
Spurweite VA vergrößern	Radlastunterschiede sinken, Schräglaufwinkelbedarf sinkt	Übersteuern
Momentanpol VA tiefer legen	Verringerung der Wankmomentabstützung vorne, Radlastunterschiede sinken, Schräglaufwinkelbedarf sinkt. Erhöhung des Wanksteifigkeitsanteils an der HA	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 (Labisator ^a) 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
Bremskraftanteil der VA erhöhen	größerer Bedarf an Kraftschluss durch Längskräfte (Effekt nur beim Bremsen wirksam)	Untersteuern

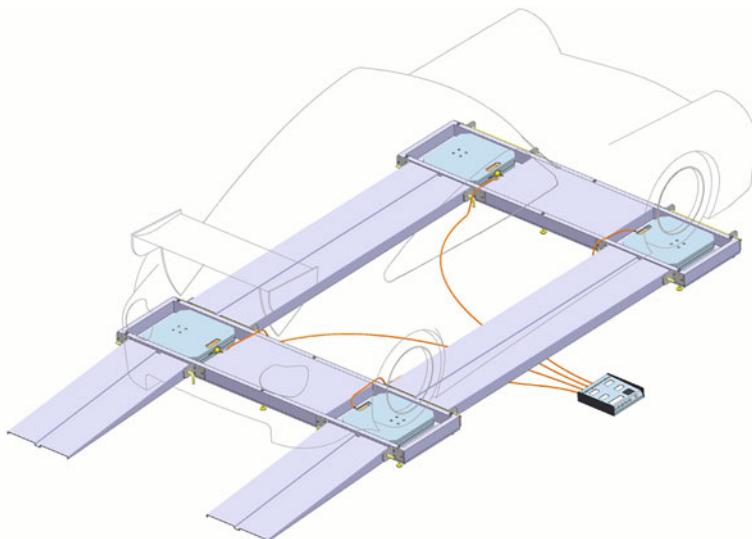
(Fortsetzung)

Tab. 5.2 (Fortsetzung)

Maßnahme	Physikalische Auswirkung	Effekt
	→ weniger Potenzial für Seitenkräfte zur Verfügung → Schräglaufwinkelbedarf steigt	
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

^asiehe Anhang

Legende: VA Vorderachse, HA Hinterachse

**Abb. 5.7** Vorrichtung zum Vermessen und Einstellen eines Fahrzeugs

Der abgebildete Typ ist beweglich und kann zum Einsatzort mitgenommen werden

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. 5.9 ist ein Beispiel eines solchen Radersatzes zu sehen.

Beim Basis-Setup werden im Grunde die gewünschten Werte bzw. Startwerte der Fahrwerksgeometrie eingestellt. Viele Einstellmöglichkeiten können allerdings nicht isoliert betrachtet werden, sondern sie beeinflussen einander gegenseitig. Daher wird folgende Reihenfolge beim Erstellen eines Basis-Setups vorgeschlagen [5], Abb. 5.10. Zunächst müssen die Stabilisatoren ausgehängt werden, denn diese verbinden ja die

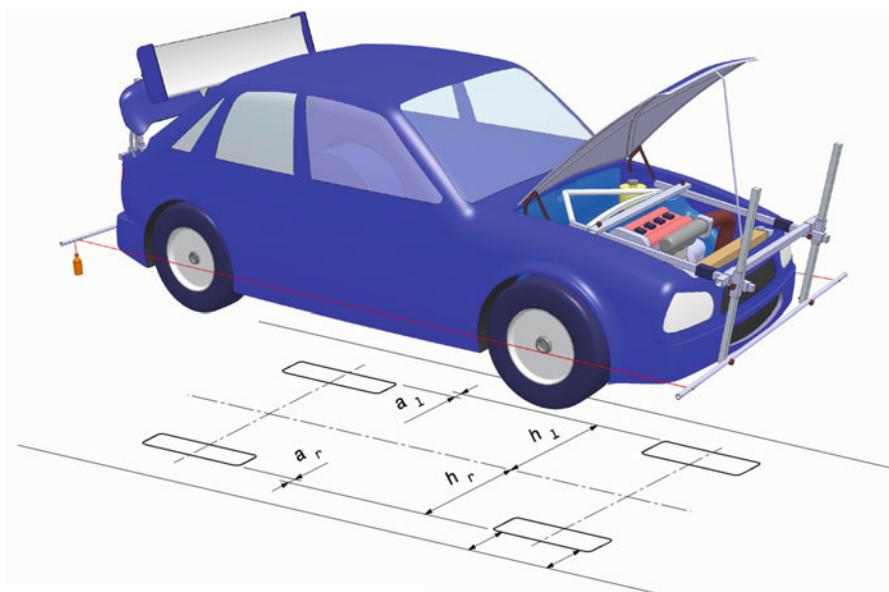
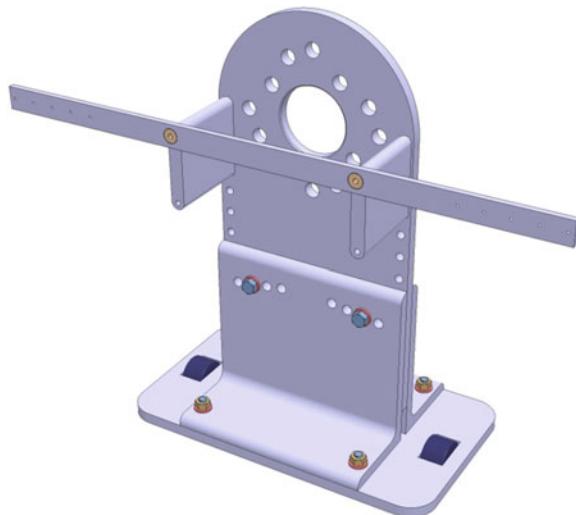


Abb. 5.8 Vermessung des Fahrwerks

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

Abb. 5.9 Radersatz zum Einstellen der Fahrwerksgeometrie
Dieser Ständer wird anstelle eines Komplettrad – 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



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

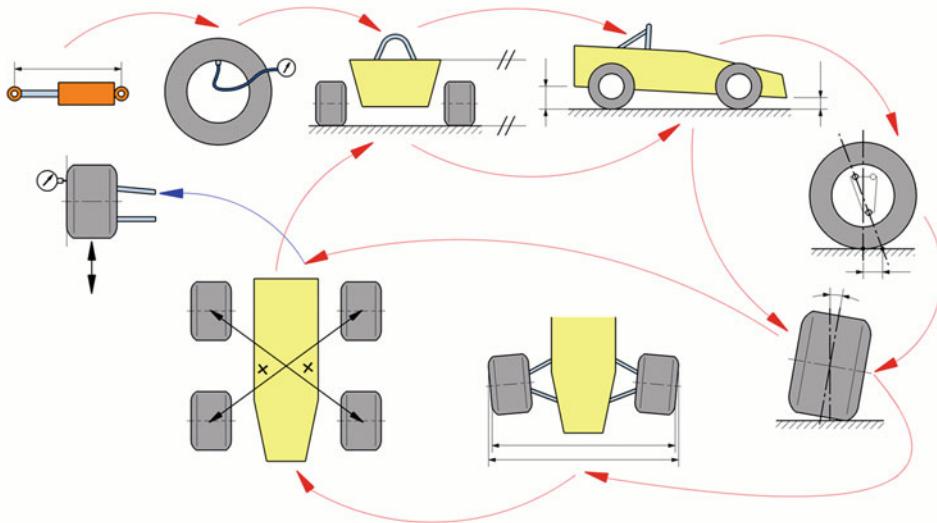


Abb. 5.10 Denkbarer Ablauf einer statischen Grundabstimmung

Dämpferlängen → Fülldrücke → Seitenneigung → Bodenabstände → Nachlauf → Sturz → Vorspur → Diagonallasten → Seitenneigung → Bodenabstände → Sturz → Diagonallasten → Einfederlenken

– können 4° bis 6° Nachlauf vorne, 0 bis -1° Sturz sowie vorne $1,5^\circ$ Nachspur und hinten 1° Vorspur herangezogen werden. Im Zweifelsfall werden sämtliche Räder mit Vorspur 0° ausgerichtet. Der Unterschied rechts zu links soll beim Nachlauf unter $0,05^\circ$ und beim Sturz unter $0,1^\circ$ liegen. Die Radlasten einer Achse sollen möglichst gleich sein. Vor allem bei Tourenwagen und anderen asymmetrischen Fahrzeugen wird dies schwer erreichbar 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 (Federungslenken *bump steer*). Nun können die Stabilisatoren (wieder) eingehängt werden.

Zur Stellung der Räder in der Draufsicht lässt sich folgendes Fahrverhalten feststellen:

- Vorspur vorne: Langsameres Ansprechen der Lenkung, höhere Geradeausstabilität, höhere Reifentemperatur und Verschleiß an den Außenschultern.
- Nachspur vorne: Rascheres Lenkungsansprechen, geringere Geradeausstabilität, höhere Reifentemperatur und Verschleiß an den Innenschultern, größere Höchstgeschwindigkeit (Vorderradantrieb).
- Vorspur hinten: Höhere Geradeausstabilität, besserer Grip im Kurvenausgang.
- Nachspur hinten: Verbessertes Einlenkverhalten, größere Höchstgeschwindigkeit (Hinterradantrieb).

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 [6]: 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 [5]. 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.

Tab. 5.3 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.

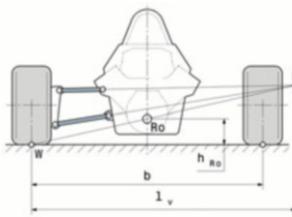
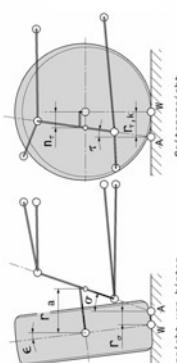
5.3.2 Basis-Setup *Basic Set-up*

Ist das geometrische Setup erstellt, kann eine wirkungsvolle Entwicklung beginnen. Der klassische Rennfahrerstil ist geprägt vom Fahren bei maximaler Beschleunigung in Längs- und Querrichtung und durch das Fehlen bzw. Vermeiden von Rollphasen. Tab. 5.4 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, der jedoch vom streckenabhängigen Anteil der Beschleunigungsarten abhängt.

Folgende Reihenfolge wird bei der Grundabstimmung 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.

Tab. 5.3 Startwerte für die Entwicklung von Rennfahrzeugen unabhängig vom Fahrzeugtyp, tw. nach [5]

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.
 	Rollzentrums Höhe 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 τ vorne	3 bis 5° (Diagonalreifen); 6 bis 9° (Radialreifen).
	Lenkradius r_c	Vorne unter 50 mm. Hinten: Der Radaufstandspunkt soll möglichst nahe der Radträgerebene (gebildet aus den drei Querlenkeraufnahmepunkten) liegen.
	Spreizungswinkel σ	Möglichst klein, unter 8°.
	Spreizungsversatz r_a	möglichst klein
	Nachlaufstrecke vorne $r_{\tau,k}$	-8 bis 8 mm.
	Spurdifferencezwinkel	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. 5.4 Einstellungen für maximale Beschleunigungen

Beschleunigung	Schwerpunktlage	Abtrieb	Luftwiderstand	Reifensturz
Beschleunigen	Nahe der Antriebsachse	gering ^a	gering	0°
Bremsen	hinten	hoch	hoch	0°
Kurvenfahren	mittig, tendenziell Richtung nicht angetriebener Achse	hoch	gering	Außen negativ, innen positiv

^aBei übermotorisierten Fahrzeugen soll Abtrieb bei höheren Geschwindigkeiten hoch sein, damit diese an der Traktionsgrenze beschleunigen können

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.

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 langsamem 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 [6].

Für die Entwicklung des mechanischen Grips wird man zunächst mit möglichst weicher Federung 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 Einstellmöglichkeiten des Differenzials hinzu.

Folgende Stellhebel stehen grundsätzlich zur Verfügung um das Fahrverhalten zu verändern, tw. [7]:

1. Reifen:
 - a) Unterschiedliche Ausführungen und Gummimischungen, Abmessungen sowie Kombination Vorder-/Hinterachse.
 - b) Fülldruck (Laufflächentemperatur).
 - c) Felgenmaulweite und Einpresstiefe (samt Spurweitenänderung).
 - d) Statische Radstellungen: Vorspur, Sturz und Nachlauf.
 - e) Ackermannanteil bei Lenkung.

- f) Durchmesserstaffelung (*tyre stagger*), d. h. unterschiedliche Reifendurchmesser links und rechts.
2. Statische Radlasten:
- a) Schwerpunktlage in Seitenansicht.
 - b) Schwerpunktlage in Vorderansicht.
 - c) Diagonale Radlastaufteilung (diagonales Tauchen).
3. Dynamische Achslastverlagerung:
- a) Schwerpunkthöhe
 - b) Radstand
 - c) Druckpunkthöhe
4. Dynamische laterale Radlastverlagerung:
- a) Aufteilung der Wanksteifigkeit Vorder-/Hinterachse.
 - b) Höhe der Wankzentren vorne und hinten.
 - c) Radbezogene Federraten.
 - d) Low-/Highspeed Zug- bzw. Druckstufe Dämpfer
 - e) Stabilisatoren bzw. Labisatoren (Ausgleichsfeder, Z-Stab).
 - f) Zusatzfedern, Zug-/Druck-Anschläge, progressive Federübersetzungen.
 - g) Lenkgeometrie: Nachlaufwinkel.
5. Bodenabstände und Aufbauneigungen (Wanken und Nicken):
- a) Änderungen der Radstellung über Federweg: Sturzänderung, Federungslenken (Vor-spuränderung), Brems-/Anfahrnickausgleich, Lenkgeometrie (Nachlauf, Spreizung), maximaler Radhub.
 - b) Änderungen im aerodynamischen Verhalten durch Änderungen der Aufbaustellung.
6. Motor und Antriebstrang
- a) Motorbedatung (Motormapping), Drosselklappenkennung
 - b) Getriebeübersetzungen
 - c) Achsübersetzung

In der Praxis wird man jedoch jene Stellhebel für das Fahrverhalten nicht einsetzen, die den Reifengrip herabsetzen: Fülldruck und Reifensturz.

Mess- und Zahlenwerte, die zusammengehörend⁵ ein Set-up reproduzierbar charakterisieren und die daher dokumentiert werden, sind:

Statische Achslast vorne und hinten sowie links und rechts

Radstand links und rechts

Spurweite vorne und hinten

Kalt-Fülldruck der Reifen vorne und hinten (evtl. sogar unterschieden zwischen links und rechts)

⁵Es existieren darüber hinaus einzelne Kennwerte, die allein ein Setup charakterisieren, siehe dazu Abschn. *Kennwerte*.

Sturzwinkel der Räder
Vorspurwinkel der Räder
Nachlaufwinkel der Räder
Bodenabstand vorne und hinten
Federraten der Aufbaufedern vorne und hinten
Federraten der Zusatzfedern vorne und hinten
Gasdruck im Ausgleichsbehälter der Dämpfer vorne und hinten
Steifigkeit der Federpakete am Dämpferkolben auf Zug- und Druckseite
Bohrungsdurchmesser und -anzahl im Dämpferkolben auf Zug- und Druckseite
Viskosität des Dämpferöls
Nadeldurchmesser des Dämpferdrosselventils
Öffnungsquerschnitt des Dämpferdrosselventils (Stellung der Ventilnadel)
Position (Koordinaten) der Querlenkeraufnahmepunkte wagenseitig
Flügelstellung: Anstellwinkel vorne und hinten
Höhe der Gurney-Leisten vorne und hinten
(Torsions-)Federrate Stabilisator vorne und hinten
Durchmesser der Hauptbremszylinder sowie Radbremszylinder
Bremsscheibendurchmesser vorne und hinten
Öffnungsquerschnitt der Bremsluftschächte
Übersetzungen (Zähnezahlen) Schaltgetriebe und Achsgetriebe

Die Fahrzustände, bei denen die einzelnen Parameter zur Geltung kommen, sind in Tab. 5.5 zusammengestellt. Einige Einflussgrößen sind konstruktiv festgelegt bzw. können nur durch Neukonstruktion geändert werden, andere sind typische Abstimmungsparameter und leicht direkt am Fahrzeug einstellbar.

Damit die Erstellung des Basis-Setups geordnet und nachvollziehbar verläuft, bietet es sich an Aufzeichnungen zu führen. Ein solches Logbuch kann eine Übersichtstabelle mit stichwortartigen Informationen über entscheidende Parameter und Messwerte sein, Abb. 5.11.

Ebenso wird man Fahrernachbesprechungen (*driver's debrief*) abhalten, damit neben den objektiven Messwerten auch der subjektive Fahrereindruck eruiert wird. Das Gespräch kann sich an der typischen Reihenfolge der Fahrzeug-Entwicklung anhalten: Verhalten des Fahrzeugs auf der Geraden, im Kurveneingang, im Scheitel sowie beim Kurvenausgang und beim Slalom.

Des Weiteren wird man diese Phase des Erprobens auch nutzen um das Fahrzeug kennen zu lernen. Hält man die Laufzeit der kritischen Teile fest, erhält man einen Überblick, wie lange diese Teile mindestens im Einsatz bleiben können. Solche Teile sind u. a.: Querlenker, Lager, Bremsbeläge, Bremsscheiben; heiße, rotierende Motor- und Getriebeteile.

Tab. 5.5 Einflussgrößen und ihr Geltungsbereich für Fahrzustände [7]

Fahrzustand	Einflussgröße		Abstimmung →
	← Konstruktion	→ Abstimmung	
Stationär, niedrige Geschwindigkeit			
Bremsen bei Geradeausfahrt	•		
Verzögerte Kurvenfahrt	•	•	•
Kurvenfahrt	•	•	•
Beschleunigen in Kurvenausfahrt		•	•
Beschleunigen bei Geradeausfahrt	•		
Stationär, hohe Geschwindigkeit			
Bremsen bei Geradeausfahrt			
Verzögerte Kurvenfahrt			
Kurvenfahrt			
Beschleunigen bei Geradeausfahrt			
Übergangsverhalten			
negativer Lastwechsel in Kurve (Gas weg)	•		
Bremsen in Kurve	•		
Unebene, wellige Fahrbahn		•	•
Fahrzeugführung			•
Lenkkraftbedarf und Lenkübersetzung	•		•
Lenkungsrückenschlagen (Kick-back)		•	•

Datum			Ort			Fahrzeug			Renningenieur			///Rennteam				
Wetter						Fahrer										
Uhrzeit	Lauf Nr.	Setup			Reifen			Änderungen	Fahrerkommentar	Messung, Datenanalyse	Rundenzeit und Laufleistung			Bemerkung		
		Federn	Dämpfer		Typ	Druck	Shore				Runde Nr.	Runde Nr.	km Laufzeit			
		V/A	H/A		Start	Ziel	Härte	inv.	Mitt.	auß.	Laufzeit	Laufzeit	Laufzeit			
		V/A	H/A													
		Stahl														
		#														
		Pos.														
		Flügel														
		VA														
		Federn			Dämpfer											
		V/A	H/A		V/A	H/A										
		V/A	H/A													
		Stahl														
		#														
		Pos.														
		Flügel														
		VA														

Abb. 5.11 Beispiel eines Logbuchs in Tabellenform

Die Tabelle kann bei Bedarf zwischen Setup-Blöcken nach unten verlängert werden. Sie enthält Aufzeichnungen über: Datum, Ort, Wetter, Uhrzeit, Lauf-Nummer, Angaben zu Ausgangssetup, Reifenspezifikation, Laufstreichtemperaturen (innen, Mitte, außen), Reifen-Shore-Härten über Temperaturzyklen, Vorgenommene Änderungen, Aussagen des Fahrers zu den Auswirkungen, Analyseergebnisse aus Messdaten, Nummer der Runde, Anzahl der Runden für Reifen, Laufleistung der Reifen, Anzahl der Temperaturzyklen, Rundenzzeit und Bemerkungen

Vorgehen *Procedure*

Den Startwert für die Aufbaufederraten der Vorderachse kann man aus der gewünschten Schwingfrequenz ermitteln.⁶ 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:

$$M_{Ro,Spf} = \frac{b_f^2}{\gamma} \cdot c_f \cdot \sin(\varphi_r) \approx \frac{b_f^2}{\gamma} \cdot c_f \cdot \varphi_r \quad (5.1)$$

M_{Ro} Wankmoment der Aufbaufedern vorne, N m

Sp,f

b_f Spurweite vorne, m

c_f radbezogene Federrate Vorderrad, N/m.

Anm.: Diese ist i. A. nicht die Federrate der Aufbaufeder $c_{Sp,f}$!

$$c_f = \frac{c_{Sp,f}}{i_{Sp,f}^2} \text{ mit } i_{Sp,f} = \frac{s}{s_{Sp,f}}$$

$c_{Sp,f}$ Federrate der Aufbaufeder vorne, N/m

$i_{Sp,f}$ Federübersetzung vorne, -

s_f Radhub vorne, m

$s_{\text{Sp,f}}$ Federhub vorne bei Radhub s , m

φ_r Wankwinkel, rad. Die Linearisierung kann bis zu 0,085 ($\approx 5^\circ$) mit max. 0,1 % Fehler eingesetzt werden.

⁶Z. B. nach Abschn. 3.2.1 (insbesondere Tab. 3.6) im Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*.

Die Wanksteifigkeit folgt daraus, indem das Wankmoment auf den Wankwinkel bezogen wird:

$$c_{Ro,Sp,f} = \frac{b_f^2}{2} \cdot c_f \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \quad (5.2)$$

$c_{Ro,Sp,f}$ Wanksteifigkeit Vorderachse durch Aufbaufedern, N m/ $^\circ$

Das Startintervall der Stabilisatorsteifigkeit kann nun mit obiger Empfehlung errechnet werden:

$$c_{Ro,S,f} = k \cdot c_{Ro,Sp,f} \quad (5.3)$$

$c_{Ro,S,f}$ Steifigkeit Stabilisator vorne, N m/ $^\circ$

k Faktor, -. $k = 0,1$ bis $0,2$.

Der gesamte Wankwiderstand der Vorderachse ergibt sich somit zu:

$$c_{Ro,f} = c_{Ro,Sp,f} + c_{Ro,S,f} \quad (5.4)$$

$c_{Ro,f}$ Wankwiderstand Vorderachse, N m/ $^\circ$

Aufbaufedern und Stabilisatoren arbeiten also beim Wanken als parallel geschaltete Federn.

Die Werte für die Hinterachse folgen für die Aufbaufederrate zum Einen aus den Empfehlungen bei Vorderradantrieb etwas höhere Schwingzahlen hinten vorzusehen⁷ 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 (5.2). Der gesamte Wankwiderstand der Hinterachse errechnet sich zu:

$$c_{Ro,r} = c_{Ro,f} \frac{100 - \Phi_{c,Ro,f}}{\Phi_{c,Ro,f}} \quad (5.5)$$

$\Phi_{c,Ro,f}$ Anteil der Vorderachse an der gesamten Wanksteifigkeit, %

$c_{Ro,r}$ Wankwiderstand Hinterachse, N m/ $^\circ$

⁷Siehe Fußnote oben.

Die Steifigkeit des Stabilisators an der Hinterachse folgt dann aus (5.4):

$$c_{Ro,S,r} = c_{Ro,r} - c_{Ro,Sp,r} \quad (5.6)$$

Für die Aufteilung der statischen Wanksteifigkeit zwischen den Achsen sind nicht nur die Aufbaufedern verantwortlich, sondern neben der Rahmensteifigkeit und den Stabilisatoren auch die Wankzentren⁸ (auch Rollzentrum genannt). Als Startwerte für die Höhe der Wankzentren 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 Fahrbahnniveau.

Bei Regen kann ein Absenken der Wankzentren das Fahrverhalten besser auf die geringeren Reibwerte der Reifen anpassen (Wankzentrumshöhe beeinflusst das Wanken der gefederten Massen hervorgerufen durch Trägheitskräfte) als eine Änderung der Steifigkeiten von Aufbaufedern und Stabilisatoren. Stabilisatoren wirken nebenbei bemerklich ohnedies nur bei höheren Reibwerten, wenn die Reifen in deren nichtlinearen Kennlinienbereich $F_{W,y} = f(\alpha)$ betrieben werden, Abb. 5.12.

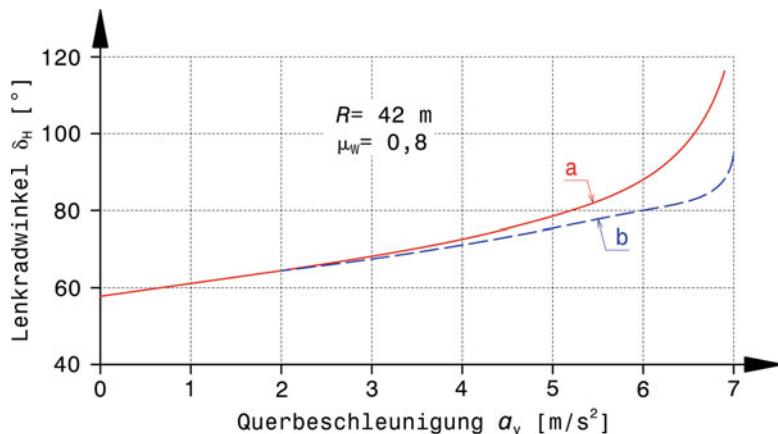


Abb. 5.12 Einfluss des Stabilisators auf das Fahrverhalten, nach [8]

Der Verlauf des Lenkradwinkels bei stationärer Kreisfahrt mit konstantem Radius R (Fahrversuch nach ISO 4138, siehe Abschn. 6.2.4) ist für einen Pkw mit zwei unterschiedlichen Abstimmungen dargestellt. Bei niedrigen Querbeschleunigungen (bis 2 m/s^2) und damit bei kleinen Reibwerten hat eine Änderung der Stabilisatorsteifigkeit keinen Einfluss auf das Fahrverhalten. Erst bei höheren Querbeschleunigungen macht sich die größere Radlastverlagerung vorne von Abstimmung a bemerkbar – das Fahrzeug zeigt eine wesentlich größere Untersteuertendenz und erreicht auch nicht die max. Querbeschleunigung, die der Reibwert $\mu_w = 0,8$ zuließe

Fahrzeugmasse $m_{V,t} = 1544 \text{ kg}$

a Stabilisatorraten $c_{Ro,S,f} = 16,5 \text{ N/mm}$, $c_{Ro,S,r} = 3,0 \text{ N/mm}$, **b** Stabilisatorraten $c_{Ro,S,f} = c_{Ro,S,r} = 9,75 \text{ N/mm}$

⁸Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 2 Radaufhängung, Abschn. 2.1.

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.

Zuerst werden Reifendruck und -temperaturen erarbeitet indem auf der Schleuderplatte (*skid pad*) oder einem Rundkurs gefahren wird.

Ungebrauchte Reifen müssen eingefahren werden. Eine Empfehlung nach [9] für Pkw sieht vor, Neureifen in richtiger Position am Testfahrzeug über 150 bis 200 km einzufahren. Vor jeder Messung müssen die Reifen auch aufgewärmt werden [9], schreibt dabei für Pkw vor: Eine Fahrt über 500 m bei Querbeschleunigung von 3 m/s^2 nach links und rechts oder eine Fahrt mit Testgeschwindigkeit über 10 km. Rennfahrer nutzen bei Aufwärmrunden gerne starkes Bremsen und Beschleunigen aber ohne(!) Blockieren bzw. übergroßen Schlupf um die Reifen auf Betriebstemperatur zu bringen.

Zum Eruieren des Reifenbildes fährt man anschließend auf einer Schleuderplatte einige Runden links- dann einige rechtsherum. Hier sind die Verhältnisse einfacher zu beherrschen, dafür aber auch nur für einen bestimmten Radius gültig. Auf einem Rundkurs kommt dagegen die typische Renn-Fahrmanöverabfolge zum Tragen: Beschleunigen → Bremsen → Einlenken → Zurücklenken → Beschleunigen im Kurvenausgang. Die Einflussgrößen sind somit vielfältiger und schwerer auseinanderzuhalten. Günstig ist somit auf der Schleuderplatte zu beginnen und dann erst auf die Rundstrecke zu wechseln.

Tab. 5.6 zeigt ein Beispiel für das Eruieren der besten Reifentemperatur durch Fahren mit unterschiedlichen Aufbaufedern auf einer Schleuderplatte. Jene Reifentemperatur, die zur größten Querbeschleunigung führt, ist der anzustrebende Zielwert für weitere Entwicklungen. Im vorliegenden Fall sind das 100 °C. Man wird sich der gesuchten Optimaltemperatur von unten nähern um ein Zerstören der Reifen zu vermeiden. Werden die Temperaturen im Stillstand gemessen, müssen die Messungen rasch hintereinander erfolgen (innerhalb von max. 30 s), sonst sind die Messwerte zu stark verfälscht. Besser ist daher eine Oberflächenmessung während der Fahrt (vgl. Abb. 1.53). Am besten wäre eine Echtzeiterfassung der Kerntemperatur des Gummis.

Tab. 5.6 Beispiel für eine Messreihe auf der Schleuderplatte zum Finden der Zieltemperatur des Reifens

Federrate, N/mm	Max. Querbeschleunigung, g	Mittlere Reifentemperatur, °C	Bemerkung
20	1,3	75	
25	1,5	90	
30	1,6	100	max. Querbeschleunigung
35	1,5	115	

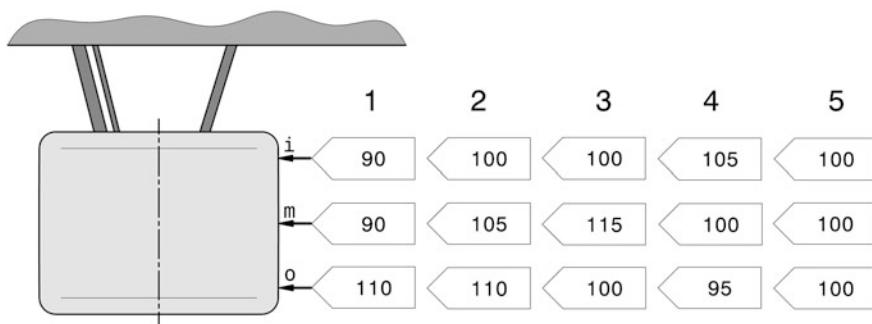


Abb. 5.13 Interpretation von Reifentemperaturen

Dargestellt ist der linke Vorderreifen in der Ansicht von oben. Für fünf durchgeführte Messreihen werden die jeweiligen Temperaturen der Innen- (i) und Außenschulter (o) sowie der Laufstreifenmitte (m) in °C angeführt. Die Zieltemperatur dieses Reifens ist 100 °C

Messung 1: Fülldruck zu niedrig, zu viel positiver Sturz. Messung 2: Druck in Ordnung, zu viel positiver Sturz. Messung 3: Druck zu hoch, Sturz in Ordnung. Messung 4: Druck in Ordnung, zu viel negativer Sturz. Messung 5: Ideal: Druck und Sturz in Ordnung, Zieltemperatur erreicht

Auf der Rundstrecke werden 5 bis 7 Runden (inklusive Einfahr- und Ausrollrunde) zwischen einzelnen Messungen gefahren. Der Temperaturunterschied zwischen den Messwerten quer über den Laufstreifen (außen – Mitte – innen) soll kleiner als 10 °C sein.

Im Wesentlichen beeinflussen Reifensturz und Fülldruck die Reifentemperatur. Kennt man die Zieltemperatur für den Reifen kann der passende Sturzwinkel eingestellt werden, damit der Reifen gleichmäßig beansprucht wird, Abb. 5.13. Weisen die Reifenschultern dieselbe Temperatur auf, ist der eingestellte Sturzwinkel in Ordnung. Kantet der gestürzte Reifen zu stark auf, steigt die Temperatur dieser Schulter und die entlastete kühl ab. Der Fülldruck passt, wenn die Temperatur in der Laufstreifenmitte dem Mittelwert der beiden Schultertemperaturen entspricht. Liegt der Wert unterhalb des Mittelwerts, ist der Druck zu niedrig und umgekehrt. Dieser Fülldruck ist der Druck des heißen Reifens, der sogenannte Zieldruck. Dieser kann vor dem Start nicht direkt eingestellt werden, weil die Reifen sich erst im Betrieb erwärmen. Daher muss man abwarten, bis die Reifen auf Umgebungstemperatur abgekühlt sind, bevor man den Startdruck (Kaltdruck) messen kann. Die

Umgebungsluft kann aber inzwischen ihre Temperatur geändert haben, weshalb mehrere Durchläufe dieser Prozedur mit Erfassen und Dokumentieren der Bedingungen erforderlich sein werden. Stellt man vorm Training bzw. Rennen den so ermittelten Startdruck beim kalten Reifen ein, erreicht der warme Reifen idealerweise den Zieldruck und damit die Zieltemperatur.

Zur Erhöhung der Reifentemperatur können folgende Maßnahmen ergriffen werden:

1. Schneller fahren, bzw. gezielt Bremsen und Beschleunigen (großer Schlupf, aber nicht 100 %!)
2. Reifen mit weicherer Gummimischung einsetzen
3. Fülldruck der Reifen senken
4. a) Weichere Aufbaufedern und ebensolche Dämpfereinstellungen (zur Kompensation Bodenabstand vergrößern!) können Reifenkontakt zur Fahrbahn verbessern
b) Steifere Federn erhöhen die Reifendeformation und somit den Wärmeeintrag in den Gummi
5. Vorspur an beiden Achsen erhöhen
6. Sturzwinkel vergrößern (aber schlecht für Bremsen und Beschleunigen auf Geraden, d. h. letzter Ausweg!)

Änderungen an der Radstellung zur Vergleichsmäßigung der Temperaturen werden vorteilhaft in dieser Reihenfolge vorgenommen: 1. Vorspur, 2. Sturz, 3. Nachlauf.

Die Anzahl der Temperaturzyklen⁹ der Reifen werden dokumentiert, damit ein Bild über deren Verhalten über der Lebensdauer entsteht.

Weitere Überlegungen bei der Wahl des Fülldruckes sind die Lebensdauer und die Vertikalsteifigkeit des Reifens. Tendenziell hebt ein vergleichsweise höherer Innendruck die Lebensdauer, während ein darunter liegender Druck die Reifenhaftung vergrößert. Ein höherer Druck vergrößert die Federrate des Reifens. Dies wird umso bedeutender, je steifer die Aufbaufedern ausgelegt sind. Bei typischen Bodeneffekt-Fahrzeugen (Formel 1, Indy Cars) liegt der Anteil der Reifen an der Gesamtfederung bei ca. der Hälfte!

Im Zweifelsfall wird der Druck eher höher gewählt, weil durch Minderdruck mehr Grip verloren geht, Abb. 5.14.

Eine weitere erkenntnisreiche Übersicht zu den Zusammenhängen von Fülldruck und Reifenverhalten bietet Abb. 5.15. Der Zieldruck hängt von der auftretenden Radlast ab und nimmt mit dieser linear zu. Steht das seitliche Übertragungsverhalten des Reifens im Vordergrund (z. B. Slalombewerb, typischer Rundkurs), wird man sich tendenziell an der Obergrenze des Zielbereiches (grün) orientieren. Ist eine hohe Umfangskraft für den betrachteten Bewerb (z. B. Beschleunigungsbewerb) gewünscht, peilt man einen etwas geringeren Fülldruck an.

⁹Ein vollständiger Temperaturzyklus ist hier der zeitliche Temperaturverlauf ausgehend von Umgebungstemperatur bis zum Maximalwert und wieder zurück zur Ausgangstemperatur.

Abb. 5.14 Zusammenhang zwischen Fülldruck und Reifenhaftung
Dargestellt ist der Zusammenhang für drei unterschiedliche Reifen.
Allgemein stellt man fest, dass ausgehend vom Gripmaximum der Abfall bei geringeren Fülldrücken stärker ausgeprägt ist als bei höheren

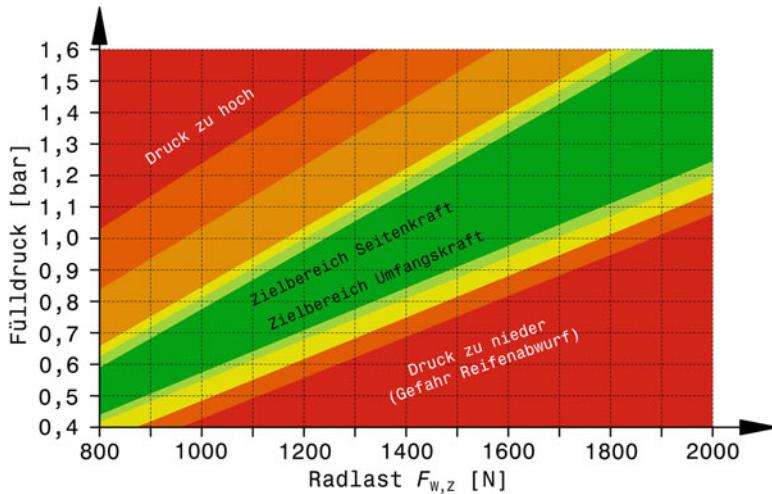
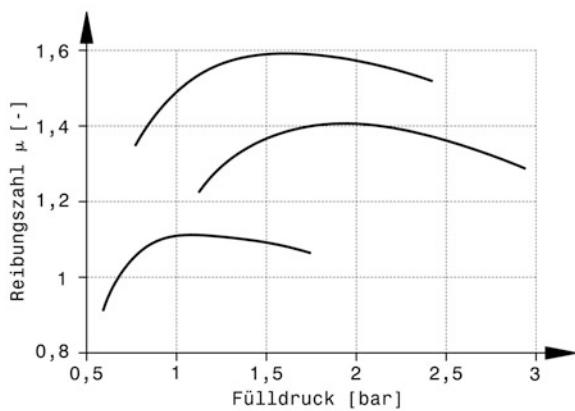


Abb. 5.15 Zielbereiche für den Fülldruck eines Rennreifens [10]

Dieses Diagramm gilt für Formula-Student-Reifen von Continental, C14 (Saison 2014) bis C18 (Saison 2018), montiert auf einer 7J×13"-Felge. Dimensionen C14 205/510 R13 und C18 205/470 R13. Die Radlast ist die (dynamisch) auftretende Radlast im Betrieb

Generell ist festzuhalten, dass Fülldruck und Reifentemperatur von einander abhängen. Ein unter dem Zieldruck liegender Startdruck (Kaltdruck) führt zu Reifenerwärmung durch größere Schräglaufrinkel (geringere Schräglaufstiefigkeit *cornering stiffness*) und höhere Walkarbeit. Die resultierende höhere Reifentemperatur lässt wiederum den Innendruck ansteigen (isochores Verhalten), so dass im Idealfall nun der Zieldruck (und die richtige Temperatur) erreicht ist.

Hat man das Temperaturverhalten der Reifen verbessert, folgt das Arbeiten am gleichmäßigen (Balance) Gripniveau beider Achsen. Dabei beginnt man mit der Achse, die

weniger Grip hat. Das Ziel ist, dass die Reifentemperaturen beider Achsen gleich sind. Die Achse, die mehr leisten muss, soll weicher gefedert sein (= weniger Radlastverlagerung), z. B. Antriebsachse (Kompensation der resultierenden geringeren Wanksteifigkeit durch höheres Wankzentrum). Das Verhältnis der Aufbauschwingzahlen wird somit genau umgekehrt zu dem empfohlenen eines Pkw oder frontgetriebenen Tourenwagens sein. Steifere Aufbaufedern dagegen verbessern das Einlenkverhalten und verkürzen die Übergangszeit zwischen Anlenken und der stabilen Kurvenfahrt. Steifere Federn tragen bei ungünstigen Radaufhängungen mit ausgeprägtem Federungslenken oder unvorteilhaften Sturzänderungen auch zu einer Verbesserung bei, indem sie den Radhub auf den günstigen Bereich einschränken.

Folgende Maßnahmen helfen den Grip an der Hinterachse zu erhöhen und so die Beschleunigung im Kurvenausgang zu verbessern:

- Ausfederweg an der Hinterachse vergrößern
- Aufbaufedern dürfen beim Ausfedern nicht lose werden, also Kontakt zu Federteller verlieren (Aushängen): Also Federvorspannung erhöhen oder Helferfedern vorschalten.
- Radlastverlagerung hinten reduzieren durch Verringern der Stabilisatorsteifigkeit (gleichzeitig Aufbaufederrate hinten ausgleichend erhöhen)
- Druckstufe Dämpfer hinten reduzieren, besonders High Speed
- Anfahrnickausgleich (Anti-Squat) hinten reduzieren bzw. erhöhen, wenn der Sturzzuwachs groß ist
- Reifenfülldruck hinten senken
- Radlast des kurveninneren Hinterrads erhöhen:
 - Wanksteifigkeit vorne erhöhen (Stabilisator steifer oder Wankzentrum höher), Aufbaufederrate vorne zur Kompensation senken
 - Spurweite vorne erhöhen (bzw. hintere verkleinern)
- Abtrieb erhöhen (Vergrößern des Flügelanstellwinkels oder der Flügelgröße)

Als Nächstes wird das Schwingverhalten des Wagens mit Hilfe der Dämpfer eingestellt. Im Allgemeinen starten die Versuchsreihen bei verstellbaren Dämpfern mit den weichsten Einstellungen (High Speed, Low Speed, Zug, Druck). Des Weiteren liegen Anfangswerte für das Verhältnis von Zug- zu Druckstufe bei etwa 3:1 bis 2:1 (je nach Verhältnis gefederte zu ungefederte Masse). Ein einfaches Manöver stellt das Überfahren einer ausgesuchten Bodenwelle dar, die den Aufbau zu (sichtbaren) Schwingungen anregt, Abb. 5.16a. Die Fahrgeschwindigkeit wird im Laufe der Versuche gesteigert. Die Hubbewegungen des Aufbaus sollen nach eineinhalb bis zwei Zyklen abgeklungen sein (das entspricht einer Dämpfung $D \approx 0,2$). Die Stellgröße hierbei ist die Low-Speed-Dämpfung. Weil in erster Linie die gefederte Masse betroffen ist, beginnt man mit der Zugstufeneinstellung und das an der Achse, deren Dämpfer sich stärker bewegen. Erst in Folge wird – falls erforderlich – die Druckstufe verändert. Wichtig ist in dieser Phase der Abstimmung die Dämpfung nicht zu straff einzustellen.

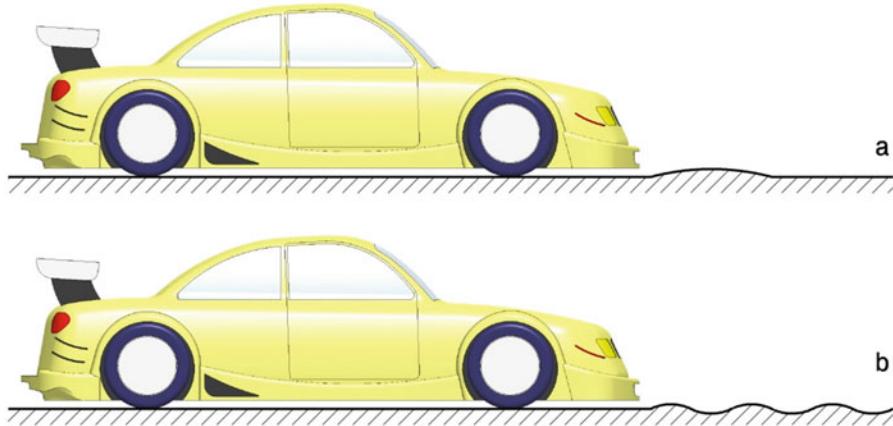


Abb. 5.16 Fahrmanöver zur Abstimmung der Dämpfer
a Für Low-Speed-Zugstufe, **b** Für High-Speed-Druckstufe

Die Low-Speed Zugstufe beeinflusst auch das Wanken beim Einlenken. Man erhöht die Dämpfung an allen vier Rädern so lange der Wagen nicht zu abrupt die Wankbewegung aufnimmt.

Die Dämpfung kann aus den Datenaufzeichnungen der Dämpferbewegungen errechnet werden. Die Aufbauschwingung bei einem Rad folgt aus der aufgezeichneten Dämpferbewegung zwar unter Berücksichtigung der Federübersetzung i_{Sp} , (5.30), zwei aufeinanderfolgende, maximale Hubbewegungen s klingen aber nach einer Gesetzmäßigkeit ab, die nur von der Dämpfung D bestimmt wird, Abb. 5.17. Die Federübersetzung kürzt sich weg:

$$\frac{s_{Sp}(t_1 + T) \cdot i_{Sp}}{s_{Sp}(t_1) \cdot i_{Sp}} = \frac{s(t_1 + T)}{s(t_1)} = e^{-\sigma T} = e^{-\frac{2\pi D}{\sqrt{1-D^2}}} \quad (5.7)$$

s, s_{Sp} Radhub bzw. Dämpferhub, m. Werte s_{Sp} z. B. aus dem Messschrieb

T Periodendauer, s. $T = \frac{2\pi}{\omega_0 \sqrt{1-D^2}}$

σ Abklingkonstante, s^{-1} . $\sigma = D\omega_0$

D Dämpfung, -.¹⁰

$\omega_0 Z$ ungedämpfte Eigenkreisfrequenz, s^{-1} .¹¹

¹⁰Vgl. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 3, (3.9).

¹¹Vgl. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 3, (3.3).

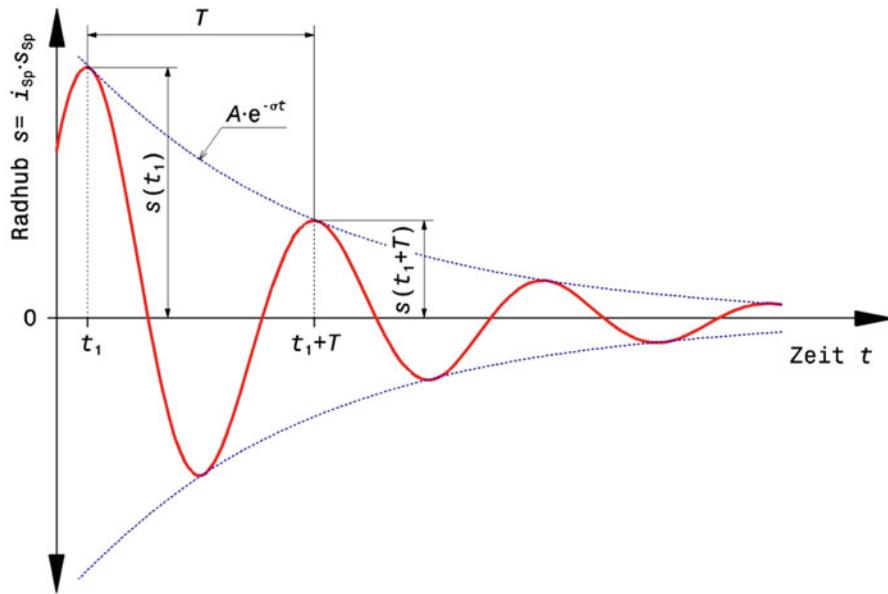


Abb. 5.17 Skizze zur Berechnung der Dämpfung \$D\$ aus einem Messschrieb Radhub \$s\$ bzw. Federhub \$s_{Sp}\$ über der Zeit

Die Amplitude \$A\$ der Ausschläge \$s\$ klingt mit \$e^{-\sigma t}\$ über der Zeit ab

Aus (5.7) folgt unmittelbar die Dämpfung \$D\$ zu:

$$D = -\frac{L}{\sqrt{L^2 + 4\pi^2}} \quad (5.8)$$

mit der Hilfsgröße

$$L = \ln \left(\frac{s(t_1 + T)}{s(t_1)} \right)$$

Möchte man aus der ermittelten Dämpfung mit den Gesetzmäßigkeiten der Schwingungslehre¹² die Dämpfungskonstante \$k_d\$ des Dämpfers ermitteln, muss man die Federübersetzung \$i_{Sp}\$ berücksichtigen:

$$k_d = i_{Sp}^2 k \quad (5.9)$$

\$k\$ radbezogene Dämpfungskonstante, Ns/m.
 \$k_d\$ Dämpfungskonstante des Dämpfers, Ns/m

¹²Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Abschn. 3.2.2 insbesondere Abb. 3.35.

Nach der Betrachtung der gefederten Masse nimmt man sich das Verhalten der Räder vor. Um diese in Resonanz zu bringen fährt man über eine kurzwellige Strecke (Abb. 5.16b), wieder mit steigender Fahrgeschwindigkeit. Gedämpft wird die hochfrequente Vertikalbewegung der Räder hauptsächlich durch die High-Speed-Druckstufe. Man wird daher mit ihrer Verstellung beginnen, falls die Reifen Grip oder gar Bodenkontakt verlieren. Für den letzteren Fall ist es wichtig, die Räder direkt während der Fahrt zu beobachten und zusätzlich den Verlauf der Motordrehzahl im Datenlog zu inspizieren. Ist ein angetriebenes Rad in der Luft, steigt die Motordrehzahl kurzzeitig steil an. Eine wellige Kurve oder eine Kreisfahrt über Schlagleisten provoziert auch ein seitliches Wandern des Fahrzeugs durch Radlastschwankungen (vgl. Abb. 6.72). Durch Erhöhen der Druckstufendämpfung wird die Kurshaltung verbessert bis zu dem Punkt, an dem die Dämpfung zu hoch ist.

Ein bewährtes Vorgehen zum Abstimmen der Dämpfereinstellungen für minimale Radlastschwankungen und damit maximalen Reifengrip ist im Abschn. 3.3.2 *Dämpferabstimmung* beschrieben.

Handlingkurve Handling Curve

Das grundlegende Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs kann durch theoretische Betrachtungen erfasst und grafisch dargestellt werden. Die Handlingkurve bietet eine anschauliche Darstellung wie die Reifencharakteristik (Schräglaufsteifigkeit) an Vorder- und Hinterachse das Eigenlenkverhalten beeinflussen. Die Schräglaufcharakteristik einer Achse wird durch gewollte (Torsionsstabilisator, Reifenbauart, Sturz, Vorspur, Reifenfülldruck, ...) und ungewollte (Reifenverschleiß, Elastizitäten, Radlastverlagerung, ...) Einflüsse verändert und damit das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs. Das Newtonsche Bewegungsgesetz liefert für ein Einspurmodell (Abb. 5.18) den Ansatz in Querrichtung (für schnelle Fahrt, also kleine Lenkwinkel):

$$m_{V,t} a_y = F_{y,f} + F_{y,r} = F_y \quad (5.10)$$

$m_{V,t}$	Fahrzeuggesamtmasse, kg
a_y	Querbeschleunigung, m/s^2
$F_{y,f}, F_{y,r}$	Seitenkraft der Achse (= 2 Reifen) vorne bzw. hinten, N
F_y	Gesamtseitenkraft, N

Die Achslasten legen die Schwerpunktlage in Längsrichtung fest:

$$F_{z,f} = m_{V,t} g \frac{l_f}{l} \text{ bzw. } F_{z,r} = m_{V,t} g \frac{l_f}{l} \quad (5.11)$$

$F_{z,f}, F_{z,r}$	statische Achslasten vorne bzw. hinten, N
l	Radstand, m

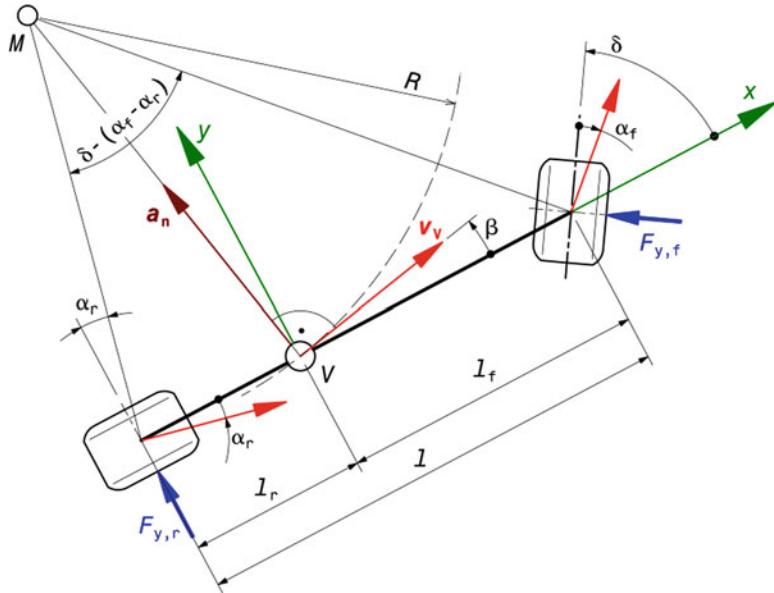


Abb. 5.18 Einspurmodell *Single Track Model (Bicycle Model)* mit Winkelbeziehungen (Ansicht von oben in einer Linkskurve). Ein solches Modell entsteht durch die Vereinfachung zweier Reifen einer Achse zu einem zusammenzufassen (vgl. auch Abb. 2.39). Der Momentanpol M ist bei schneller Fahrt tatsächlich wesentlich weiter entfernt, wodurch die Winkel sehr klein und Linearisierungen bei kleinen Fehlern zulässig werden. V Fahrzeugschwerpunkt. Für kleine Winkel wird näherungsweise $a_n = a_y$

l_f, l_r Abstände, m

Für die stationäre Kurvenfahrt, also wenn das resultierende Giermoment und die Längsbeschleunigung Null sind, lautet die Momentenbilanz um den Fahrzeugschwerpunkt:

$$F_{y,f}l_f = F_{y,r}l_r \quad (5.12)$$

Aus den (5.11) und (5.12) folgt der Zusammenhang:

$$\frac{F_{y,f}}{F_{z,f}} = \frac{F_{y,r}}{F_{z,r}} = \frac{F_y}{m_{V,i}g} \quad (5.13)$$

Das Verhältnis Reaktionskraft zu Normalkraft wird auch als Reibungsbeiwert bezeichnet. Es gilt somit also auch:

$$\mu_{y,f} = \mu_{y,r} \quad (5.14)$$

$\mu_{y,f}, \mu_{y,r}$ Reibbeiwert Vorder – bzw. Hinterachse, -

Dividiert man (5.10) durch das Gesamtgewicht $m_{V,t}g$ und substituiert eine Seitenkraft mit Hilfe von (5.13), so folgt die maßgebende Aussage für die Querbeschleunigung:

$$\frac{a_y}{g} = \mu_{y,f} = \mu_{y,r} \quad (5.15)$$

$a_y/g = A_y$ bezogene Querbeschleunigung, g

Die auf die Erdbeschleunigung bezogene Querbeschleunigung A_y ist also gleich dem seitlichen Reibbeiwert μ_y an einer Achse. Die Reibbeiwerte von Reifen sind allgemein eine (nichtlineare, degressive) Funktion des Schräglaufwinkels α . Daraus folgt die Identität $A_y \equiv \mu_y = f(\alpha)$. Kinematische Beziehungen liefern den Zusammenhang zwischen den Schräglaufwinkeln und dem Lenkwinkel eines Einspurmodells, z. B. [11]:

$$\alpha_f - \alpha_r = \delta - \frac{l}{R} \quad (5.16)$$

α_f, α_r Schräglaufwinkel vorne bzw. hinten, rad

δ Lenkwinkel, rad

R Bahnradius des Fahrzeugschwerpunkts V, m

Der linearisierte Winkel l/R wird auch als Ackermannwinkel $\delta_{A,0}$ bezeichnet. Das ist jener Winkel, den das neutralsteuernde Fahrzeug für eine Kurve mit Radius R benötigt. Untersteuernde Fahrzeuge benötigen einen größeren Lenkwinkel und übersteuernde Fahrzeuge einen kleineren für dieselbe Bahnkurve.

Die Umkehrfunktion von $A_y = f(\alpha)$ liefert eine Funktion $\alpha = f(A_y)$. Dieser Zusammenhang wird bei der Erstellung der Handlingkurve genutzt: Die Differenz der Schräglaufwinkel $\alpha_f - \alpha_r$ entspricht der Querbeschleunigung A_y und das wiederum nach (5.16) der Differenz Lenkwinkel minus Ackermannwinkel. Je nachdem welche Achsen als Ordinate bzw. Abszisse gewählt werden, erhält man den aus dem Kreisfahrversuch (vgl. Abschn. 6.2.4) bekannten Verlauf Lenkwinkel über Querbeschleunigung oder die Handlingkurve. In Abb. 5.19 wird die Entstehung der Diagramme illustriert.

Abb. 5.19a: Ausgehend von der Seitenführungscharakteristik der beiden Achsen, also die Kennung Reibbeiwert über Schräglaufwinkel für je ein Reifenpaar, wird eine horizontale Subtraktion ausgeführt. Die zu einem Reibwert gehörigen Werte von Vorder- und Hinterachse werden subtrahiert und das Ergebnis an der entsprechenden Stelle eingetragen (siehe Beispiel). Haben die Reibungskennungen der Reifen ein ausgeprägtes Maximum, gibt es zwei Werte, die zu einem Reibwert gehören. Dementsprechend gibt es auch zwei Ergebnisse der Subtraktion an dieser Stelle. Diese Situation liegt auch in der Abbildung vor. Deshalb besteht die Handlingkurve (grün), das Ergebnis der Subtraktion, auch aus mehreren Ästen. Man kann sich auch die Reibungskurven aus zwei Ästen vorstellen, die beim Maximum zusammenstoßen. Die Subtraktion ist mit allen Ästen von jeweils Vorder- und Hinterachse durchzuführen, wobei nicht alle Ergebnisäste

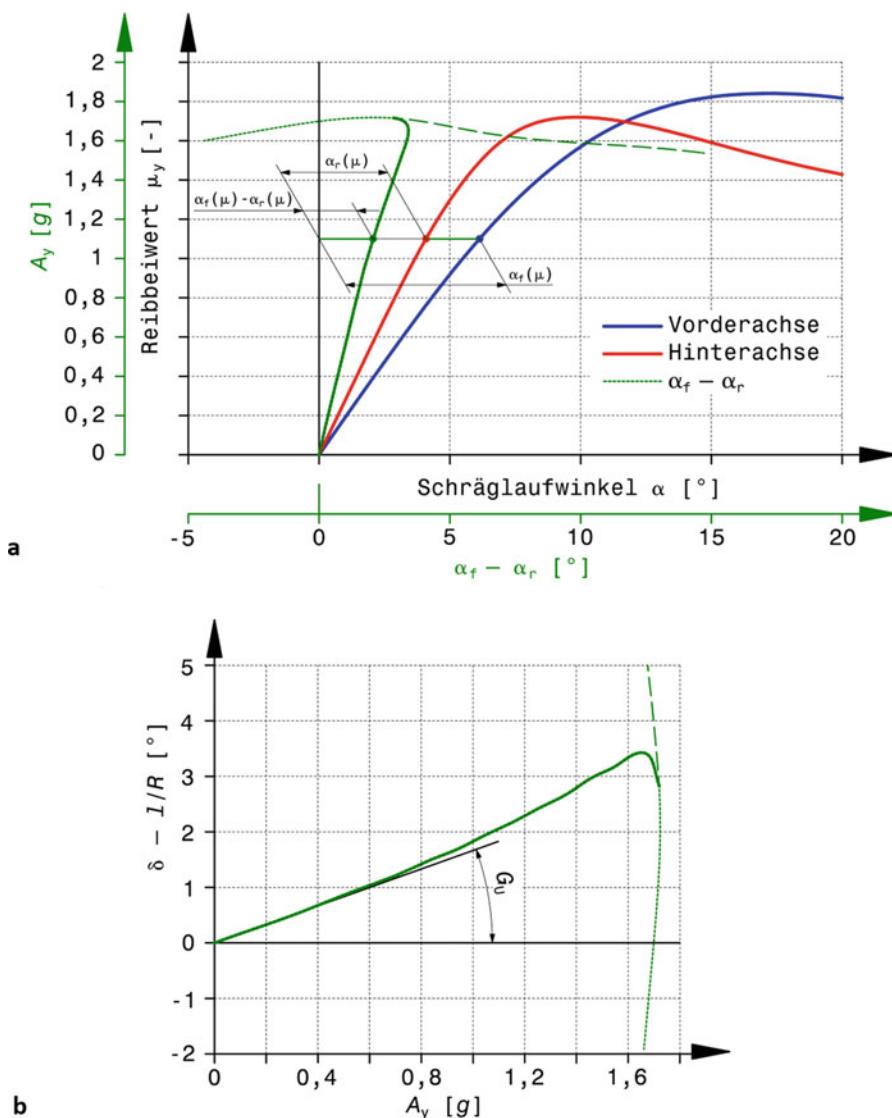


Abb. 5.19 Erzeugung einer Handlingkurve

a Horizontale Subtraktion der Achskennlinien von Vorder- (*blau*) minus Hinterachse (*rot*) liefert die Handlingkurve (*grün*). (Anmerkung: Der besseren Übersicht wegen sind positive Kräfte und damit Querbeschleunigungen für positive Schräglauwinkel eingetragen. Das passt somit nicht zur Skizze des Einspurmodells, bei dem negative Schräglauwinkel zu einer positiven Querbeschleunigung führen). b Ergebnis der Subtraktion als Lenkwinkel δ über bezogener Querbeschleunigung A_y aufgetragen. G_U Eigenlenkgradient (Null kennzeichnet neutralsteuerndes Verhalten)

(grün punktiert bzw. strichliert) gleich interessant sind. Weiters erkennt man, dass die maßgebende Reibungskurve jene ist, deren Maximum kleiner ist. In der Abbildung ist das die Kennung der Hinterachse. Einen größeren Reibwert (hier ca. 1,7) und damit eine entsprechende Querbeschleunigung (hier ca. 1,7 g) kann das Fahrzeug mit dieser Reifenpaarung nicht erreichen.

Abb. 5.19b: Das Ergebnis der horizontalen Subtraktion ist hier mit einer anderen Achsenanordnung aufgetragen. Im Grunde ist es die Darstellung aus Abb. 5.19a um 90° gegen den Uhrzeigersinn gedreht (und gespiegelt damit die A_y -Achse nach rechts ansteigt). Dieses Diagramm entspricht dem Ergebnis eines Kreisfahrversuchs: Der erforderliche Lenkwinkel wird über der dabei gefahrenen Querbeschleunigung aufgetragen. Auch der Eigenlenkgradient G_U kann dieser Darstellung entnommen werden. Im gezeigten Beispiel verhält sich das Fahrzeug bis zu einer Querbeschleunigung von ca. 1,65 g untersteuernd (positiver Eigenlenkgradient). Bei weiter wachsender Querbeschleunigung kommt es zum Gleiten der Hinterachse und der Wagen übersteuert.

Je nach Reifenpaarung bzw. Achscharakteristik ergeben sich unterschiedliche Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs. In Abb. 5.20 sind einige wesentliche Möglichkeiten zusammengestellt und die Auswirkungen auf das Fahrverhalten, die Handlingkurve, skizziert.

Man erkennt, dass im Wesentlichen die Paarung von Vorder- und Hinterachse das Fahrverhalten prägt. Natürlich basieren diese Aussagen auf den erwähnten Vereinfachungen des Einspurmodells, aber gerade für Rennfahrzeuge mit tiefem Fahrzeugschwerpunkt und aerodynamischen Abtrieb sowie geringen Wankbewegungen treffen diese besser zu als für Pkw. Außerdem bildet ein (modifiziertes) lineares Einspurmodell den Kern von Fahrdynamikregelungssystemen (z. B. ESP, DSC) [13]. Des Weiteren hilft die Handlingkurve beim Prognostizieren, wie sich das Fahrverhalten durch Ändern der Reifencharakteristik ändern wird. Im Laufe des Rennens werden auch die gleichen Reifen an Vorder- und Hinterachse nicht im gleichen Sinne verschleißen. Durch unterschiedliche Antriebs-, Bremskräfte und Einflüsse von Vorspur sowie Sturz verändern sich die Reifen im Betrieb. So könnte ein Fahrzeug zu Beginn der Variante b entsprechen (Hinterachse ist seitенsteifer) und während des Rennens entwickelt sich Variante a, weil die Hinterreifen durch die Antriebskräfte stärker abgebaut haben als die vorderen. Der Fahrer hätte es somit zu Beginn mit einem durchwegs stark untersteuernden Fahrzeug zu tun, das später bei hohen Querbeschleunigungen übersteuert.

Umfangskräfte (Antriebs-, Bremskräfte) verändern die Reifencharakteristik darüber hinaus sobald sie wirken deutlich, siehe Abb. 5.21. So kann aus der Variante b in Abb. 5.20 durch starkes Beschleunigen bei Hinterradantrieb Variante c werden. Ein frontgetriebenes Fahrzeug mit Charakteristik b hingegen wird immer untersteuernd bleiben.

Die Radlastverlagerung hat einen besonders bedeutenden Einfluss auf die Achscharakteristik. Zum einen arbeitet ein Torsionsstabilisator nach diesem Prinzip, zum anderen führt die Fahrzeugschwerpunkthöhe zusammen mit der Spurweite zu einer ungewollten Radlastverlagerung, die das Seitenkraftpotential der Reifen reduziert. Abb. 5.22 soll dieses Phänomen, das auf dem nichtlinearen degressiven Verhalten des Reifens beruht, veranschaulichen.

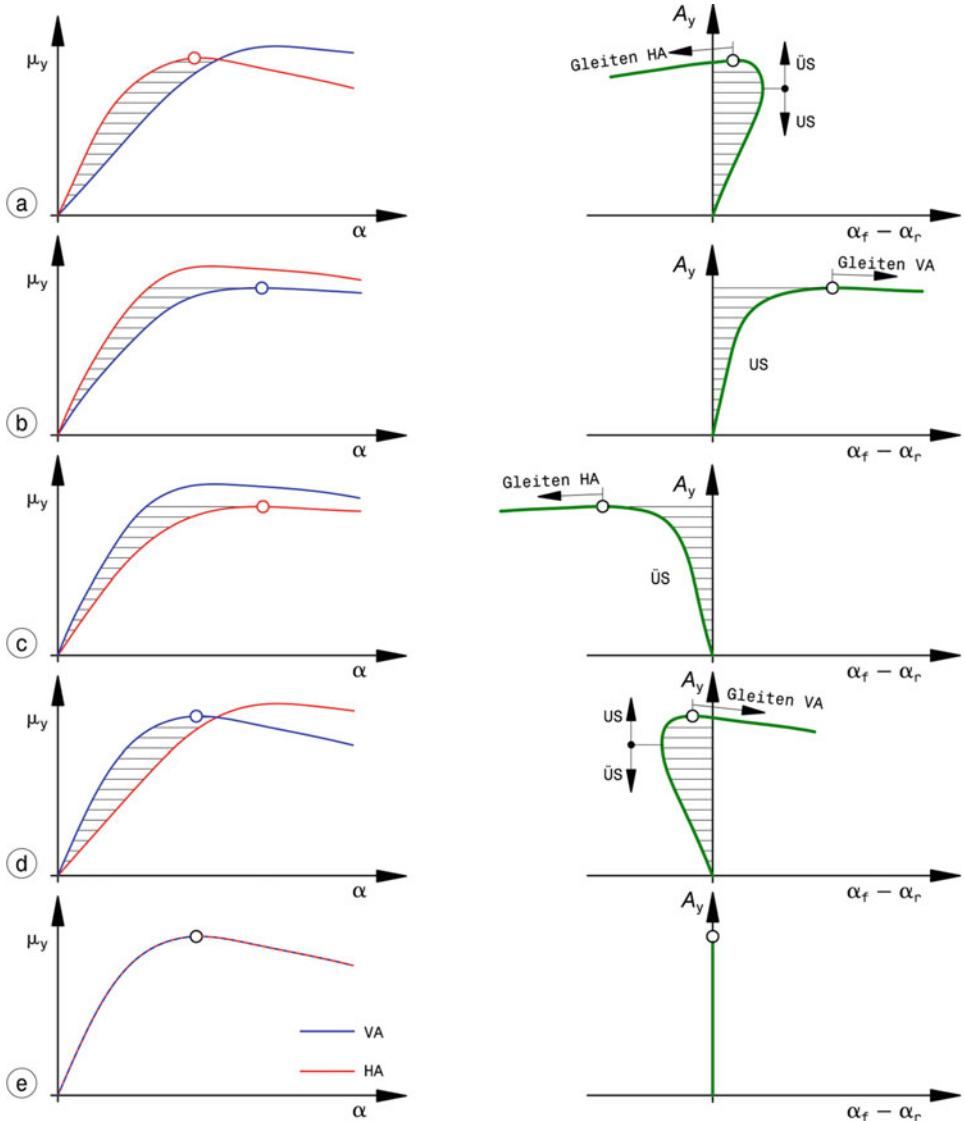


Abb. 5.20 Wesentliche Paarungen von Achscharakteristiken und deren Auswirkung auf das Fahrverhalten, nach [12]

Im linken Bildteil finden sich mögliche Achscharakteristiken und rechts davon ist das Ergebnis, die Handlingkurve (grün) zu sehen. Das maßgebende Maximum der Achscharakteristik ist als Punkt eingetragen. Bei der Handlingkurve ist nur der Hauptast eingezeichnet. Eine senkrechte Tangente an die Handlingkurve kennzeichnet die Stelle neutralsteuernden Verhaltens (Eigenlenkgradient ist Null). Darüber bzw. darunter verhält sich das Fahrzeug je nach Vorzeichen des Gradienten über- bzw. untersteuernd. Variante e zeigt ein neutralsteuerndes Verhalten – der Lenkwinkel entspricht dem Ackermannwinkel und die Schräglaufdifferenz ist somit Null

VA Vorderachse, HA Hinterachse, US untersteuern, ÜS übersteuern

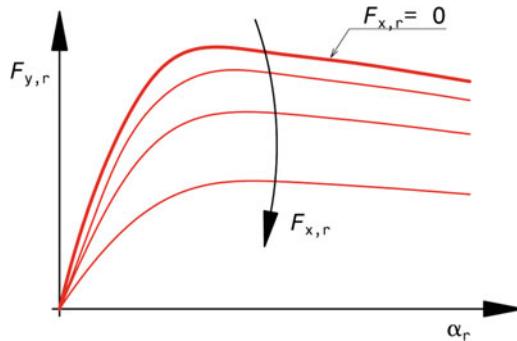


Abb. 5.21 Einfluss von Umgangskräften auf die Seitenkraftcharakteristik einer Achse

Mit der Zunahme einer Umfangskraft $F_{x,r}$ nimmt die Seitenführungskraft $F_{y,r}$ ab. Die Darstellung bezieht sich auf eine Hinterachse (Index r), gilt jedoch sinngemäß auch für eine Vorderachse (Index f)

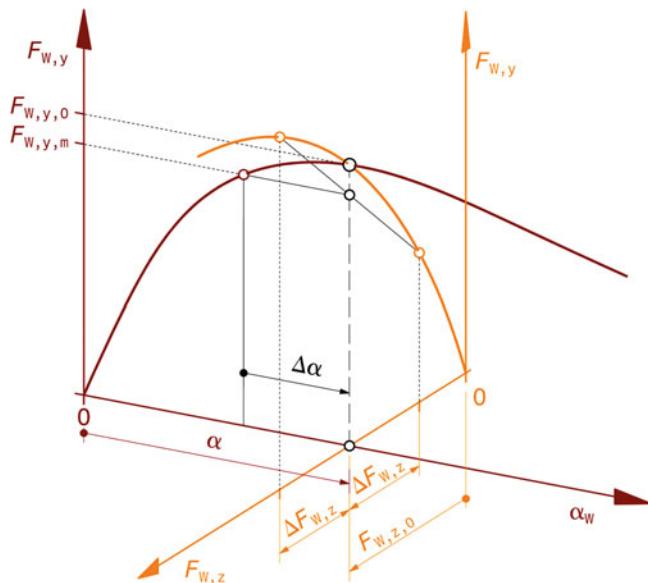


Abb. 5.22 Einfluss der Radlastverlagerung auf die Achscharakteristik (schematisch), nach [12]

Ohne Radlastverlagerung (Index 0) übertragen zwei Reifen (= eine Achse) bei einem Schräglaufwinkel α und bei Belastung mit $2F_{W,z,0}$ die doppelte Seitenkraft (= $2F_{W,y,0}$) die ein Reifen mit Radlast $F_{W,z,0}$ überträgt. Kommt es bei Kurvenfahrt zu einer Radlastverlagerung ändern sich die Radlasten: Für das kurveninnere Rad zu $F_{W,z,0} - \Delta F_{W,z}$ und für das kurvenäußere zu $F_{W,z,0} + \Delta F_{W,z}$. Dadurch dass die Seitenkraft $F_{W,y}$ degressiv von der Radlast $F_{W,z}$ abhängt (orange Kurve), ist der Mittelwert der resultierenden Seitenkraft $F_{W,y,m}$ kleiner als die ursprüngliche Seitenkraft $F_{W,y,0}$. Dementsprechend ist auch die

Summe aus den beiden geänderten Seitenkräften ($= 2F_{W,y,m}$) kleiner als der doppelte ursprüngliche Wert $2F_{W,y,0}$. Die Achse verhält sich so, als ob der Schräglaufwinkel um $\Delta\alpha$ kleiner wäre. Um diesen Einfluss zu kompensieren, muss man den Kurvenwert $F_{W,y,m}$ um $\Delta\alpha$ verschieben. $\Delta\alpha$ ist allerdings nicht konstant, sondern von der Reifencharakteristik $F_{W,y}(\alpha)$ und der Radlastverlagerung abhängig. Die Seitenkraft $F_{y,n}$ einer Achse n setzt sich aus den Seitenkräften des Kurveninnen und -Außenrads zusammen:

$$F_{y,n} = F_{W,y}\left(\alpha_w, \frac{1}{2}F_{z,n} + \Delta F_{W,z,n}\right) + F_{W,y}\left(\alpha_w, \frac{1}{2}F_{z,n} - \Delta F_{W,z,n}\right) \quad (5.17)$$

Index f bzw. r

n

$F_{z,n}$ statische Achslast, N

α_w Schräglaufwinkel eines Rads, °.

Näherungsweise kann $\alpha_{W,i} = \alpha_{W,o} = \alpha$ gesetzt werden, d. h. Innen- und Außenrad haben denselben Schräglaufwinkel wie die Achse.

Die Radlastverlagerung hängt von der Geometrie und der Wanksteifigkeitsverteilung ab:

$$\Delta F_{W,z,n} = \frac{\Phi_{c,Ro,n}}{100} \frac{h_V}{b_n} F_y = k_1 F_y \quad (5.18)$$

$\Phi_{c,Ro,n}$ Anteil der Achse n an der gesamten Wanksteifigkeit. Siehe auch (5.65), %

h_V Fahrzeugschwerpunktshöhe, m

b_n Spurweite, m

$F_y = F_{y,f} + F_{y,r}$ Gesamte Seitenführungskraft, N

k_1 Konstante, -

Die Seitenkraft einer Achse kann mit (5.13) durch die Gesamtseitenkraft ausgedrückt werden:

$$F_{y,n} = F_y \frac{l - l_n}{l} = k_{2,n} F_y \quad (5.19)$$

$k_{2,n}$ Konstante, -

Damit vereinfacht sich (5.17) zu folgendem Ausdruck:

$$F_{y,n} = F_{W,y}\left(\alpha, \frac{1}{2}F_{z,n} + \frac{k_1}{k_{2,n}} F_{y,n}\right) + F_{W,y}\left(\alpha, \frac{1}{2}F_{z,n} - \frac{k_1}{k_{2,n}} F_{y,n}\right) \quad (5.20)$$

Diese Gleichung ist wegen ihrer Nichtlinearität nur iterativ lösbar. Die Lösung führt zu der gesuchten Achscharakteristik unter dem Einfluss der Radlastverlagerung. In Abb. 5.23 ist ein

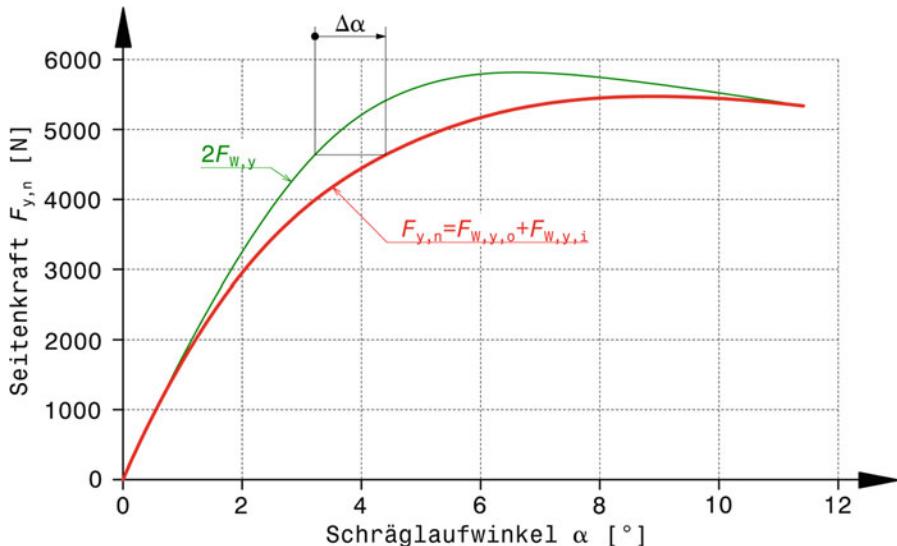


Abb. 5.23 Achscharakteristik bei Radlastverlagerung *wheel load transfer* (Beispiel)

Die Addition zweier gleicher Reifenseitenkräfte $F_{W,y}$ unterscheidet sich deutlich vom Seitenkraftverlauf einer Achse mit Berücksichtigung der Radlastverlagerung. Indizes: i kurveninnen, o kurvenaußen

beispielhaftes Ergebnis dargestellt. Man erkennt, dass im Bereich kleiner Schräglauwinkel der Unterschied zwischen der Verdoppelung der Reifenseitenkraft und dem tatsächlichen Ergebnis gering ist. Damit ist auch der Seitenkraftbeiwert (Steigung im Ursprung) praktisch gleich. Das Maximum hingegen ist nach Betrag und Schräglauwinkel deutlich verschoben bzw. kann sogar völlig verschwinden. Durch die Radlastverlagerung wird die Achse im Vergleich zu einem gleichmäßig belasteten Reifenpaar seitenweicher und das Maximum der Seitenführungskraft ist geringer.

Ein weiterer Einfluss, der zunächst gering für einen einzelnen Reifen sein mag aber im Zusammenwirken mit zwei Achscharakteristiken einen spürbaren Einfluss hervorrufen kann, sind Elastizitäten bei Radaufhängung und Rad. Ebenso wirken natürlich auch Spiele in Fahrwerksgelenken und Radlagern. Eine Seitenführungskraft $F_{W,y}$ greift tatsächlich nicht im Aufstandspunkt des Reifens an, sondern etwas dahinter, Abb. 5.24a. Mit dem Hebelsarm des Reifennachlaufs $r_{\tau,T}$ ergibt sich daraus das sogenannte Rückstellmoment $M_{W,z}$.

Unter dem Einfluss des Rückstellmoments dreht sich das Rad um den „Lenkwinkel“ δ_e soweit Elastizitäten und Spiele dies ermöglichen. Der auf die ursprüngliche Stellung bezogenen Schräglauwinkel α setzt sich somit aus dem tatsächlichen Schräglauwinkel α_{rsi} und dem elastischen Lenkwinkel δ_e zusammen. Für die Achscharakteristik (Abb. 5.24b) bedeutet das, dass die Achse – bezogen auf α – seitenweicher wird. Der elastische Lenkwinkel, um den die einzelnen $F_{y,n}$ -Werte verschoben werden, ist nicht konstant, sondern ändert sich mit dem Rückstellmoment.

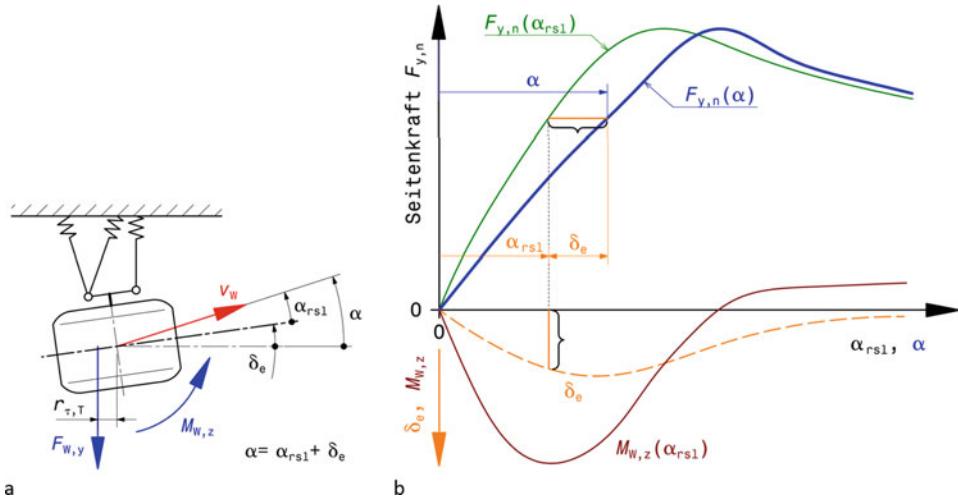


Abb. 5.24 Einfluss von Elastizität *Compliance* auf die Achscharakteristik

- a Skizze eines Rads, das sich durch die Seitenkraft $F_{W,y}$ um den Winkel δ_e dreht (Ansicht von oben).
- b Resultierende Achscharakteristik $F_{y,n}(\alpha)$

Handlingdiagramm *Handling Diagram*

Bisher haben wir ja immer nur eine Kurvenrichtung des Fahrzeugs betrachtet. Eine vollständige Handlingkurve beschreibt nicht nur positive Querbeschleunigungen (Linkscurve) sondern auch negative (Rechtscurve). Ein Handlingdiagramm entsteht nun dadurch, dass eine komplette Handlingkurve so dargestellt wird, dass die Schräglauwinkeldifferenz $\alpha_f - \alpha_r$ nach links(!) aufgetragen wird und zusätzlich nach rechts der Zusammenhang zwischen l/R (relative Bahnkrümmung) und Querbeschleunigung A_y für verschiedene Geschwindigkeiten eingezeichnet wird. Dieser Zusammenhang ergibt sich aus der bekannten kinematischen Beziehung für die Normalbeschleunigung, die passend erweitert wird:

$$A_y = \frac{a_y}{g} = \frac{1}{g} \frac{v_V^2}{R} = \frac{v_V^2}{g l} \frac{l}{R} \quad (5.21)$$

v_V Fahrgeschwindigkeit, m/s

Der Unterschied zwischen der linken ($\alpha_f - \alpha_r = \delta - l/R$) und der rechten (l/R) Abszisse ist also der Lenkwinkel δ . Im Handlingdiagramm können für ausgesuchte Lenkwinkel und Geschwindigkeiten mögliche Gleichgewichtszustände grafisch ermittelt werden, Abb. 5.25.

Im vorliegenden Fall ergeben sich bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einem Lenkwinkel δ von 0,05 rad (= 2,9°) drei Lösungen. Dabei wird die Gerade für $v_V = 80$ km/h um den Lenkwinkel δ nach links verschoben. Die Schnittpunkte a, b und

c sind die gesuchten Gleichgewichtszustände. Die zugehörige relative Bahnkrümmung l/R folgt aus einer Rückverschiebung des Schnittpunkts zur Geraden der Geschwindigkeit. Für den Fall a ergibt sich $l/R_a = 0,032$ bzw. $R_a = 94$ m. Fall a liegt im untersteuernden Bereich und ist somit stabil fahrbar. Fall b und c beschreiben instabile Zustände, wobei der Radius R_c im Fall c negativ ist. Im Fall b ist $l/R_b = 0,086$ bzw. $R_b = 35$ m.

Allgemein hängen im stationären Bewegungszustand bei einem Fahrzeug die angeprochenen Größen Lenkwinkel, Radius der Schwerpunktbahn und Fahrgeschwindigkeit zusammen. Das bedeutet allerdings nicht, dass es nur einen passenden stationären Zustand gibt – im Gegenteil: Es können mehrere Lösungen existieren. Mit Hilfe des Handlingdiagramms können nicht nur die oben beschriebenen Eingangsgrößen Geschwindigkeit und Lenkwinkel herangezogen werden, sondern jeweils zwei beliebige und auf die dritte geschlossen werden. Im Grunde sind sämtliche erforderliche Hilfsgerade bereits in der Abb. 5.25 beschrieben. Es muss bloß die Reihenfolge der Konstruktion angepasst werden.

Angenommen Lenkwinkel δ und Bahnradius R sind bekannt. Dann ist auch die relative Bahnkrümmung l/R bekannt. Man legt durch den Wert l/R eine senkrechte Gerade und verschiebt diese um den Betrag des Lenkwinkels δ nach links für positive δ . Die Schnittpunkte (bzw. der Schnittpunkt) dieser Geraden mit der Handlingkurve sind die gesuchten Gleichgewichtszustände. Der Schnittpunkt einer horizontalen Geraden durch den gefundenen Zustandspunkt mit der ursprünglichen Senkrechten durch l/R

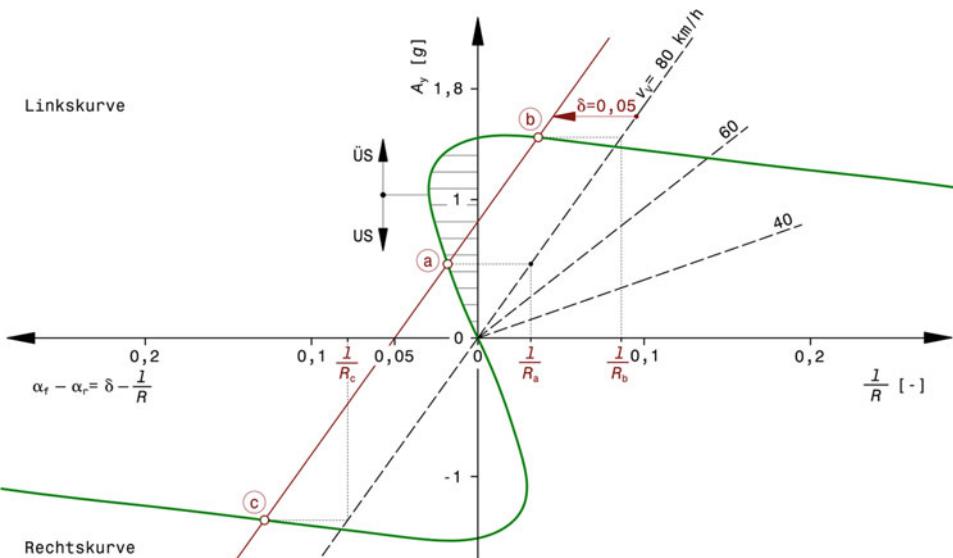


Abb. 5.25 Handlingdiagramm

Es sind nur die Hauptäste der Handlingkurven dargestellt. Die Handlingkurve basiert auf Variante a von Abb. 5.20. Der Radstand $l = 3 \text{ m}$. ÜS Übersteuern, US Untersteuern. Das eingetragene Beispiel für $v_V = 80 \text{ km/h}$ und $\delta = 0,05 \text{ rad}$ liefert drei mögliche Zustandspunkte a, b und c

liefert einen Punkt auf der Geraden gleicher Geschwindigkeit, womit diese bestimmt ist. Sie kann auch durch Umformung von (5.21) errechnet werden.

Zuletzt seien die Eingangsgrößen Bahnradius R und Geschwindigkeit v_V . Zunächst wird eine Senkrechte durch I/R mit der entsprechenden Geschwindigkeitsgeraden geschnitten. Eine horizontale Gerade durch diesen Schnittpunkt liefert den Wert der Querbeschleunigung A_y und den gesuchten Zustandspunkt auf der Handlingkurve. Der horizontale Abstand zwischen dem Zustandspunkt und der Geschwindigkeitsgeraden entspricht dem Lenkwinkel.

5.3.3 Strecken-Setup Track Set-up

Während das Basis-Setup das grundlegende Eigenlenkverhalten festlegt, gilt es nun die beste, d. h. siegversprechende Abstimmung für eine bestimmte Strecke bei gegebenen Verhältnissen zu finden. Das Strecken-Setup wird somit von der Streckenführung und vom Fahrbahnbelag geprägt und man geht von den bedeutendsten Abschnitten aus. Eine gute Ausgangsbasis stellt ein Geschwindigkeitsschrieb über dem Weg dar, Abb. 5.26. Zusätzlich zur Fahrzeuggeschwindigkeit sind einzelne Abschnitte der Strecke eingetragen. So beschleunigt das Fahrzeug im Abschnitt von 0 bis s_1 (eine Gerade), von s_1 bis s_2 bremst es, damit die Kurve von s_2 bis s_3 durchfahren werden kann. Kurvenausgangs wird wieder bis s_4 beschleunigt und so weiter. Die Durchschnittsgeschwindigkeit $v_{V,m}$ über die gesamte Strecke s_t ist die Höhe des flächengleichen Rechtecks:

$$v_{V,m} = \frac{1}{s_t} \int_0^{s_t} v_V ds \quad (5.22)$$

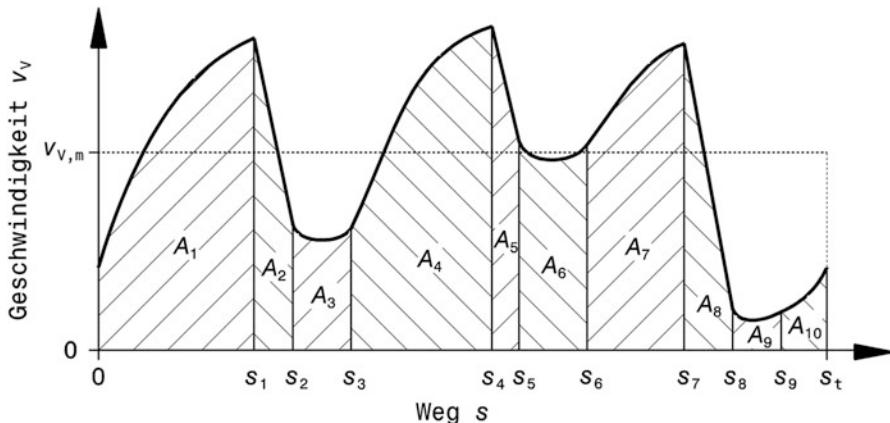


Abb. 5.26 Einflusshöhe einzelner Streckenabschnitte (schematisch)

Dargestellt ist ein Geschwindigkeitsschrieb über dem Weg einer fliegenden Runde. Die einzelnen Flächen A_i repräsentieren den Einfluss auf die Laufzeit

$v_{V,m}$ Durchschnittsgeschwindigkeit über Strecke s_t , m/s

s_t Streckenlänge, m

s Weg, m

v_V Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s.

Anmerkung: Ist die Geschwindigkeit v_V in km/h aufgezeichnet, so liefert das Ergebnis $v_{V,m}$ ebenfalls in km/h.

Das Integral kann von der Software der Datenaufzeichnung numerisch gelöst werden. Die entscheidende Laufzeit t_t über die Gesamtstrecke s_t folgt daraus unmittelbar zu:

$$t_t = \frac{s_t}{v_{V,m}} = s_t^2 \frac{1}{\int_0^{s_t} v_V ds} \quad (5.23)$$

t_t Laufzeit (Rundenzeit), s

Man erkennt daraus, dass die Fläche unter der Geschwindigkeitskurve für eine kleine Laufzeit möglichst groß sein soll. Man sieht des Weiteren, dass Streckenabschnitte mit hohen Geschwindigkeiten mehr zur Gesamtfläche beitragen als andere und damit entscheidender für die angestrebte kleine Laufzeit sind. Am wichtigsten sind somit lange Gerade (z. B. $0-s_1, s_3-s_4$); schnelle Kurven (z. B. s_5-s_6) sind bedeutender als langsame (z. B. s_8-s_9). Was in dem Diagramm nicht sofort ersichtlich ist, ist die Linienwahl auf der Strecke. So könnte der Fahrer z. B. nicht bei s_1 den Bremspunkt setzen, sondern früher oder später. Das hat natürlich Auswirkungen auf die weitere Linie (hier: Einlenkpunkt) und die fahrbare Geschwindigkeit (Lenkeinschlag). Auf die grobe Einteilung der Streckenabschnitte und ihre Bedeutung hat das aber keinen Einfluss. Die Linienwahl wird sich zwar auch an der (Runden-)Zeit orientieren, folgt aber nur indirekt den obigen Überlegungen. So ist die Kurve $s_8 - s_9$ für die Wahl der Linie wichtig, weil sie auf eine lange Gerade führt (die wiederum entscheidend an der Laufzeit beteiligt ist). Das bedeutet weiter, dass bei klassischer Streckenführung (Gerade – Kurve – Gerade) das stationäre Verhalten des Wagens (Kreisfahrt im Kurvenscheitel) weit weniger entscheidend ist als das instationäre (Bremsen, Einlenken, Beschleunigen, Zurücklenken). Es wird eben wesentlich weniger Zeit im Kurvenscheitel verbracht als auf Geraden, was auf Geschwindigkeit-Zeit-Diagrammen sofort offensichtlich ist.

Ein solcher Geschwindigkeitsschrieb zeigt auch die Höchstgeschwindigkeit und die Geschwindigkeit in den Kurven. Beides wichtige Daten zum Prüfen der Getriebe- und Achsübersetzungen. Vor allem Kurven vor einer langen Geraden sind entscheidend, weil von deren Ausgangs-Geschwindigkeit aus die Beschleunigung beginnt, der Motor also bei der entsprechenden Drehzahl sein Drehmomentmaximum liefern sollte.

Zahlreiche fahrleistungsbestimmende Parameter haben entgegengesetzte Auswirkungen bei unterschiedlichen Fahrmanövern. Hier muss ein streckenabhängiger Kompromiss gefunden werden. Ein hoher Fahrzeugschwerpunkt verbessert das Beschleunigungsvermögen bei Hinterradantrieb durch Achslastverlagerung, verschlechtert aber gleichzeitig das Bremsvermögen und die maximale Querbeschleunigung. Ein kürzerer Radstand hat ähnliche Auswirkungen. Ebenso ist die statische Achslastverteilung interessant für Kurvenfahrt und Bremsen bzw. Beschleunigen. Für höchste Kurvengeschwindigkeiten ist eine ausbalancierte Verteilung ideal. Zum Beschleunigen und(!) zum Bremsen ist eine höhere Achslast hinten jedoch besser. Ein großer aerodynamischer Abtrieb unterstützt die Reifen beim Beschleunigen, Bremsen und Kurvenfahren. Nachteilig ist jedoch, dass er mit erhöhtem Luftwiderstand erkauft wird, was besonders bei hohen Fahrgeschwindigkeiten spürbar wird. Bei Strecken mit mäßiger mittlerer Geschwindigkeit wird hoher Abtrieb demnach eher günstiger sein als auf Hochgeschwindigkeitskursen. Zugunsten welches Phänomens man die Einstellungen vornimmt, hängt somit vom Streckenverlauf ab. Eines kann man jedoch generell festhalten: Eine hohe Kurvengeschwindigkeit ist anzustreben, weil dadurch die Geschwindigkeit auf der anschließenden Geraden hoch sein wird und für die nächste Kurve nicht so stark verzögert werden muss. Strecken mit kurzen Geraden bevorzugen demnach Fahrzeuge mit hohen Kurvengeschwindigkeiten, während solche mit langen Geraden von Fahrzeugen mit hoher Motorleistung und gutem Bremsvermögen dominiert werden [14]. Im Speziellen erweisen sich Simulationen (siehe Abschn. 6.2.2 *Simulation*) als hilfreiches Mittel um die vielen Entscheidungen beim Erstellen des Set-ups für eine bestimmte Strecke zu treffen. Zu groß ist die Zahl von Überlegungen als dass man dies im Kopf durchspielt: Anzahl Rechts- und Linkskurven, Bogenlänge und Radius der Kurven, Länge der Geraden, Fahrbahnneigungen (längs und quer), Überholmöglichkeiten, Kuppen, Senken, ...

So zeigen Rundzeitsimulationen von Rundstrecken, dass die Haftung der Reifen in Querrichtung wesentlich entscheidender ist als deren Traktion in Umfangsrichtung [15] und zwar durchschnittlich im Verhältnis 4:1 (Kurs in Monza 5:1, F1-Stadtkurs Monaco 3:1). Auf solchen Strecken fällt die Wahl des Sturzes an der Vorderachse leichter: Ein großer Sturzzuwachs beim Wanken oder wenigstens ein statischer negativer Sturz, der die Kurvenfahrt unterstützt, ist hilfreicher als ein Sturzwinkel von 0° , der beim Bremsen die ideale Reifenstellung darstellt.

Mithilfe von Simulationen kann auch bereits eine Vorauswahl von unterschiedlichen Set-ups im Vorfeld vorgenommen werden. Ein Dienstleister geht dabei so vor [16]: Im Vorfeld eines Bewerbs werden 40.000 bis 50.000 virtuelle Runden auf Hochleistungsrechnern gefahren. Dabei werden verschiedene Abstimmungsvarianten ausprobiert und durch ein Bewertungstool vom Rechner klassifiziert. Bei dieser Beurteilung der Set-ups zählt nicht nur die Rundenzeit allein, sondern es kommen weitere Kriterien hinzu wie z. B. Fahrbarkeit, Stabilität, Reifenschonung und Kraftstoffverbrauch. Am Bewerbsort selbst genügt dann eine Feinauswahl der vorselektierten Möglichkeiten.

Einer der wichtigsten Einstellparameter ist der Fülldruck der Reifen. Nur mit dem richtigen Druck erreicht der Reifen das angepeilte Niveau der übertragbaren Kräfte, nur

dadurch wiederum bringt ihn der Fahrer auf Temperatur. Der richtige Fülldruck stützt den Reifen und garantiert so die gewünschte Seiten- und Vertikalsteifigkeit und damit die angestrebte Balance des Wagens. Alles weitere – könnte man salopp formulieren – ist bloß Reparatur. Für den richtigen Reifendruck zu sorgen, ist jedenfalls eine der Aufgaben des Renningenieurs am Rennwochenende, siehe auch Kap. 7. Der Zieldruck für die Reifen sollte in der Versuchsphase festgelegt worden sein, vgl. Abschn. 3.2. Beim Bewerb gilt es, den dazu passenden Startdruck zu finden. Eine vergleichsweise einfache Methode dafür soll hier an einem Beispiel vorgestellt werden [17], Abb. 5.27.

Man benötigt dazu einen zusätzlichen Reifensatz, der als Referenzsatz für das Rennwochenende bei sich ändernden Umgebungsbedingungen herangezogen wird. Abb. 5.27a: Unmittelbar vor dem ersten Trainingslauf werden sämtliche Reifensätze (S1 bis S3) mit einem bewusst höherem Startdruck befüllt. Der höhere Druck hat mehrfache Gründe. Zunächst soll der Zieldruck später durch Luft Ablassen (und nicht Aufpumpen) eingestellt werden. Ein höherer Startdruck stabilisiert den Reifen bereits auf den ersten Metern der Fahrt und der Reibwertabfall (siehe Abb. 5.14) fällt bei zu hohem Druck geringer aus. Man ist also in jedem Fall auf der sicheren Seite. Die Umgebungslufttemperatur, die der Renningenieur ebenfalls mit dokumentiert, sei in vorliegendem Beispiel 15 °C. Abb. 5.27b: Sobald der Wagen mit den heißen Reifen wieder in die Box kommt werden unverzüglich die Reifendrücke gemessen und der gewünschte Zieldruck durch Ablassen der Luft eingestellt. Die Vorgehensweise dabei soll immer gleich sein: Der Fahrer muss bis zuletzt die Rennlinie fahren und solange es in der Boxeneinfahrt erlaubt ist, mit Renngeschwindigkeit unterwegs sein. In der Boxengasse soll er den Wagen auf die vereinbarte Position mit eingeschlagenen Rädern stellen.¹³ So fällt der Zugang fürs Temperaturmessen der wichtigen Vorderräder bei Fahrzeugen mit umschlossenen Rädern leichter. Misst nur eine Person den Druck, wird folgende Reihenfolge empfohlen. Begonnen wird mit dem am stärksten belastete Reifen. Das ist auf einem Rechtskurs der linke Vorderreifen. Es folgen der gegenüberliegende Reifen dieser Achse, dann der stärker belastete Hinterreifen und schließlich sein Pendant auf der anderen Seite. Dieser Satz Reifen wird der Referenzsatz (R) für das gesamte Rennwochenende und wird so gelagert, dass er dieselben Umgebungsbedingungen wie die Rennstrecke erfährt. Sobald sich die Reifen abkühlen, senkt sich deren Fülldruck zwar theoretisch isochor, aber mit zusätzlicher Abhängigkeit von Umgebungstemperatur, Feuchte der Füllluft, Reifenbauart usw. In unserem Fall beträgt die Umgebungstemperatur inzwischen 24 °C. Abb. 5.27c: Der zweite Trainingslauf steht an. Die Lufttemperatur sei auf 32 °C gestiegen, entsprechend hat sich auch der Innendruck der Referenzreifen (R) erhöht. Genau diese Werte sind die Startdrücke für den montierten Satz Reifen (S2) und für den Reservesatz (S3). Wenn sich die Verhältnisse nicht dramatisch verändert haben (Regen, Umgebungsluftdruck, ...), werden die Reifen auf der Strecke den angepeilten Zieldruck erreichen.

¹³Die Vorderräder sollen dabei von der Wand wegweisen, damit das Losfahren ohne Reversieren möglich ist.

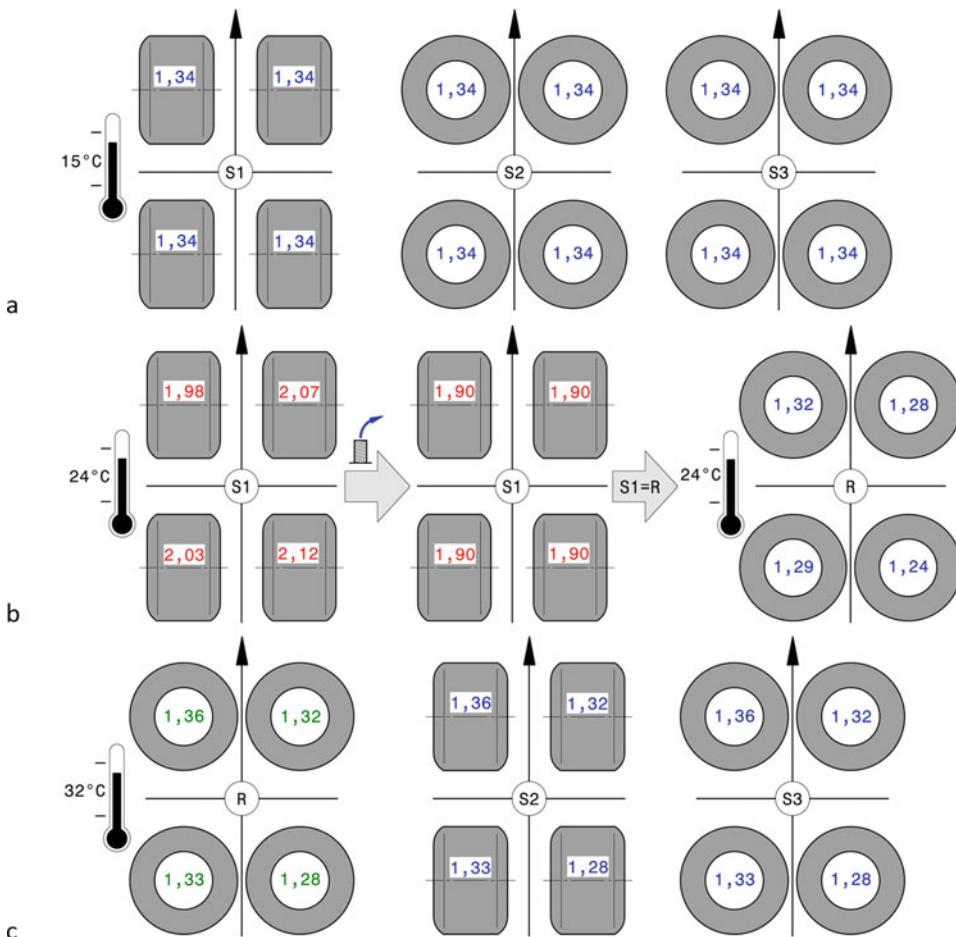


Abb. 5.27 Ablauf zur Ermittlung eines geeigneten Startdrucks am Rennwochenende (Schema)
a Vor erstem Trainingslauf: Einfüllen eines bewusst hohen Startdrucks in allen Reifensätzen (S1 bis S3). **b** Nach dem Outing: Einstellen des Zieldrucks durch sofortiges Luftablassen. Dieser Satz Reifen wird der Referenzsatz (R) für das Wochenende. **c** Vor zweitem Trainingslauf: Einfüllen des Kaltdrucks basierend auf Referenz-Reifensatz

Diese Methode liefert ohne Rechenaufwand individuelle Startdrücke für alle vier Reifen und berücksichtigt Asymmetrien von Strecke und Fahrzeug. Sie funktioniert natürlich nur bei stabilem Wetter.

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 schlechtesten 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 vergleichmäßiggt die Radaufstands Kräfte der anderen.

Typische Kriterien zur Beurteilung, ob bzw. wie gut eine Maßnahme gegriffen hat, dienen allgemein Fahrerkommentare und Rundenzeiten. Bei der Streckenabstimmung sind allerdings Segmentzeiten wesentlich aussagekräftiger als Rundenzeiten. Das ist besonders beim Vergleichen mehrerer Fahrer mit demselben Fahrzeug entscheidend. Auch die Fahrer selbst können einander zielgerichtet helfen, in dem sie bestimmte Streckenabschnitte, in denen sie wesentlich schneller oder langsamer als der Teamkollege waren, diskutieren. Teams stellen oftmals fest, dass die Rundenzeiten ihrer Fahrer zwar dicht zusammen liegen,¹⁴ diese aber an völlig unterschiedlichen Stellen Fehler gemacht haben. Am Ende einer Runde haben sich diese Fehler in Summe jedoch ausgeglichen.

Klassische Stellhebel mit denen der Wagen auf die örtlichen Verhältnisse abgestimmt wird sind:

1. Aerodynamik: Kompromiss Abtrieb zu Luftwiderstand, Kühlluftführungen.
2. Reifen: Bauart, Fülldruck.
3. Bremsen: Bremskraftaufteilung vorne/hinten, Bremsenkühlung (Öffnungsquerschnitt des Luftschaftes).
4. Antriebstrang: Motorabstimmung (Drehmomententfaltung über Fahrpedalstellung, Kraftstoffverbrauch: fett, mager. Öffnungsquerschnitt zum Wärmetauscher, ...), Getriebeabstufung, Differenzialsperre.
5. Dämpfer: Zug-/Druckstufen, High-/Lowspeed-Einstellungen, Dämpferkühlung.
6. Lenkübersetzung.

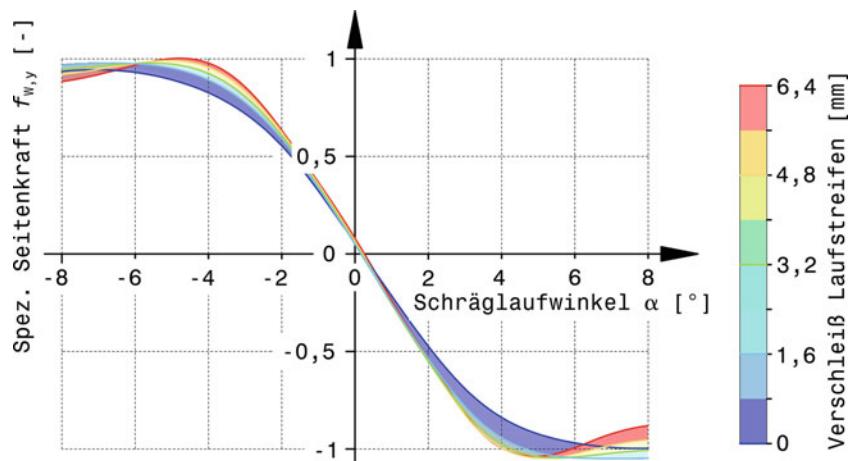
Ein großer Einfluss auf das Tages-Setup kommt von der Witterung. Dabei lassen sich zumindest grobe tendenzielle Unterschiede in der Strecken-Abstimmung in Abhängigkeit von den Witterungsverhältnissen aus Erfahrung nennen, siehe Tab. 5.7.

Auch wenn die Runden- bzw. Laufzeit das entscheidende Kriterium darstellt, müssen beim Setup dennoch Kompromisse eingegangen werden, weil mit zunehmender Dauer des Bewerbs weitere Dinge beachtet werden müssen. Niedere Fülldrücke im Reifen erhöhen zwar den Grip, heben aber auch den Reifenverschleiß und den Rollwiderstand an. Auch geringerer Abtrieb lässt den Reifenverschleiß ansteigen. Geringere Kraftstoffmengen im Tank senken die Gesamtmasse des Fahrzeugs führen aber auch zu häufigeren Tankstopps bzw. die Motorbedatung muss für ein etwas magereres Gemisch sorgen, damit der Kraftstoffverbrauch kleiner ist. Das wiederum senkt die Maximalleistung und erhöht die Motor-temperatur. Eine direktere, rein mechanische Lenkübersetzung kann dem Fahrer helfen an das Limit der Reifen zu gehen, führt jedoch gleichzeitig zu hohen Betätigungskräften und lässt den Fahrer rascher ermüden. Bei Langstreckenrennen müssen auch noch die Einflüsse von Tag-Nacht-Unterschieden (Luft- und Fahrbahntemperaturen) einkalkuliert werden. Vor allem bei Langstreckenbewerben macht sich der Einfluss des Reifenverschleißes besonders bemerkbar. Durch die Abnahme der Laufstreifendicke ändert sich die Charak-

¹⁴Professionelle Rennfahrer liegen mit dem gleichen Fahrzeug ca. innerhalb von 0,2 s bei einer Rundenzeit von 100 s.

Tab. 5.7 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
Bremeskraftaufteilung	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 niedrigerer Motordrehzahl

**Abb. 5.28** Seitenkraft über Schräglau auf unter Einfluss des Reifenverschleißes [18]

Zu Vergleichszwecken ist nicht der Absolutwert der Seitenkraft aufgetragen, sondern diese ist auf ihr Maximum im Ursprungszustand (Verschleiß 0 mm, blau) bezogen

teristik eines Reifens merklich, Abb. 5.28. Zu Beginn eines (Langstrecken-)Rennens zeigt der Reifen eine vergleichsweise „zahme“ Charakteristik (blaue Randkurve, Verschleiß 0 mm). Beim größten Verschleiß (rote Randkurve), wenn der Laufstreifen die geringste Stärke aufweist, entwickelt der Reifen seine größte Seitenkraft und zeigt auch eine größere

Schräglauftreife (Steigung der Kurve im Ursprung, *cornering stiffness*). Zwischen diesen beiden Extremen ändert sich die Charakteristik entsprechend, aber nicht linear. Mit den ersten Millimetern Verschleiß steigt das Maximum der Seitenkraft rascher an, als mit den folgenden.

Aerodynamische Abstimmung Aerodynamic Tuning

Abtrieb und Luftwiderstand sind nicht unabhängig voneinander. Für ein bestimmtes Fahrzeug werden im Windkanal durch Variation von Konfigurationen zusammengehörige Wertepaare von c_A und c_w bestimmt. Der Zusammenhang lässt sich gut als Polynom 2. Grades approximieren, weshalb solche Kurven auch als Polarkurven bezeichnet werden. Abb. 5.29 zeigt das Ergebnis von Messungen und eine Polarkurve.

In weiterer Folge kann für dieses Fahrzeug (Masse, Reifen, Motorisierung, Getriebeabstufung) eine Simulation für eine bestimmte Rennstrecke und bestimmte Umgebungsbedingungen (Lufttemperatur, Luftdruck, Luftfeuchte) durchgeführt werden. Variiert man die Aerodynamik-Konfiguration in fahrbaren Bereichen und fasst Linien gleicher Rundenzeit zusammen, erhält man ein Diagramm wie Abb. 5.30. Trägt man nun in ein solches Diagramm zusätzlich die Polarkurve dieses Fahrzeugs ein, so lässt sich die optimale Konfiguration, also jene mit der geringsten Rundenzeit, leicht ablesen.

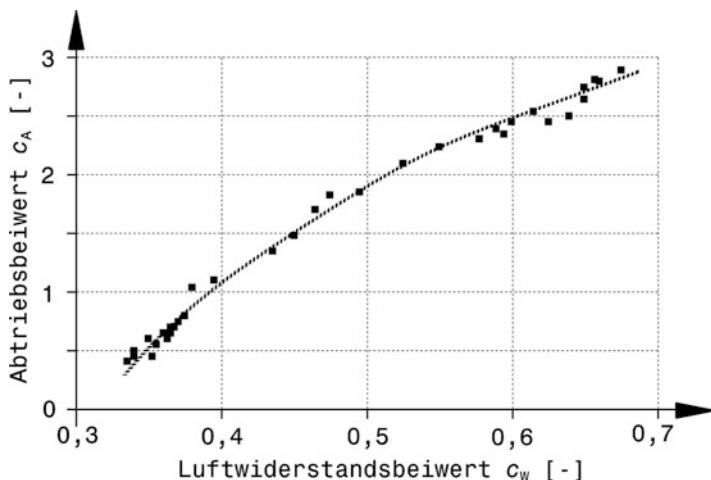


Abb. 5.29 Polarkurve als Approximation von möglichen aerodynamischen Konfigurationen
Die gemessenen Werte sind als Punkte eingetragen. Die den Werten angenäherte Kurve ist das Polynom: $c_w = 0,04(c_A + 0,2)^2 + 0,32$

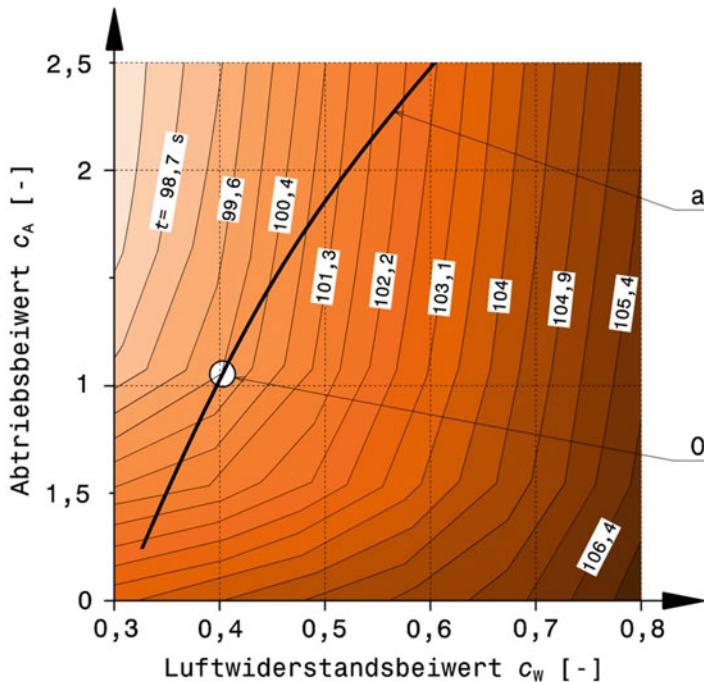


Abb. 5.30 Optimierung der Aerodynamik-Konfiguration für ein bestimmtes Fahrzeug

In das Kennfeld gleicher Rundenzeiten ist die Polarkurve *a* für das untersuchte Fahrzeug eingetragen. Das gesuchte Optimum der Rundenzeit liegt auf dem Schnittpunkt O mit der Linie der erreichbaren geringsten Rundenzeit, hier $t = 100$ s

Dämpferabstimmung Damper Tuning

Eine mögliche Reihenfolge der Arbeitsschritte bei der Abstimmung ohne Aerodynamik (mechanischer Grip) beschreibt Abb. 5.31. 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.

Wenn auch die Linienwahl (Abb. 5.32) strecken- und situationsabhängig ist, bestimmte Phasen einer Kurvenfahrt lassen sich immer feststellen. Die Unterscheidung der einzelnen Phasen einer Kurvenfahrt, Abb. 5.33, ist bei der Korrektur von Balance-Problemen wichtig, damit keine kontraproduktiven Maßnahmen gesetzt werden. Abb. 5.33 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. 5.34. Der Fahrer versucht stets mit maximaler Beschleunigung zu fahren, also im Grenzbereich, der von den Reifen in Kombination mit aerodynamischem Abtrieb aufgespannt wird.

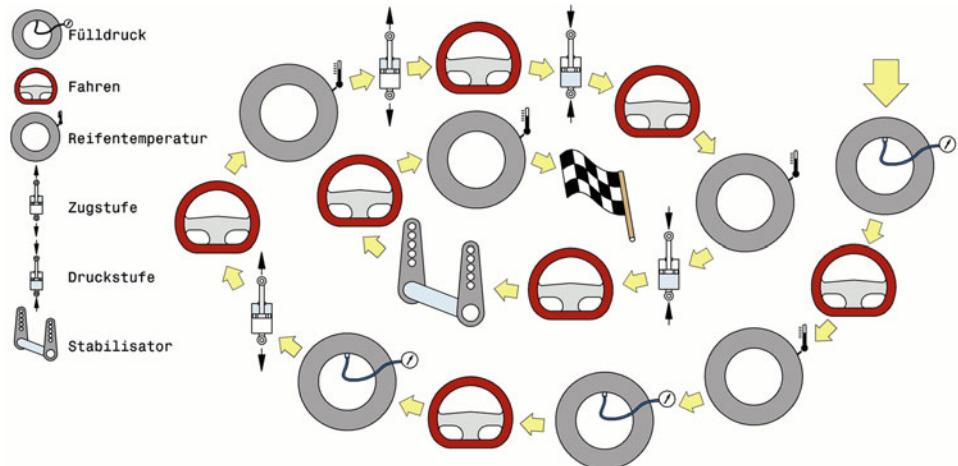


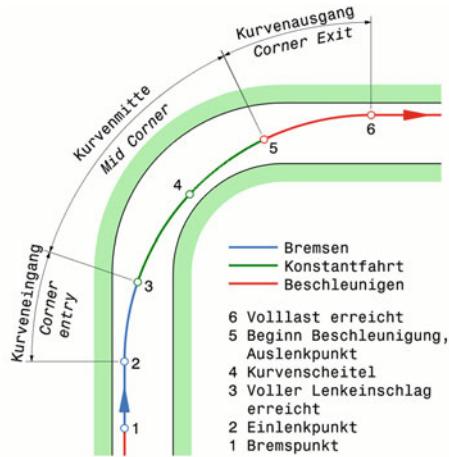
Abb. 5.31 Mögliches Vorgehen beim Erstellen eines Streckensetups, nach [19]

Das Vorgehen ist schrittweise, die Ergebnisse werden dokumentiert. Nach einzelnen Änderungen wird gefahren, bis das Ziel – eine Abstimmung für geringe (Runden-)Zeiten – erreicht ist

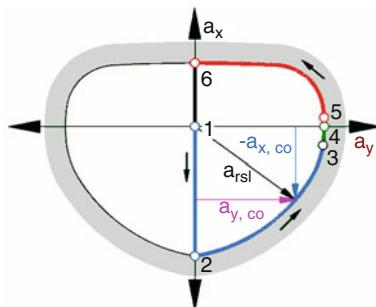


Abb. 5.32 Linienwahl bei Kurvenfahrt

Wenn das Feld im Lauf des Rennens auseinandergezogen wird, lässt sich die einheitliche Linienwahl gut erkennen

**Abb. 5.33** 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)

**Abb. 5.34** 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_{rs} das Reifenpotenzial ausschöpft; maximale Querbeschleunigung a_y in Kurvenmitte (4); Auslenken kombiniert mit Geschwindigkeitsaufbau (5–6). Durch Luftkräfte (Abtrieb) verändert sich der Grenzbereich mit der Geschwindigkeit

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. Abb. 5.35 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.
- 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 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 Abb. durch Pfeile verdeutlicht). Dieser Umstand wird in der Tab. 5.8 in der Zusammenfassung deutlich.

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 Radaufstandschaft 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 Schräglauwinkel hinten an.

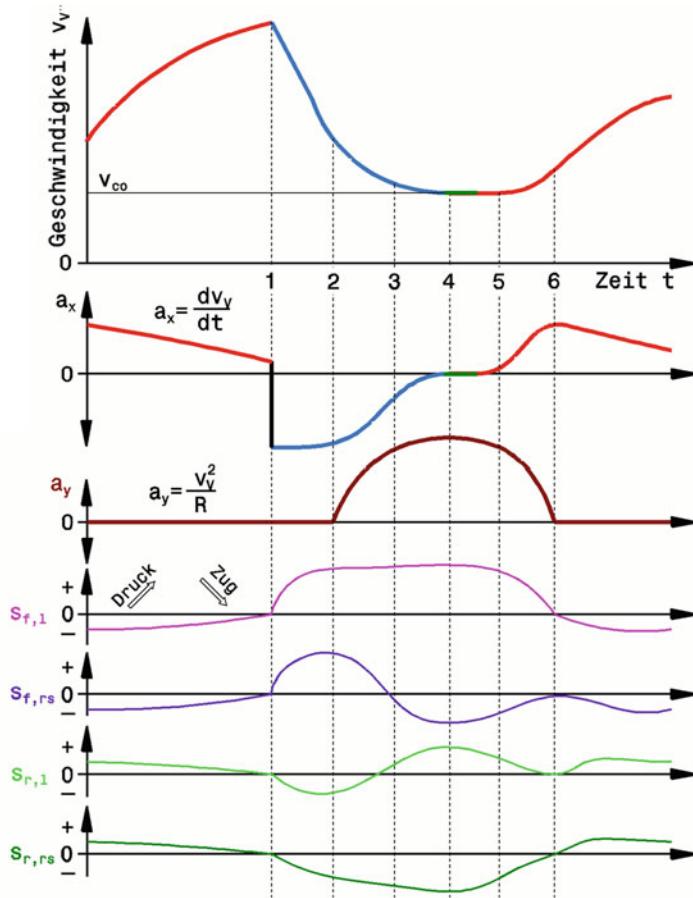


Abb. 5.35 Verlauf einzelner Größen beim Durchfahren einer Rechtskurve

Die Bezeichnung der Phasen richtet sich nach Abb. 5.34

Der Geschwindigkeitsverlauf v_v 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

Tab. 5.9 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,

Tab. 5.8 Radposition und Dämpferbewegung bei einer Kurvenfahrt

	Phase 1–2		Phase 2–3		Phase 3–5		Phase 5–6	
	Bremsen		Kurveneingang, Einlenken		Kurvenmitte, Konstantfahrt		Kurvenausgang, Auslenken	
Ort	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. 5.9 Dämpfereinstellungen zur Verbesserung des Fahrzeugverhaltens

	Phase 1–2		Phase 2–3		Phase 5–6	
Fahrzeugverhalten	vorne	hinten	vorne	hinten	vorne	hinten
Instabilität beim Bremsen	+ Druck	– Zug				
Untersteuern			– Zug	+ Druck	+ Zug	– Druck
Übersteuern			+ Zug	– Druck	– Zug	+ Druck

Legende: +: mehr, -: weniger, Zug: Zugstufe, Druck: Druckstufe

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 langsamem 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 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.

Ein Dämpfer beeinflusst das Schwingungsverhalten der gefederten und ungefedernten Massen und dies in Zug- und Druckrichtung. Die Auswirkungen der Kennlinien auf das Fahrverhalten zeigt Abb. 5.36 in einem schematischen Überblick. Die Bewegung der gefederten Masse betrifft typische niederfrequente Manöver wie Bremsen, Beschleunigen, Ein- sowie Auslenken. Die beeinflusst Radlastverlagerungen und aerodynamische Eigenschaften (Stellung Wagenkasten zu Fahrbahn). Die Bewegung der ungefedernten Masse ist für das Verhalten der Reifen, also für den Fahrbahnkontakt, entscheidend.

Auch Datenanalysen helfen beim Abstimmen der Dämpfer. Der grundsätzliche Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit und Fahrwerkbeanspruchung kann grob abgeschätzt werden. Eine Bodenwelle mit den Abmessungen nach Abb. 5.37 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 Δt :

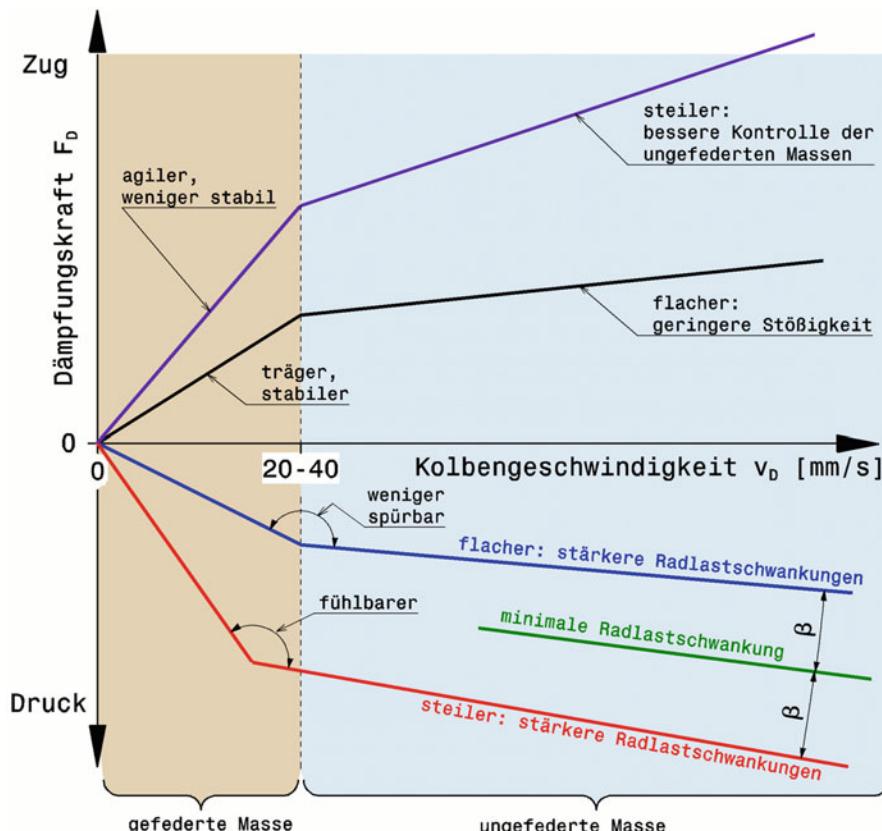


Abb. 5.36 Einfluss der Dämpfereinstellungen auf das Fahrverhalten, schematisch
Das Knie liegt im Übergangsbereich von gefederter zu ungefederter Masse

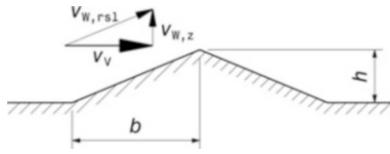


Abb. 5.37 Skizze zur Berechnung der Bewegung durch eine Bodenwelle

h und b Abmessungen

$v_{W,rsl}$ Vektor der resultierenden Geschwindigkeit des Rads, der sich zusammensetzt aus Fahrzeuggeschwindigkeit v_V und der Vertikalgeschwindigkeit $v_{W,z}$

$$\Delta t = \frac{b}{v_V} \quad (5.24)$$

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 (5.12) ohne Zeitterm darstellen lässt:

$$v_{W,z} = \frac{h}{\Delta t} = \frac{h \cdot v_V}{b} \quad (5.25)$$

$v_{W,z}$ Mittlere Vertikalgeschwindigkeit des Rads, m/s

h Höhe der Bodenwelle, m

Die mittlere Hubbeschleunigung des Rads folgt somit zu:

$$a_{W,z} = \frac{v_{W,z}}{\Delta t} = \frac{h \cdot v_V^2}{b^2} \quad (5.26)$$

$a_{W,z}$ Mittlere Vertikalbeschleunigung des Rads, m/s²

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. Es gilt:¹⁵

¹⁵Vgl. hierzu auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 3, (3.1).

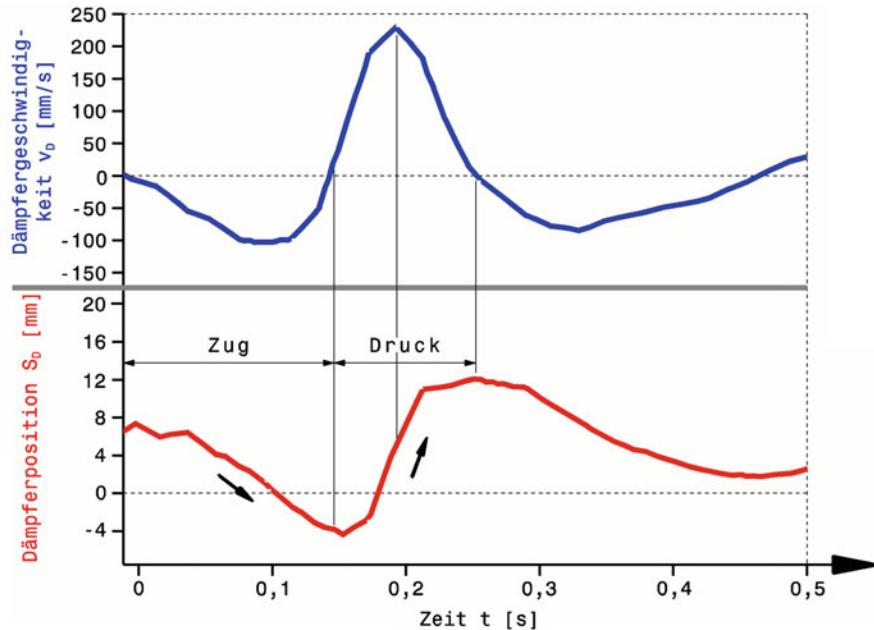


Abb. 5.38 Ausschnitt aus einer Datenaufzeichnung mit Auswertung [20]

Aufgezeichnet wurde der Dämpferhub über der Zeit (rot, unten). Daraus wurde durch numerische Ableitung des Hubverlaufs die Geschwindigkeit der Dämpferstange ermittelt (blau, oben)

$$v_D = \frac{v_{W,z}}{i_{Sp}} \quad (5.27)$$

v_D Dämpferkolbengeschwindigkeit, 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. 5.38. Hier ist zunächst der Verlauf der Dämpferposition einer der vier Radaufhängungen herausgegriffen (rote Kurve), also der Verlauf, den ein Linearpotentiometer (vgl. Abb. 1.6) 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:

$$v_D = \frac{ds_D}{dt} \approx \frac{\Delta s_D}{\Delta t} = \frac{s_D(t + \Delta t) - s_D(t)}{\Delta t} \quad (5.28)$$

v_D Dämpfergeschwindigkeit, mm/s

s_D Dämpferweg, mm

Δt Zeitschritt zwischen aufeinanderfolgenden Messungen, s

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.¹⁶ Tab. 5.10. *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 und bei harten Landungen nach hohen Sprüngen auch über 7000 bis 8000 mm/s [21].

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. Abb. 5.39 stellt exemplarisch solch eine Auswertung dar. Für den Dämpfer eines Rads ist eine Häufigkeitsverteilung der errechneten

Tab. 5.10 Maßgebende Geschwindigkeitsbereiche von Dämpfern [20]

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

¹⁶Vgl. auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Abschn. 3.2.2 *Schwingungsdämpfer*.

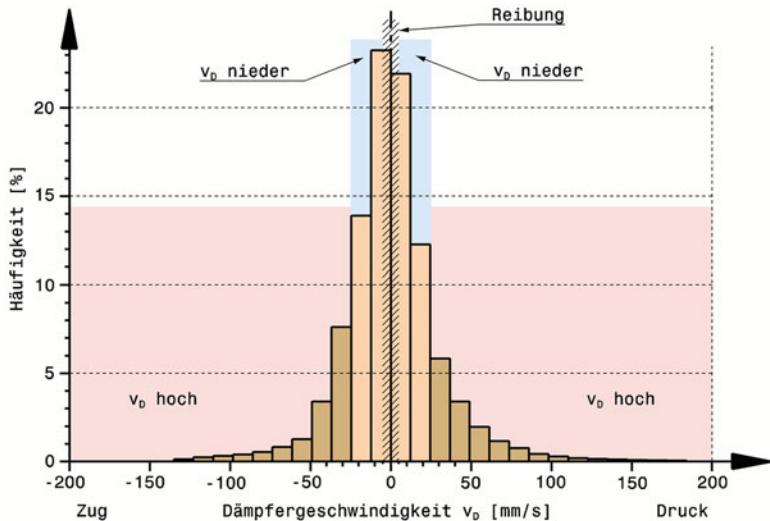


Abb. 5.39 Beispiel eines Histogramms der Dämpfergeschwindigkeiten, nach [20]

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

Dämpfergeschwindigkeiten vorgenommen und in einem Häufigkeitsschaubild (Histogramm *histogram*) 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. 5.40. Bei einer ungedämpften Schwingung kommen sämtliche Geschwindigkeiten gleich oft vor, nur die beiden Klassen um die Amplituden überragen (Abb. 5.40a). Eine gedämpfte Schwingung ergibt eine Normalverteilung (Gauß'sche Glockenkurve, strichiert eingetragen) der Geschwindigkeiten um die Ruhelage (Abb. 5.40b). Die Mittelwerte der Rad-

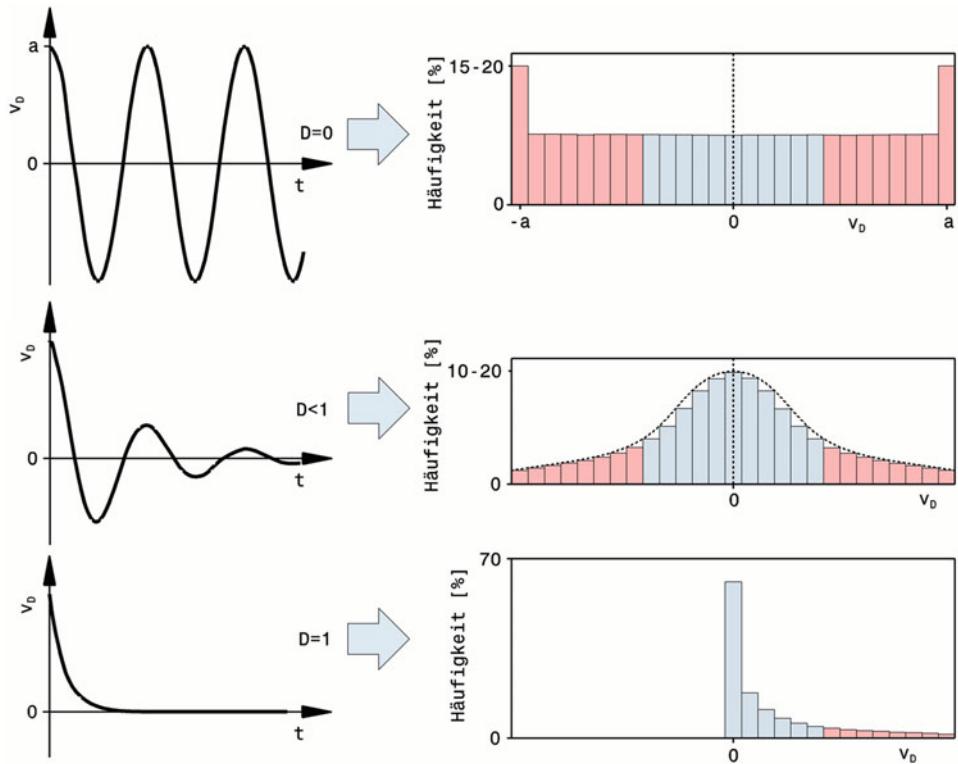


Abb. 5.40 Grundsätzliches Aussehen von Dämpferhistogrammen bei Schwingungen

Die Histogramme zeigen die Häufigkeit (*frequency*) der Geschwindigkeiten v_D , deren Verlauf links zu sehen ist

D Dämpfung (siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Abschn. 3.2.2)

$D = 0$: Ungedämpfte Schwingung (a), $D < 1$: Gedämpfte Schwingung (b), $D = 1$: Aperiodischer Grenzfall (c)

lastschwankungen, Radhubbewegungen usw. entsprechen den statischen Gleichgewichtslagen. Im Grenzfall einer aperiodischen Bewegung überragt die Geschwindigkeit 0 (Ruhelage) die übrigen bei weitem (Abb. 5.40c).

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. Abb. 5.41 stellt das prinzipielle Vorgehen schematisch dar.

Auch das grundsätzliche Aussehen des Histogramms sagt bereits etwas aus, Abb. 5.42. Der sogenannte Exzess (Wölbung, Kurtosis) repräsentiert den Energieeintrag in den Reifen. Ist die Einhüllende hoch und schmal (b), bedeutet das geringe Dämpfungsleistung (der Dämpfer und

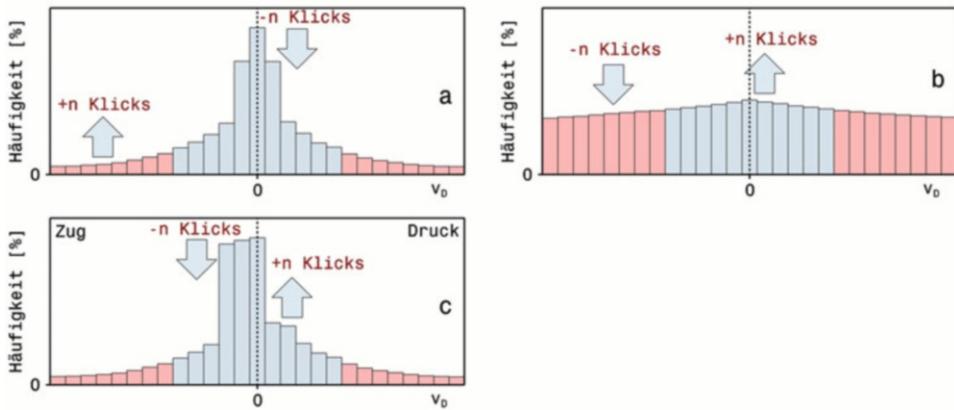


Abb. 5.41 Maßnahmen zur Abstimmung von Dämpfern basierend auf Dämpferhistogrammen, schematisch

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

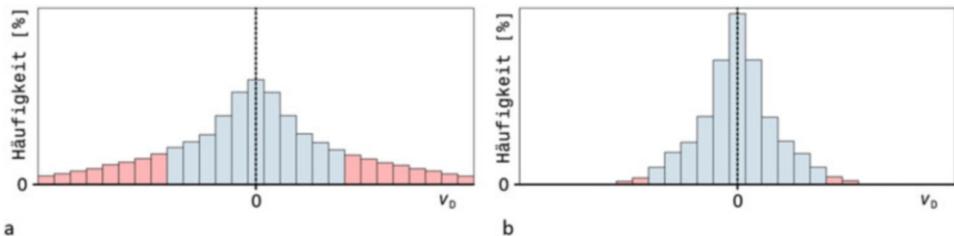


Abb. 5.42 Exzess von Histogrammen

a gedrungene, breite Einhüllende (platykurtisch), b hohe, spitze Einhüllende (leptokurtisch). Das Aussehen einer typischen Normalverteilung (Gauß'sche Glockenkurve) liegt zwischen diesen beiden Extremen und heißt mesokurtisch

damit die Feder befinden sich großteils in der statischen Ruhelage). Das heißt weiters, dass der Reifen die Federungsbewegung durch Deformation übernommen hat und seine Temperatur dadurch höher ist als bei einer gedrungenen Einhüllenden (a). Damit lassen sich durch Vergleiche mit vorhandenen Histogrammen vom selben Fahrzeug bei ähnlichen Bedingungen Abschätzungen über relative Änderungen der Reifentemperatur vornehmen.

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 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 Dämpfer einer Achse sollen möglichst ähnliche Histogramme (ähnliche Verteilung und Amplituden) zeigen. Das spricht für richtungsneutrales Fahrverhalten. Bei gewünschter asymmetrischer Abstimmung (z. B. für Ovalkurse) soll sich diese natürlich entsprechend in den Histogrammen abbilden.

Ebenso soll der Wert der Null-Klasse (Zero Bin), das ist die Höhe des Null-Balkens, der Dämpfer einer Achse gleich sein. Des Weiteren ist das Verhältnis der Null-Balken von Vorder- und Hinterachse interessant. Es spiegelt die relative Steifigkeit der Achsen wider. Die Höhen der Null-Balken eines erfolgreichen Setups wird man sich notieren und versuchen diese beim nächsten Rennen wieder einzustellen.

Die Vorgehensweise soll an Hand eines Beispiels verdeutlicht werden, Abb. 5.43. 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

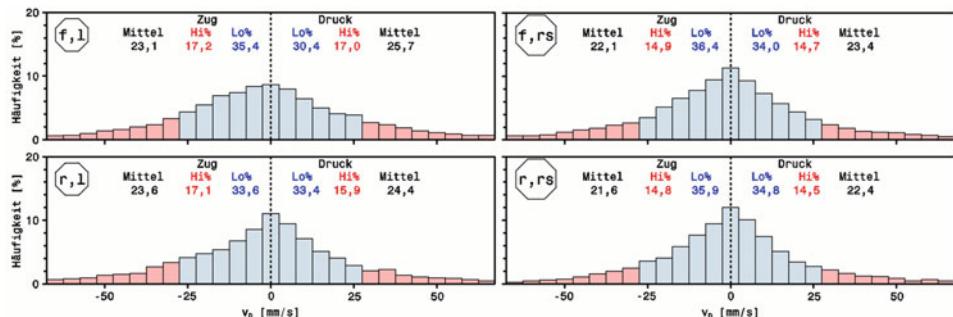


Abb. 5.43 Beispiel einer vollständigen Dämpfergeschwindigkeits-Auswertung, nach [22]
Die einzelnen Histogramme beschreiben die Häufigkeit von Geschwindigkeitsbereichen für je einen Dämpfer eines Fahrzeugs. Die Abkürzungen bedeuten: *f* vorne, *r* hinten, *l* links und *rs* rechts. *Mittel* Mittelwert der Geschwindigkeit in mm/s, *Hi%* Anteil High-Speed und *Lo%* Anteil Low-Speed in Prozent

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 verstellen und zwar etwa 4 Klicks beim linken Dämpfer und 2 Klicks beim rechten. 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:

	Hinter links	Hinter 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.

Eine Feststellung aus der Praxis von Renningenieuren darf in dem Zusammenhang nicht unerwähnt bleiben. Vor allem bei hohen Fahrgeschwindigkeiten bevorzugen Fahrer eine straffere Dämpferabstimmung, obwohl die Radlastschwankungen dadurch objektiv größer sind als sie sein müssten. Das Fahrzeug fühlt sich jedoch für den Fahrer, der nur die Bewegungen des Wagenkastens fühlt, subjektiv stabiler und damit vertrauenswürdiger an.

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:

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \arctan \left(\frac{(s_{Sp,f,l} - s_{Sp,f,rs}) \cdot i_{Sp,f} + (s_{Sp,r,l} - s_{Sp,r,rs}) \cdot i_{Sp,r}}{b_f + b_r} \right) \quad (5.29)$$

φ Wankwinkel, $^\circ$

i_{Sp} Übersetzungsverhältnis, Federübersetzung (*motion ratio*)¹⁷

s_{Sp} Federhub, mm

¹⁷Vgl. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 3, (3.1).

b Spurweite, mm

$$i_{Sp} = \frac{s}{s_{Sp}} \quad (5.30)$$

s Radhub, der bei Federhub s_{Sp} auftritt, mm

Mit (5.17) 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 (vgl. Abb. 3.50). Legt man eine Ausgleichsgerade durch die Datenpunkte, liefert deren Steigung die mittlere Wanksteifigkeit in der Dimension Winkel pro Beschleunigung z. B. $[^\circ/g]$ (*roll gradient*).

MMM als Hilfsmittel zur Fahrzeugabstimmung *MMM as a Means for Setting Up a Car*

MMM steht für MRA¹⁸ Moment Method [7]. Das dynamische Kurvenverhalten eines Fahrzeugs hervorgerufen durch die Reifencharakteristik an Vorder- und Hinterachse stellt ein MMM-Diagramm (auch: *Yaw Moment Diagram*) zusammenfassend bis zum Grenzbereich dar. Dabei wird für das Gesamtfahrzeug das resultierende Giermoment M_z über der Seitenkraft F_y aufgetragen. Parameter sind der Lenkwinkel δ und der Schwimmwinkel β (Definitionen siehe unten). Es existieren je nach Verwendungszweck verschiedene Ausprägungen des Diagramms. Eine dimensionslose Variante bezieht das Giermoment auf das Fahrzeuggewicht mal dem Radstand [$M_z / (m_{V,t} g l) = C_M$] bzw. die Seitenkraft auf das Gewicht [$F_y / (m_{V,t} g) = C_y$]. Letzterer Term entspricht der bezogenen Querbeschleunigung A_y in g .

Ein MMM-Diagramm gilt für ein bestimmtes Fahrzeug (Radstand l , Schwerpunktlage l_f bzw. l_r – siehe Abb. 5.46) mit bestimmten Reifen ($F_{W,y} = F_{W,y}(\alpha, F_{W,z})$) und für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit.

MMM-Diagramme sind sowohl bei der Konzeptionierung von Neufahrzeugen als auch beim Erarbeiten von Setups bestehender Fahrzeuge von Nutzen.

Grundlegendes zu MMM-Diagrammen

Von den verschiedenen Möglichkeiten soll zunächst ein anschauliches, vereinfachtes M_z - F_y -Diagramm vorgestellt werden, Abb. 5.44. Das zugehörige Koordinatensystem nach DIN ISO 8855 ist ebenfalls eingetragen. Die x -Achse weist in Fahrtrichtung und die horizontalen Achsen stellen somit eine Rechts- (negatives a_y bzw. F_y) bzw. Linkskurve (positives a_y bzw. F_y) dar. Das positive Giermoment M_z dreht gegen den Uhrzeigersinn von oben gesehen.¹⁹

¹⁸Milliken Research Associates.

¹⁹Das SAE-Koordinatensystem (SAE J670e) unterscheidet sich zwar grundlegend davon, weil die Z-Achse nach unten zeigt, für das Diagramm ist jedoch der einzige Unterschiede, dass Rechts- und Linkskurve genau vertauscht sind.

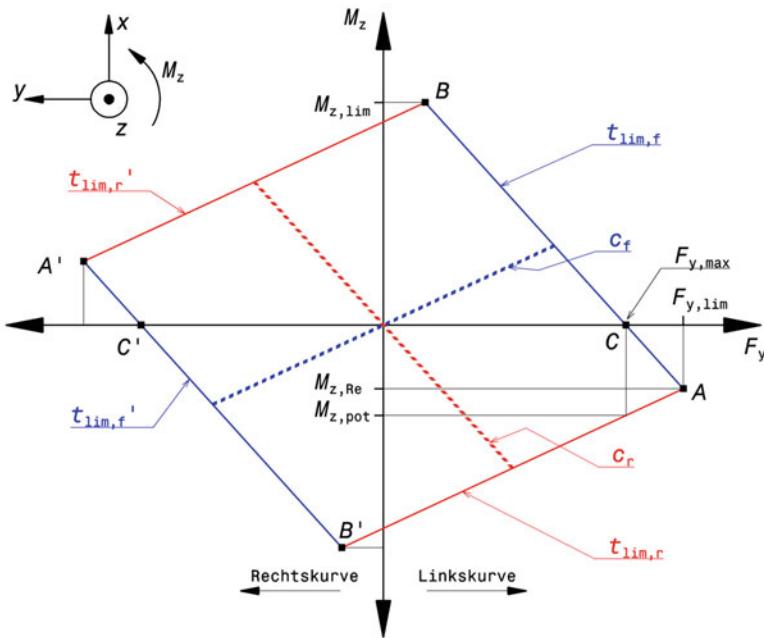


Abb. 5.44 Allgemeines MMM-Diagramm

Ausgehend von den Konstruktionsgeraden der Vorder- und Hinterachse (c_f, c_r) spannen die Grenzkurven der Vorder- und Hinterreifen ($t_{lim,f}, t_{lim,r}$) den fahrbaren Bereich auf. Links oben ist das gültige Fahrzeugkoordinatensystem zu sehen

c_f, c_r Konstruktionsgeraden Vorder-/Hinterachse *construction lines front/rear track*

$t_{lim,f}, t_{lim,r}$ Grenzkurven Vorder/Hinterreifen *front/rear tyre limit*

Wichtige Elemente des Diagramms sind die Konstruktionsgeraden c_f und c_r für Vorder- und Hinterachse, die Grenzkurven $t_{lim,f}$ und $t_{lim,r}$ (Kraftschlussgrenze) der Vorder- bzw. Hinterachse, die Gerade stationären Gleichgewichts (horizontale Achse $M_z = 0$), die maximale Seitenkraft $F_{y,max}$ (und damit größte Querbeschleunigung) bei stationärer Fahrt ($M_z = 0$) samt dem möglichen Giermoment $M_{z,pot}$ der Achse mit mehr Grip und das verbleibende Giermoment $M_{z,Re}$ bei (kurzzeitiger) maximaler Querbeschleunigung (Grenzverhalten).

Die Konstruktionsgeraden stellen die Situation dar, dass die Vorderreifen ($\alpha_r = 0$) bzw. die Hinterreifen ($\alpha_f = 0$) allein die gesamte Seitenkraft F_y übertragen (was tatsächlich nur kurzzeitig beim Einlenken bzw. Gegenlenken der Fall ist). Durch vektorielle Addition der beiden Geraden erhält man den fahrbaren Bereich (*maneuvering area*) für diese Konstellation des Fahrzeugs. Die Punkte A, B bzw. A' , B' , an denen diese Grenzen einander schneiden, stellen die maximal erzielbare Seitenkraft (und damit Querbeschleunigung) bzw. das größte auftretende Giermoment dar.

Die Kurve $t_{lim,f}$ stellt den Grenzbereich der Vorderreifen dar. In dem Fall begrenzen also die Vorderreifen die maximale Seitenkraft und damit die Querbeschleunigung (Punkt C bzw. C'). Die Hinterreifen könnten noch ein Giermoment $M_{z,pot}$ aufbringen. Wenn der

Fahrer nun versucht die Kurvengeschwindigkeit und damit die Querbeschleunigung zu steigern (Punkt A bzw. A'), schiebt der Wagen über die Vorderachse. Das verbleibende Giermoment $M_{z,Re}$ wirkt gegen die Drehung der Gesamtseitenkraft F_y (entgegengesetztes Vorzeichen, z. B. in der Linkskurve ein negatives M_z). Umgekehrt verhält es sich, wenn bei der maximalen Querbeschleunigung ein verstärkendes Giermoment verbleibt (Punkt A bzw. A' im 1. und 3. Quadranten), weil die Vorderreifen im Gegensatz zu den hinteren die Seitenkräfte noch steigern können. Der Wagen dreht sich im Grenzbereich im Kurvensinn ein (z. B. positives M_z in Linkskurve).

Fallen die Punkte der größten Querbeschleunigung A bzw. A' mit der horizontalen Achse (F_y -Achse bzw. $M_z = 0$) zusammen, kann die größte Querbeschleunigung ohne auftretendes Giermoment M_z (d. h. stationär – der Schwimmwinkel β bleibt konstant) gefahren werden. Der Wagen ist neutral abgestimmt, Vorder- und Hinterachse erreichen gleichzeitig ihr Limit.

Vollständige MMM-Diagramme enthalten Kurvenscharen für konstante Lenkwinkel und Schwimmwinkel. Abb. 5.45 zeigt als Beispiel das MMM-Diagramm eines Formel-1-Wagens bei 180 km/h. Die Achsen stellen das normierte Giermoment C_M (siehe oben) und die bezogenen Querbeschleunigung A_y dar. Die größte dauerhaft (stationär) fahrbare Querbeschleunigung A_y tritt bei $\pm 2,9 \text{ g}$ auf und wird von der Vorderachse begrenzt. Das Fahrzeug verhält sich also untersteuernd. Im Grenzbereich erreicht der Wagen (kurzzeitig)

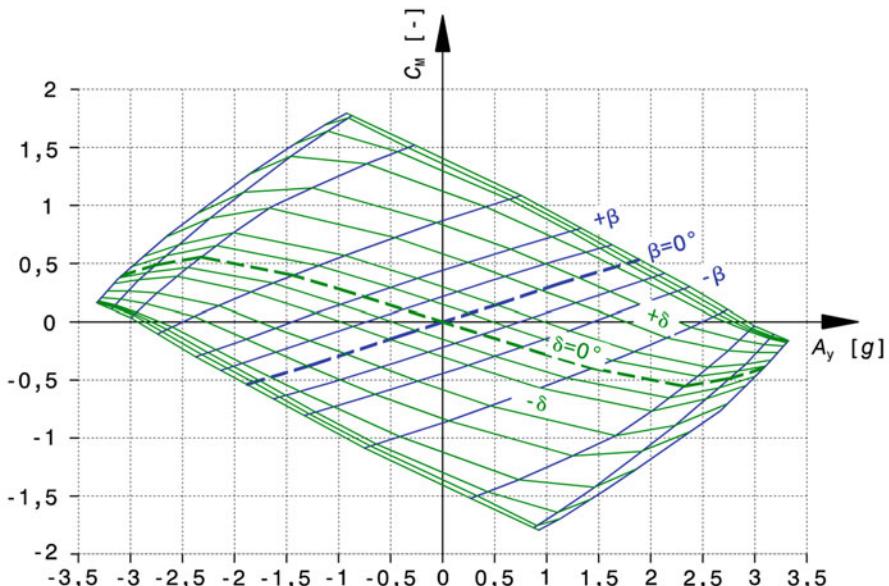


Abb. 5.45 Beispiel eines MMM-Diagramms (Ferrari F1-2000) [23]

Das Diagramm gilt für 180 km/h Fahrgeschwindigkeit und 0,6 g Längsbeschleunigung. Die Linien konstanten Lenkwinkels δ sind grün, jene konstanten Schwimmwinkels β blau eingetragen. Strichliert hervorgehoben sind die Linien für jeweils 0°

$\pm 3,3 \text{ g}$ mit einem relativ kleinen rückdrehenden Giermoment. Der Wagen ist nahezu neutral abgestimmt, schiebt jedoch letztlich über die Vorderräder aus der Kurve.

Die Definitionen der Winkel, die den Bewegungszustand des Fahrzeugs beschreiben, kann Abb. 5.46 entnommen werden. Bedeutend für das MMM-Diagramm sind der Schwimm- und der Lenkwinkel. Der Schwimmwinkel ist der Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor v_V des Fahrzeugschwerpunkts V und der Längsachse des Wagens (= x -Achse des Fahrzeugkoordinatensystems). Der Lenkwinkel ist der Winkel, um den das

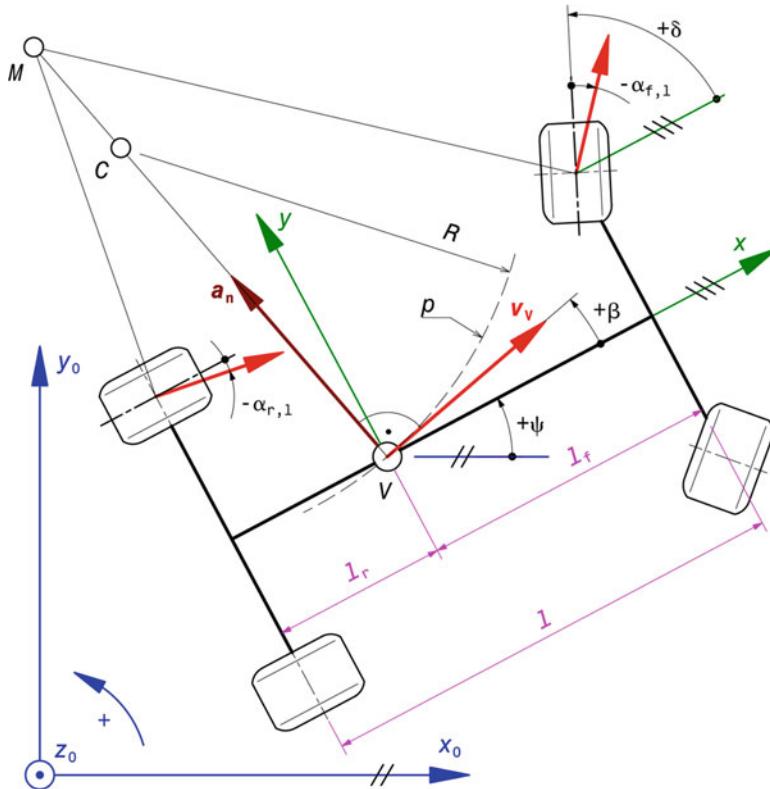


Abb. 5.46 Koordinatensysteme zur Beschreibung des Bewegungszustands eines Fahrzeugs
Dargestellt ist die Draufsicht: Die z_0 -Achse weist nach oben, der Drehsinn ist gegen den Uhrzeigersinn positiv, ebenso die Winkelvorzeichen

x_0 - y_0 erdfestes Bezugssystem *earth fixed coordinate system*, x - y fahrzeugfestes System *vehicle axis system*, V Fahrzeugschwerpunkt *vehicle centre of gravity*, C Krümmungsmittelpunkt der Bahnkurve p des Schwerpunkts *curvature centre of the centre of gravity path*, M Momentanpol der Fahrzeubewegung *instantaneous centre of vehicle movement*, Ψ Gierwinkel *heading angle*, β Schwimmwinkel *sideslip angle*, α Schräglauftypenwinkel der Reifen *slip angles of tyres*

l Radstand, l_f und l_r Schwerpunktsabstände

Dieses Bild zeigt nebenbei, dass die Normalbeschleunigung (Zentripetalb.) a_n nur näherungsweise gleich der Querbeschleunigung a_y ist ($a_y = a_n \cos(\beta)$). Bei kleinen Schwimmwinkeln β ist der Fehler vernachlässigbar klein

Vorderrad von der Geradeausstellung geschwenkt wird. Die Winkel sind positiv, wenn sie in der Draufsicht gegen den Uhrzeigersinn drehen (mathematisch positiver Sinn).

Zum Verständnis des Unterschieds von Momentanpol M (Drehung des Fahrzeugs) und Krümmungsmittelpunkt C der Schwerpunktbaahn p seien folgende Beziehungen erwähnt [11]:

$$R = \frac{v_V}{\dot{\psi} + \beta} \quad (5.31)$$

$$\overline{MV} = \frac{v_V}{\dot{\psi}} \quad (5.32)$$

$$a_n = \frac{v_V^2}{R} \quad (5.33)$$

R Radius der Bahnkurve des Schwerpunkts V , m

v_V Fahrzeuggeschwindigkeit im Schwerpunkt, m/s

Ψ Gierwinkel, rad

β Schwimmwinkel, rad

a_n Normalbeschleunigung (auch Zentripetalb.), m/s²

Die wesentlichen Kombinationen der beiden Lagewinkel stellt Abb. 5.47 anschaulich zusammen. Dabei sind die Anordnung der Winkel und deren Vorzeichen wie im MMM-Diagramm.

Das Erstellen eines solchen vollständigen MMM-Diagramms erfolgt mittels Computer. Die grundsätzliche Vorgehensweise wird weiter unten erläutert. Eine erste, rasche Übersicht über das Fahrverhalten kann durch das Aufspannen der rautenförmigen Einhüllenden aller Kurvenscharen gewonnen werden, Abb. 5.44. Legt man der Rechnung der Einfachheit halber ein Einspurmodell (es gibt keine laterale Radlastverlagerung, siehe auch Abb. 2.39), mit linearisierter Reifencharakteristik zu Grunde, sind die Eckpunkte leicht zu bestimmen.

Der Seitenkraftaufbau einer Achse (= Reifenpaar) sieht vereinfacht dargestellt aus wie in Abb. 5.48 und liefert zwei entscheidende Kennwerte für ein lineares Achsmodell, den Seitenkraftbeiwert $c_{\alpha,n}$ (Schräglaufsteifigkeit *cornering stiffness*) und den kleinsten Schräglauftwinkel α^* bei der größten Seitenkraft $F_{y,n,\max}$. Diese Kennlinie beschreibt in dem Zusammenhang mit dem Einspurmodell das Verhalten einer Achse, für eine bestimmte Belastung bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit, d. h. es gilt für die (Achs-)Seitenkraft $F_{y,n} = 2F_{W,y}$ und für die Achslast $F_{z,n} = 2F_{W,z}$.²⁰ Die Schräglauftwinkel sind bei den Rädern kurveninnen und -außen praktisch gleich.

Begonnen wird mit der Konstruktionsgeraden der Vorderachse (blau strichliert), Abb. 5.49. Sämtliche Kräfte werden nur von den Vorderreifen aufgebracht. Die

²⁰Zu den Indizes: n steht für f Vorder- bzw. r Hinterachse und W für den Radaufstandspunkt, also hier für den Einzelreifen.

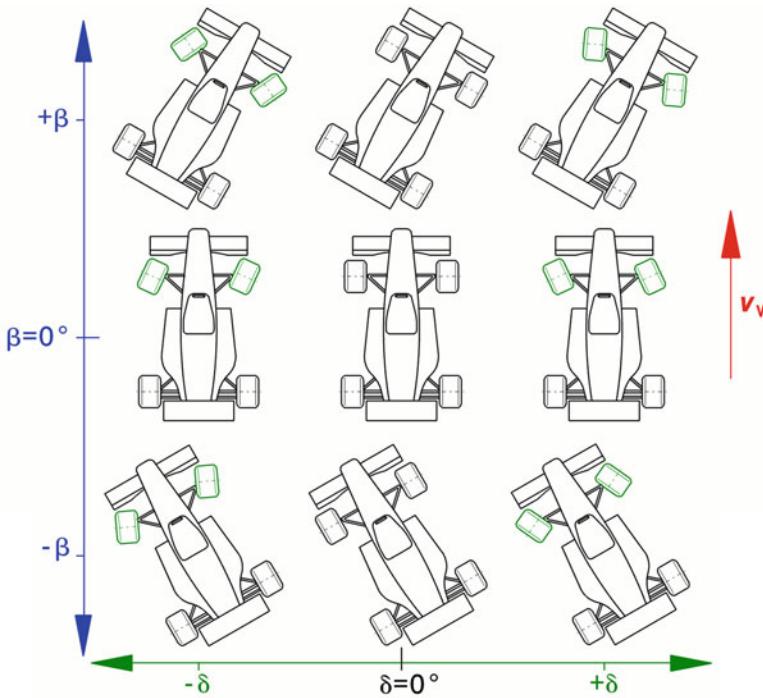


Abb. 5.47 Kombinationen der Parameter eines MMM-Diagramms

Die Stellung eines Fahrzeugs wird basierend auf allen denkbaren Kombinationen von Schwimmwinkel und Lenkwinkel dargestellt

v_V Vektor der Fahrzeuggeschwindigkeit

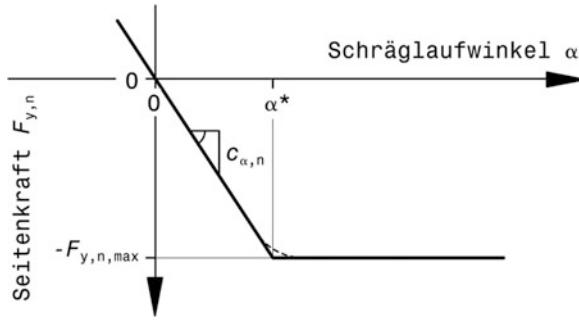
Koordinaten der Endpunkte V und V' werden durch die max. Querbeschleunigung bzw. das Giermoment bestimmt:

$$A_{y,\max,f} = \pm \frac{F_{y,\max,f}}{m_{V,t}g} = \pm \frac{c_{\alpha,f}\alpha_f^*}{m_{V,t}g} \quad (5.34)$$

$$C_{M,\max,f} = \pm \frac{F_{y,\max,f}l_f}{m_{V,t}gl} \quad (5.35)$$

$A_{y,\max,f}$	max. Querbeschleunigung durch Vorderachse, g
$C_{M,\max,f}$	max. Giermomentbeiwert der Vorderachse <i>yawing moment coefficient</i> , -
$F_{y,\max,f}, \alpha^*_f, c_{\alpha,f}$	Werte aus dem Reifenmodell der Vorderachse, vgl. Abb. 5.48. Anm.: c_{α} ist für positive α negativ im vorgestellten Koordinatensystem.

Sinngemäß gilt für die Konstruktionsgerade der Hinterachse (rot strichliert) sowie den Koordinaten ihrer Endpunkten R und R' (die Indizes und die Vorzeichen müssen angepasst werden):

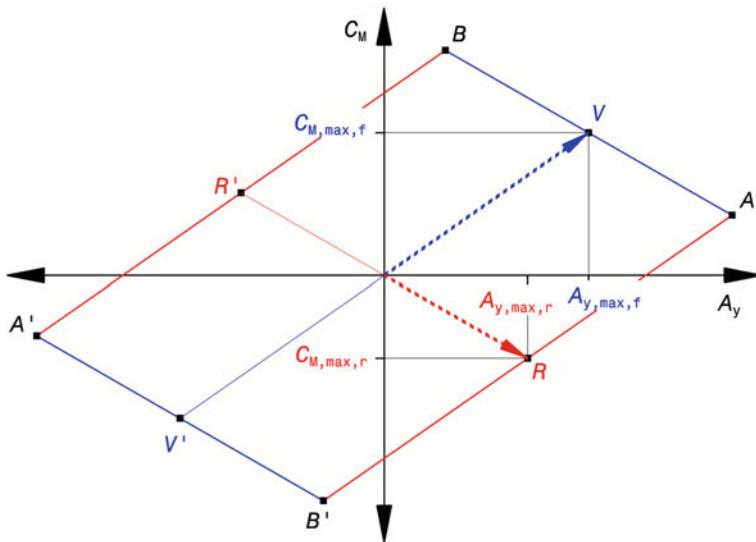
**Abb. 5.48** Linearisiertes Achsmodell

Das Modell basiert auf einem einfachen Reifenmodell, indem die Seitenkräfte zweier Reifen ohne Radlastverlagerung addiert werden (also: $c_{\text{Achse}} = 2c_{\text{Reifen}}$)

Die Kennlinie setzt sich im negativen Schräglauftwinkel-Bereich punktsymmetrisch zum Ursprung fort. Der Seitenkraftbeiwert $c_{\alpha,n}$ (*cornering stiffness*) ist die Steigung im Bereich $\pm\alpha^*$. Die Orientierung der Seitenkraft passt zu der Vorzeichenvereinbarung der Schräglauftwinkel, siehe z. B. Abb. 5.46

Im linearen Bereich gilt: $F_{y,n} = c_{\alpha,n}\alpha$

$F_{y,n}$ Seitenkraft einer Achse ($= 2F_{W,y}$), N. $c_{\alpha,n}$ Seitenkraftbeiwert N/rad, α Schräglauftwinkel, rad

**Abb. 5.49** Zur Konstruktion der Einhüllenden eines MMM-Diagramms

$$A_{y,\max,r} = \pm \frac{F_{y,\max,r}}{m_{V,tg}} = \pm \frac{c_{\alpha,r} \alpha_r^*}{m_{V,tg}} \quad (5.36)$$

$$C_{M,\max,r} = \mp \frac{F_{y,\max,r} l_r}{m_{V,t} g l} \quad (5.37)$$

$A_{y,\max,r}$ max. Querbeschleunigung durch Hinterachse, g

Durch vektorielle Addition der Ortsvektoren V plus R bzw. R minus V (bzw. plus V') usw. folgen die Eckpunkte der Einhüllenden A , B , A' und B' .

Die Steigungen der beiden Konstruktionsgeraden ergeben sich für dieses Fahrzeugmodell zu:

$$\frac{\Delta C_{M,f}}{\Delta A_{y,f}} = \frac{C_{M,\max,f}}{A_{Y,\max,f}} = \frac{l_f}{l} \quad (5.38)$$

$$\frac{\Delta C_{M,r}}{\Delta A_{y,r}} = -\frac{C_{M,\max,r}}{A_{Y,\max,r}} = -\frac{l_r}{l} \quad (5.39)$$

Die Steigung beider Geraden hängt also nur vom Radstand und der Achslastverteilung (Längslage des Fahrzeugschwerpunkts) ab.

Für ein linearisiertes Einspurmodell gelten folgende Beziehungen zwischen den Schräglauwinkeln und den Diagramm-Parametern [11], und Abb. 5.18:

$$\alpha_f = -\beta + \delta - \frac{l_f}{R} \quad (5.40)$$

$$\alpha_r = -\beta + \frac{l_r}{R} \quad (5.41)$$

α_f, α_r Schräglauwinkel vorne bzw. hinten, rad

β Schwimmwinkel, rad

δ Lenkwinkel (Einschlag der Vorderräder), rad

R Radius der Schwerpunktbahnen, m

l_f, l_r Lage des Fahrzeugschwerpunkts, m

Für die Konstruktionsgerade der Vorderachse ($\alpha_r = 0$) gilt dadurch auch $\beta = l_r/R = 0$ (die Situation „Vorderräder allein übertragen Seitenkraft“ tritt nur bei Geradeausfahrt auf: $R = \infty$) und für jene der Hinterachse ($\alpha_f = 0$) $\delta = \beta + l_f/R = \beta$. Für die horizontale Achse gilt $\alpha_f = \alpha_r$ und daraus folgt $\delta_x = l/R$. Die horizontale Achse repräsentiert also den Ackermannwinkel²¹ δ_A , vgl. (2.9), und damit das neutrale Fahrverhalten.

²¹Der Winkel beschreibt den kinematisch erforderlichen Rad-Lenkinkel für das Befahren einer Kurve und wird u. a. beim Eigenlenkgradient gebraucht.

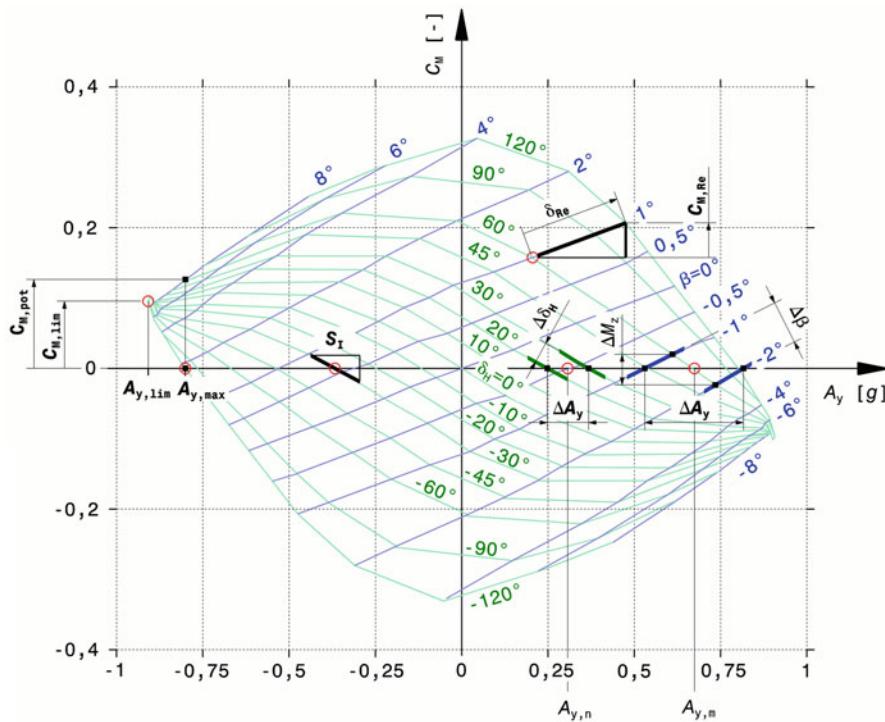


Abb. 5.50 Kennwerte aus einem MMM-Diagramm

Die betrachteten Fahrzustände sind durch rote Kreise gekennzeichnet. $A_{y,max}$ konstant fahrbare Querbeschleunigung *trimmed lateral acceleration*, $A_{y,lim}$ Querbeschleunigung im Grenzbereich *lateral acceleration at the limit*, $C_{M,lim}$ Giermoment im Grenzbereich *yaw moment at the limit*, S_I Richtungsstabilität *stability index*, δ_{Re} Lenkwinkelreserve *available steer*, $C_{M,Re}$ Lenkbarkeit *available control*

Folgende Kennzahlen können aus einem MMM-Diagramm abgelesen bzw. ermittelt werden, Abb. 5.50:

Maximale, dauerhaft (stationär) **fahrbare Querbeschleunigung** $A_{y,max}$ *sustainable (trimmed) lateral acceleration*, und das mögliche Giermoment $C_{M,pot}$ der Achse mit höherem Seitenkraftpotenzial, siehe auch oben. Je nachdem, welche Achse noch ein Giermoment in der Situation aufbringen kann, verhält sich der Wagen untersteuernd (Hinterachse hat noch Seitenführungspotenzial) oder übersteuernd (Vorderachse kann Wagen noch um Hochachse drehen). Das Fahrzeug ist neutral, wenn beide Achse gleichzeitig an ihr Limit stoßen. In dem Fall ist $A_{y,max} = A_{y,lim}$.

Maximale, kurzzeitige **Querbeschleunigung im Grenzbereich** $A_{y,lim}$ *maximum lateral acceleration at the limit*, samt auftretendem Grenz-Giermoment $C_{M,lim}$, das das Fahrzeug im oder gegen den Kurvensinn dreht, also dazu führt, dass es sich eindreht (*terminal spin*) oder über die Vorderachse schiebt (*terminal plow*), siehe auch oben. Der Betrag dieses

Giermoments ist ein Maß für die Dreh-Tendenz (*spin tendency*) des Wagens im Grenzbereich. Je größer das im Kurvensinn drehende Grenzgiermoment (z. B. positives Moment in Linkskurve), desto agiler fährt sich der Wagen – auf Kosten der Stabilität und der fahrbaren Querbeschleunigung. Umgekehrt wächst die Stabilität mit größerem Grenzgiermoment gegen den Kurvensinn wirkend (z. B. negatives Moment in Linkskurve), allerdings ebenfalls zu Lasten der fahrbaren Querbeschleunigung.

Richtungsstabilität S_I *directional stability*: Das ist die Steigung $\Delta C_M / \Delta A_y$ der Kurven konstanten Radlenkwinkels δ im Schnittpunkt mit der horizontalen Achse (stationäres Gleichgewicht). Insbesondere die Steigung der Kurve $\delta = 0$ im Ursprung ist ein Maß für die Geradeausstabilität (*stability index*). Steiler nach unten bedeutet stabiler: Größeres rückdrehendes Giermoment ΔM_z bei lateraler Störung ΔF_y . Steigung nach oben heißt instabil. Gegenüber dem Eigenlenkgradienten hat die Richtungsstabilität den Vorteil, dass damit auch bei hohen Querbeschleunigungen eine Aussage über die Stabilität des Wagens gemacht werden kann.

Lenkempfindlichkeit S_H *Steering sensitivity*: Das ist der Quotient aus Änderung der Querbeschleunigung und der entsprechenden Lenkwinkeländerung. Für eine beliebige Querbeschleunigung $A_{y,n}$ können die benötigten Werte dem Diagramm entnommen werden:

$$S_H = \frac{\Delta A_y}{\Delta \delta_H} = \frac{A_{y,2} - A_{y,1}}{\delta_{H,2} - \delta_{H,1}} \quad (5.42)$$

S_H Lenkempfindlichkeit, g/\circ

$\delta_{H,1}, \delta_{H,2}$ Lenkradwinkel vor bzw. nach dem Manöver, \circ

$A_{y,1}, A_{y,2}$ Querbeschleunigung vor bzw. nach dem Manöver, g

Ist in einem Diagramm der Lenkwinkel δ eingetragen, so lässt sich der Lenkradwinkel δ_H über die Lenkübersetzung i_S ermitteln: $\delta_H = i_S \delta$.

Stabile Schwimmwinkel *trimmed sideslip*. Die Schnittpunkte der Linien konstanter Schwimmwinkel mit der horizontalen Achse A_y liefern Werte der stabilen Schwimmwinkel für die entsprechende Querbeschleunigung. Trägt man diese Schwimmwinkel über der Querbeschleunigung auf, erhält man ein Diagramm, das anschaulich die Änderung des Schwimmwinkels mit zunehmendem Lenkeinschlag²² zeigt.

²²Die Fahrgeschwindigkeit ist bei einem MMM-Diagramm konstant. Folglich bedeutet zunehmende Querbeschleunigung abnehmender Bahnradius.

Schwimmwinkelgradient *Sideslip Sensitivity*. Das ist der Quotient aus Schwimmwinkeländerung und der entsprechenden Änderung der Querbeschleunigung. Auch dafür können die Werte dem Diagramm entnommen werden:

$$S_\beta = \frac{\Delta\beta}{\Delta A_y} = \frac{\beta_2 - \beta_1}{A_{y,2} - A_{y,1}} \quad (5.43)$$

S_β Schwimmwinkelgradient, $^{\circ}/g$

β_1, β_2 Schwimmwinkel vor bzw. nach dem Manöver, $^{\circ}$

Aus dem Quotienten der Giermomentendifferenz und der Schwimmwinkeländerung wird ein Maß für die **Gierstabilität** gebildet: $\Delta M_z / \Delta\beta$. Stabil heißt in dem Zusammenhang, dass der Wagen auf eine Vergrößerung des Betrags des Schwimmwinkels mit einem rückdrehenden (schwimmwinkelverkleinenden) Giermoment antwortet (= positiver Quotient).

Eigenlenkgradient G_U *understeer gradient*. Das ist der Kehrwert der Lenkempfindlichkeit abzüglich des Ackermann-Gradienten (neutrales Fahrverhalten). Nach (6.42) ist der Eigenlenkgradient G_U :

$$G_U = \frac{d\delta_H}{dA_y} \frac{1}{i_S} - \frac{l \cdot g}{v^2} \frac{180^{\circ}}{\pi} = \frac{1}{S_H} \frac{1}{i_S} - \frac{l \cdot g}{v^2} \frac{180^{\circ}}{\pi} \quad (5.44)$$

G_U Eigenlenkgradient, $^{\circ}/g$

i_S Lenkübersetzung, -

l Radstand, m

v Fahrgeschwindigkeit, m/s

Verlauf des Lenkwinkels bei stationärer Fahrt über der Querbeschleunigung. Die benötigten Wertepaare liefern die Schnittpunkte der Linien konstanten Lenkwinkels mit der horizontalen Achse A_y . Weil die Fahrgeschwindigkeit bei einem MMM-Diagramm konstant ist, erhält man so den Verlauf des Lenkwinkels bei konstanter Geschwindigkeit, vgl. z. B. Abb. 6.69.

Lenkwinkelreserve δ_{Re} *available steer*. Das ist der Lenkwinkel, der beim betrachteten Fahrzustand noch aufgebracht werden kann, bis die Traktionsgrenze der Vorderreifen erreicht wird.

Anlenkverhalten, Lenkbarkeit ($C_{M,Re} / \delta_{Re}$) *available control*. Das ist der Zuwachs an Giermoment $C_{M,Re}$, der durch das Ausnutzen der Lenkwinkelreserve aufgebaut wird. Bei verhältnismäßig geringen Zuwächsen kann dies von Fahrern als Untersteuern interpre-

tiert werden, weil der Wagen weniger heftig auf Lenkeingaben reagiert und nur eine kaum wahrnehmbare Gierbeschleunigung hervorgerufen wird [24].

Die Gierbeschleunigung kann über den Drallsatz direkt aus den Diagrammwerten ermittelt werden:

$$\dot{\omega} = \frac{M_z}{J_{V,z}} = \frac{C_M m_{V,t} g l}{J_{V,z}} \quad (5.45)$$

$\dot{\omega}$ Gierbeschleunigung, s^{-2} . $\dot{\omega} = \ddot{\psi} + \ddot{\beta}$
 $J_{V,z}$ Massenträgheitsmoment des Gesamtfahrzeugs um die z -Achse, kgm^2

Zur Beurteilung von Rennfahrzeugen ist vor allem der Bereich hoher Querbeschleunigungen interessant, also die linke und rechte „Ecke“ des fahrbaren Bereichs.

Allgemein verändert sich das MMM-Diagramm mit der Fahrzeuggeschwindigkeit. Gründe dafür sind aerodynamische Abtriebskräfte (Erhöhung der Radlasten), Luftwiderstand (Verlagerung der Achslastverteilung nach hinten) und kinematische sowie elastische Einflüsse auf das Fahrwerk.

Wie sich das Aussehen des Diagramms bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten verändert, demonstriert Abb. 5.51. Das Fahrzeug ist grundsätzlich so abgestimmt, dass es im Grenzbereich über die Vorderachse schiebt. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird der fahrbare Bereich größer: Das maximale Giermoment und die größte fahrbare Querbeschleunigung nehmen zu. Die Richtungsstabilität wird kleiner. Die Steuerbarkeit nimmt zu.

Die Erstellung eines vollständigen MMM-Diagramms ist eine typische Aufgabe für einen Computer, weil zahlreiche Iterationen erforderlich sind und bei einer Setup-Änderung sämtliche Rechenschritte wiederholt werden müssen. Nachstehend wird ein möglicher Algorithmus beschrieben, Abb. 5.52.

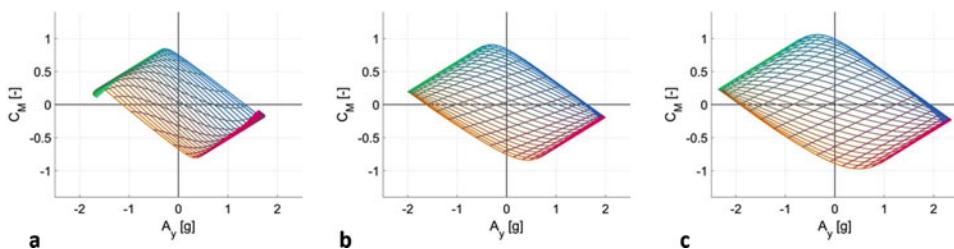
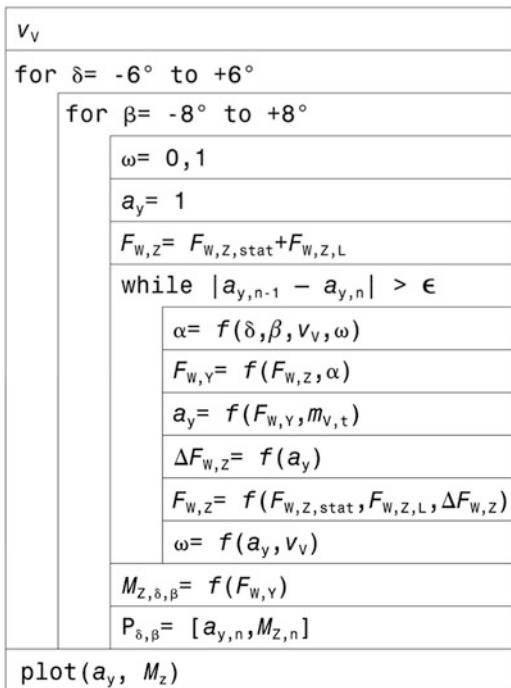


Abb. 5.51 MMM-Diagramme für drei unterschiedliche Fahrzeuggeschwindigkeiten
a $v_V = 50 \text{ km/h}$, **b** $v_V = 100 \text{ km/h}$, **c** $v_V = 150 \text{ km/h}$. Lenk- und Schwimmwinkel reichen von -6 bis $+6^\circ$ in $0,5^\circ$ -Schritten. Das Fahrzeug weist an Vorder- und Hinterachse 0° Sturz auf, die Aerobalance beträgt 46 % vorne

Abb. 5.52 Struktogramm des Berechnungsablaufs für ein MMM-Diagramm



Zunächst wird eine Fahrgeschwindigkeit v_v gewählt und für sinnvolle Paare von Lenkwinkel δ und Schwimmwinkel β die Berechnungen durchgeführt. Bei den jeweils ersten Iterationsschritten müssen für Gierrate ϖ und Querbeschleunigung a_y Werte angenommen werden. Ebenso können zunächst für die Radlasten $F_{w,z}$ nur die statischen Werte ergänzt um den aerodynamischen Abtrieb eingesetzt werden. Die Schräglaufwinkel α der einzelnen Reifen ergeben sich auf Grund von kinematischen Zusammenhängen. Ein phänomenologisches Reifenmodell stellt einen analytischen Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel α sowie Radlast $F_{w,z}$ und Seitenkraft $F_{w,y}$ dar. Weil wiederum sämtliche Seitenkräfte $\Sigma F_{w,y}$ eine Querbeschleunigung a_y hervorrufen, die in Folge eine Radlastverlagerung $\Delta F_{w,z}$ nach sich zieht, muss die Berechnung dieser Werte solange wiederholt werden, bis die Differenz der Querbeschleunigungen zweier aufeinanderfolgenden Iterationen unter einem akzeptablen Toleranzwert ϵ liegt, z. B. $0,001 \text{ m/s}^2$. Passen die Werte von Schräglaufwinkel, Radlast und Seitenkraft zusammen, kann aus den Seitenkräften $F_{w,y}$ das resultierende Giermoment M_z errechnet werden. Damit liegt ein zusammengehöriges Punktpaar (Querbeschleunigung, Giermoment) für das Diagramm vor und die nächste Schleife kann für einen neuen Schwimmwinkelwert β durchgeführt werden. Liegen sämtliche Punktpaare vor, kann das Diagramm geplottet werden. Weit verbreitete Reifenmodelle sind z. B. die Magic Formula [12] und TMeasy [25]. Beide liefern eine analytische Funktion $F_y = f(F_z, \alpha)$, die eine mathematische Behandlung des Reifenverhaltens ermöglicht.

Folgende Gleichungen können für die notwendigen Berechnungen herangezogen werden. Der unbekannte Bahnradius R des Fahrzeugschwerpunkts folgt aus der Normalsbeschleunigung:

$$R = \frac{v_V^2}{a_y} \quad (5.46)$$

R Bahnradius, m

v_V Fahrzeuggeschwindigkeit, m/s

a_y Querbeschleunigung, m/s²

Die Schräglaufwinkel α der Reifen lassen sich durch die Komponenten der Geschwindigkeiten in den Radaufstandspunkten W in x - und y -Richtung bestimmen, siehe auch Abb. 5.53.

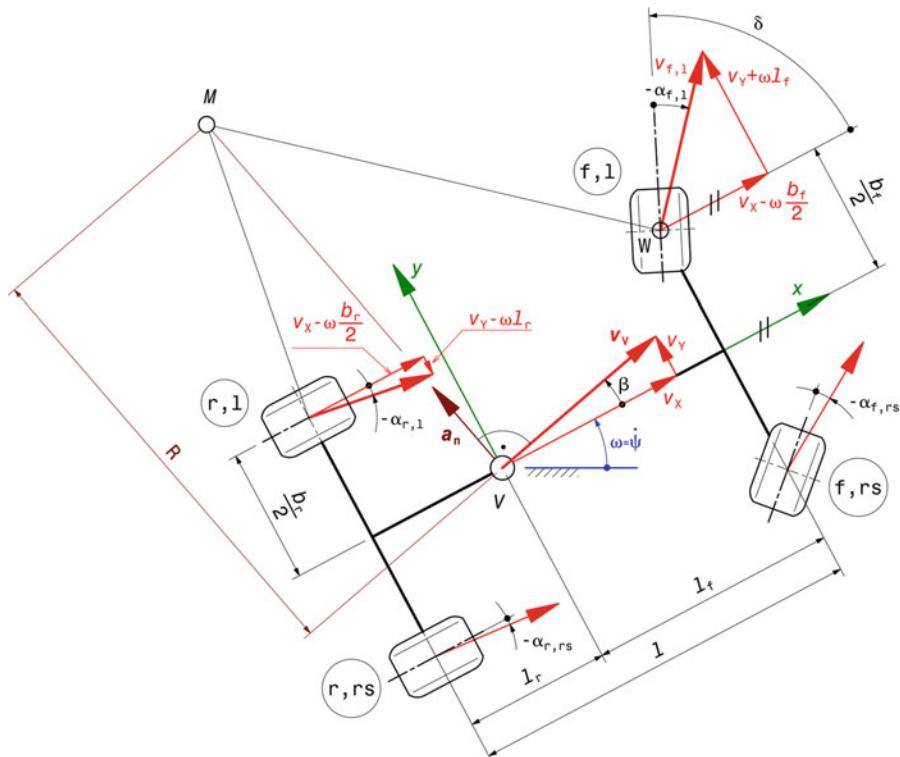


Abb. 5.53 Skizze zur Berechnung der Schräglaufwinkel
M Momentanpol, V Fahrzeugschwerpunkt, W Radaufstandspunkt. Zu den Vorzeichen der Winkel siehe auch Abb. 5.46 und 5.48

$$\alpha_W = \arctan\left(\frac{v_{W,Y}}{v_{W,X}}\right) \quad (5.47)$$

 v_W

Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt, m/s

Index W steht für jeden der vier Radaufstandspunkte, also f,l und f,rs sowie r,l und r,rs

Die Absolutgeschwindigkeiten der Radaufstandspunkte ergeben sich aus der Summe von Führungsgeschwindigkeit (= Geschwindigkeit des Schwerpunkts V) und der Relativgeschwindigkeit (= Drehung des Fahrzeugs um Schwerpunkt mit Gierrate ω). Die einzelnen Komponenten der Geschwindigkeiten lauten allgemein:

$$\begin{aligned} v_{W,X} &= v_{W,X,F} + v_{W,X,rel} = v_X + \omega x_{W,rel} \\ v_{W,Y} &= v_{W,Y,F} + v_{W,Y,rel} = v_Y + \omega y_{W,rel} \end{aligned} \quad (5.48)$$

mit $v_X = v_V \cos(\beta)$ und $v_Y = v_V \sin(\beta)$ v_F Führungsgeschwindigkeit, m/s v_{rel} Relativgeschwindigkeit, m/s $\omega = \dot{\psi}$ Gierrate, s^{-1} $x_{W,rel}$, horizontale Abstände zwischen Radaufstandspunkten W und
 $y_{W,rel}$ Fahrzeugschwerpunkt VFür die einzelnen Reifen folgen deren Schräglauwinkel α_W damit zu:

$$\begin{aligned} \alpha_{f,l} &= -\left[\delta - \arctan\left(\frac{v_Y + \omega l_f}{v_X - \omega \frac{b_f}{2}}\right)\right] \\ \alpha_{f,rs} &= -\left[\delta - \arctan\left(\frac{v_Y + \omega l_f}{v_X + \omega \frac{b_f}{2}}\right)\right] \end{aligned} \quad (5.49)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{r,l} &= \arctan\left(\frac{v_Y - \omega l_r}{v_X - \omega \frac{b_r}{2}}\right) \\ \alpha_{r,rs} &= \arctan\left(\frac{v_Y - \omega l_r}{v_X + \omega \frac{b_r}{2}}\right) \end{aligned} \quad (5.50)$$

 b_f, b_r Spurweite vorne bzw. hinten, m l_f, l_r Abstand Vorder- bzw. Hinterachse zum Fahrzeugschwerpunkt, m

Mit Hilfe des gewählten Reifenmodells werden die Seitenführungskräfte an den einzelnen Rädern ermittelt.

$$F_{W,Y} = f(F_{W,Z}, \alpha_W)$$

Damit kann nun die Gegenrechnung stattfinden, ob die Querbeschleunigung zur Annahme passt, bzw. der Wert von a_y für die nächste Iteration festgelegt werden:

$$a_y = \frac{\Sigma F_{W,Y}}{m_{V,t}} \quad (5.51)$$

Die sich durch diese Querbeschleunigung einstellenden dynamischen Radlasten können z. B. einfach nach [26] berechnet werden:²³

$$F_{W,Z,f,l} = m_{V,t} \left(\frac{l_r}{l} g - \frac{h_{Bo}}{l} a_x \right) \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{Bo}}{b_f} \cdot \frac{a_y}{g} \right) + F_{W,Z,L} \quad (5.52)$$

$$F_{W,Z,f,rs} = m_{V,t} \left(\frac{l_r}{l} g - \frac{h_{Bo}}{l} a_x \right) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{Bo}}{b_f} \cdot \frac{a_y}{g} \right) + F_{W,Z,L}$$

$$F_{W,Z,r,l} = m_{V,t} \left(\frac{l_f}{l} g + \frac{h_{Bo}}{l} a_x \right) \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{Bo}}{b_r} \cdot \frac{a_y}{g} \right) + F_{W,Z,L} \quad (5.53)$$

$$F_{W,Z,r,rs} = m_{V,t} \left(\frac{l_f}{l} g + \frac{h_{Bo}}{l} a_x \right) \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{Bo}}{b_r} \cdot \frac{a_y}{g} \right) + F_{W,Z,L}$$

h_{Bo} Höhe des Fahrzeugschwerpunkts, m

l Radstand, m

a_x Längsbeschleunigung, m/s^2

$F_{W,Z,L}$ aerodynamischer Abtrieb pro Rad, N.

Anm.: Dieser wird i. A. an Vorder- und Hinterachse unterschiedlich sein.

Die tatsächliche Gierrate kann nun aus Querbeschleunigung und Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt werden:

$$\omega = \frac{a_y}{v_V} \quad (5.54)$$

Mit dieser Gierrate und den jüngst ermittelten Radlasten müssen die Schräglaufwinkel beim folgenden Schleifendurchlauf erneut berechnet werden. Diese Berechnungen werden solange wiederholt, bis aufeinanderfolgende Querbeschleunigungen sich nur um den gewünschten Wert unterscheiden.

Letztlich kann das gesuchte Giermoment, das bei der Querbeschleunigung a_y wirkt, aus den Seitenführungskräften gebildet werden:

²³Eine umfassendere Betrachtung findet sich im Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 2 *Radaufhängung*.

$$M_z = (F_{W,Y,f,l} + F_{W,Y,f,rs})l_f - (F_{W,Y,r,l} + F_{W,Y,r,rs})l_r \quad (5.55)$$

M_z Giermoment, N m

Verwendung von MMM-Diagrammen zur Fahrzeugabstimmung *Chassis Tuning by MMM Diagram*

Zum Vergleich der Auslegungen von unterschiedlichen Fahrzeugklassen sind drei MMM-Diagramme übereinandergelegt, Abb. 5.54. Gegenübergestellt werden ein Pkw, ein Rundstreckenfahrzeug und ein Rallyewagen in der Abstimmung für Schotterstrecken. Der Serien-Pkw ist bis zum Grenzbereich untersteuernd ausgelegt, damit er in jedem Fall stabil bleibt. Der Formelwagen für die Rundstrecke ist neutral ausgelegt, damit er größtmögliche Querbeschleunigungen erreicht. Für größte Geschwindigkeiten bevorzugen Fahrer hingegen ein stabiles Fahrzeug. Dafür wird auch der Rundstreckenwagen so eingestellt, dass er im Grenzbereich über die Vorderachse schiebt. Rallyefahrer hingegen bevorzugen ein vergleichsweise nervöses Fahrverhalten. Der Wagen ist so abgestimmt, dass er im Grenzbereich eine lose Hinterachse aufweist und so das Gieren im Kurvensinne unterstützt.

In Zusammenarbeit mit Fahrern können MMM-Diagramme unterstützend zum Erstellen eines Setups herangezogen werden. Der Renningenieur bespricht nach einer Testfahrt mit

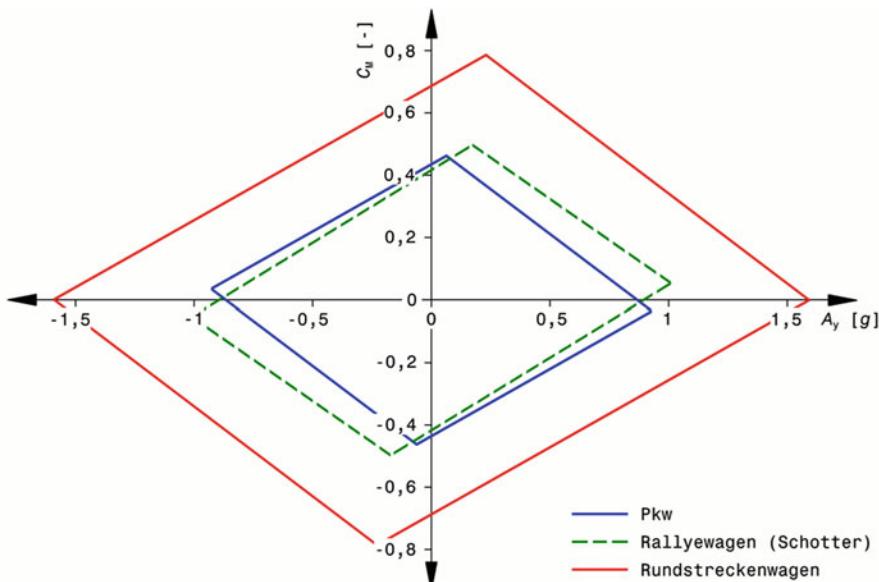
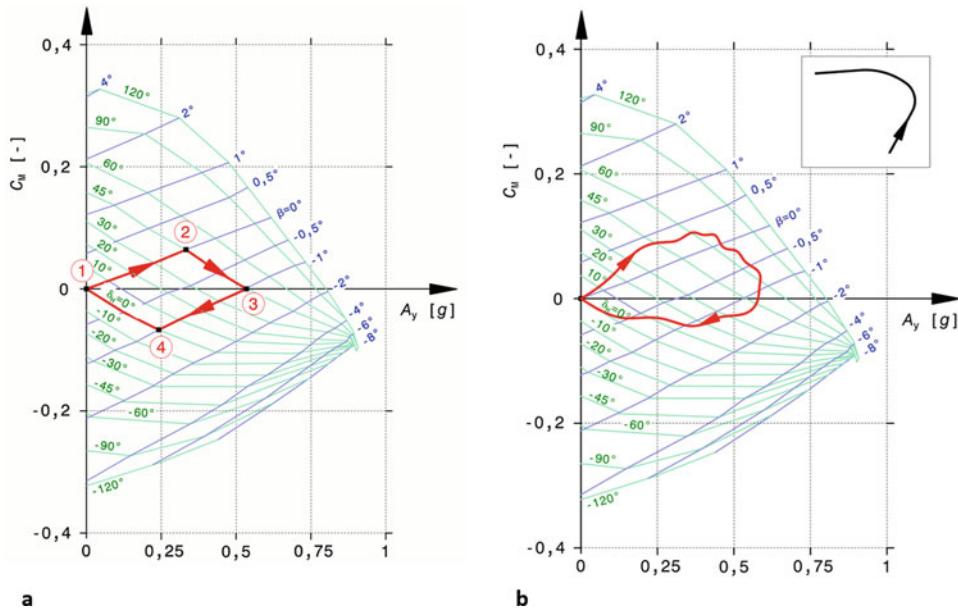


Abb. 5.54 Vergleich von grundsätzlichen Auslegungen dreier unterschiedlicher Fahrzeuge mittels MMM-Diagramms, nach [27]

**Abb. 5.55** Fahrmanöver in einem MMM-Diagramm

Dargestellt ist das Befahren einer Linkskurve. **a** Idealisierter Verlauf, **b** realer Verlauf

dem Fahrer das Verhalten des Wagens. Dabei werden Stabilität beim Bremsen und Einlenken sowie bei Unebenheiten ebenso erörtert wie das Lenkverhalten beim Kurveneingang und das Eigenlenkverhalten (Balance) in der Kurvenmitte bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten.

Zunächst sollen die wesentlichen Abschnitte einer Kurvenfahrt in einem MMM-Diagramm nachvollzogen werden, Abb. 5.55a. Beginnend bei der Geradeausfahrt (Punkt 1) wird das Lenkrad so rasch um 45° nach links eingeschlagen, dass der Wagen geradeaus weiterfährt, der Schwimmwinkel β bleibt also 0° . Bei festgehaltenem Lenkrad ($\delta_H = 45^\circ$) beginnt der Wagen zu gieren, bis er einen stabilen Zustand erreicht und das Giermoment verschwindet (Punkt 3). Das ist die Phase mit der höchsten Querbeschleunigung. Anschließend muss der Wagen wieder in die nächste Gerade zurückgedreht werden. Der Schwimmwinkel soll dabei wieder konstant bleiben, bis die Räder in Geradeausstellung stehen ($\delta_H = 0^\circ$, Punkt 4). Bei festgehaltenem Lenkrad klingt der Schwimmwinkel von -1° auf 0° ab und die Geradeausstellung ist wieder erreicht (Punkt 1). Tatsächlich verläuft ein solches Manöver fließend und anstelle der rautenförmigen Kurven ergibt sich ein stetiger, grob ellipsenförmiger Linienzug im MMM-Diagramm Abb. 5.55b. Dieser Verlauf ist nicht symmetrisch, weil der Kurveneingang einen kleineren Radius aufweist als der Ausgang. Zum Einlenken ist somit ein größeres Giermoment erforderlich um die nötige, größere Gierbeschleunigung aufzubauen als zum Zurücklenken.

Ziel beim Erarbeiten der Abstimmung ist es, charakteristische Werte für drei Kenngrößen zu erarbeiten, die auch bei einer Setup-Änderung gleich bleiben, d. h. auf die man sich bei Änderungen von Einstellungen beziehen kann. Die drei Kenngrößen sind

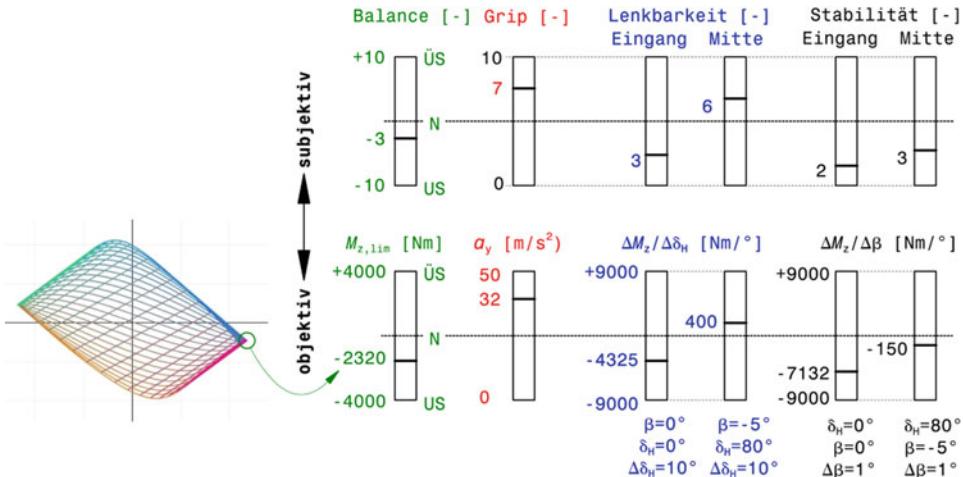


Abb. 5.56 Gegenüberstellung von Fahrerbeurteilung des Fahrverhaltens (subjektiv) und Bewertung durch Kenngrößen (objektiv)

ÜS übersteuernd, N neutralsteuernd, US untersteuernd

- Gierstabilität *yaw stability*
- Lenkbarkeit *control*
- Giermoment im Grenzbereich *limit balance*

Der Fahrer wird mit Zahlenwertangaben solcher Kennwerte nichts anfangen können. Daher ist es Aufgabe des Renningenieurs zwischen diesen objektiven Kennzahlen und dem subjektiven Empfinden des Fahrers zu vermitteln. Abb. 5.56 illustriert den Zusammenhang an einem Beispiel. Der Fahrer trägt nach einer Fahrt seine Eindrücke in ein dimensionsloses Schema ein (subjektiv, oben). Der Renningenieur vergleicht diese Angaben mit den entsprechenden Werten aus dem MMM-Diagramm (objektiv, unten). Balance am Limit entspricht dabei dem Giermoment im Grenzbereich. Grip ist die fahrbare Querbeschleunigung. Das Lenkverhalten am Kurveneingang ($\delta_H = 0^\circ$ und $\beta = 0^\circ$) und in der Kurvenmitte ($\delta_H = 80^\circ$ und $\beta = 5^\circ$) wird objektiv beschrieben durch den Giermomentzuwachs bei einer Lenkradwinkeländerung von $\Delta\delta_H = 10^\circ$ bei jeweils konstantem Schwimmwinkel. Die Gierstabilität beim Einlenken ($\delta_H = 0^\circ$ und $\beta = 0^\circ$), und im Kurvenscheitel ($\delta_H = 80^\circ$ und $\beta = -5^\circ$) wird in einen Zahlenwert transferiert durch die Giermomentänderung bei einer Änderung des Schwimmwinkels von $\Delta\beta = 1^\circ$ bei konstantem Lenkradwinkel.

Im nächsten Schritt wird überlegt, welche Änderungen am Wagen durchgeführt werden damit der Fahrer mit dem Fahrverhalten zufrieden ist. Beispielsweise könnte in diesem Beispiel die Lenkbarkeit im Kurveneingang verbessert werden. Der Renningenieur wird zunächst in seinem Fahrzeugmodell zur Berechnung des MMM-Diagramms an der Vorderachse Werte für Sturz oder Torsionsstabilisator ändern und die sich ergebenden Auswirkungen im Diagramm betrachten. Basierend auf den Fahrerwünschen fällt der Ingenieur die Entscheidung, welche Änderung tatsächlich am

Wagen durchgeführt werden soll. Im vorliegenden Fall möchte der Fahrer deutlich mehr Giermoment pro Lenkwinkel kurveneingangs haben. Der Ingenieur wird also jene Einstellung wählen, die das ermöglicht ohne (im Idealfall) die übrigen Kennwerte stark zu ändern. In der Kurvenmitte war der Fahrer ja mit der Lenkbarkeit einigermaßen zufrieden. Mit den durchgeführten Einstellungen am Wagen wird der Fahrer erneut auf die Strecke geschickt. Im Anschluss wiederholt sich der gesamte Vorgang, indem der Fahrer seine Eindrücke wieder in dem Schema zu Papier bringt. Der Ingenieur wiederum vergleicht diese Aussagen mit der Vorhersage des MMM-Diagramms und überlegt sich dann die nächste Änderung am Setup. Unterstützt wird er dabei von Einflussanalysen (siehe unten), die für das Fahrzeug vorliegen sollten. Die beschriebene Vorgehensweise ist also iterativ und es wird einige Durchgänge brauchen, bis ein zufriedenstellender Kompromiss für die gesamte Strecke gefunden worden ist.

Dazu ist zu erwähnen, dass die Aussagen zweier Fahrer zum selben Fahrzeug nicht unbedingt übereinstimmen müssen. Im Gegenteil: Durch subjektives Empfinden, persönliche Vorlieben, Fahrlinie und Fahrweise wird es mitunter auch zu gegensätzlichen Aussagen der Fahrer kommen. Allgemein kann festgehalten werden, dass abgesehen vom Fahrer Stabilität und Lenkverhalten fahrzeugabhängig sind, die Balance darüber hinaus auch eine Frage der Streckenverhältnisse ist. Letztlich muss das Setup auf den jeweiligen Fahrer zugeschnitten werden. Das Ziel ist jedoch immer dasselbe, nämlich möglichst hoher Grip bei Erhaltung der Fahrstabilität und guten Handlingseigenschaften.

Hat man ein Fahrzeugmodell erstellt und ein Computerprogramm zum Erzeugen eines MMM-Diagramms geschrieben, kann man Einflussanalysen für einzelne Setupparameter durchführen. Die Vergleichsgrundlage bildet dabei das Basis-Setup. Für Setupänderungen sind Abhängigkeiten der Kennwerte Lenkbarkeit, Stabilität, Giermoment im Grenzbereich

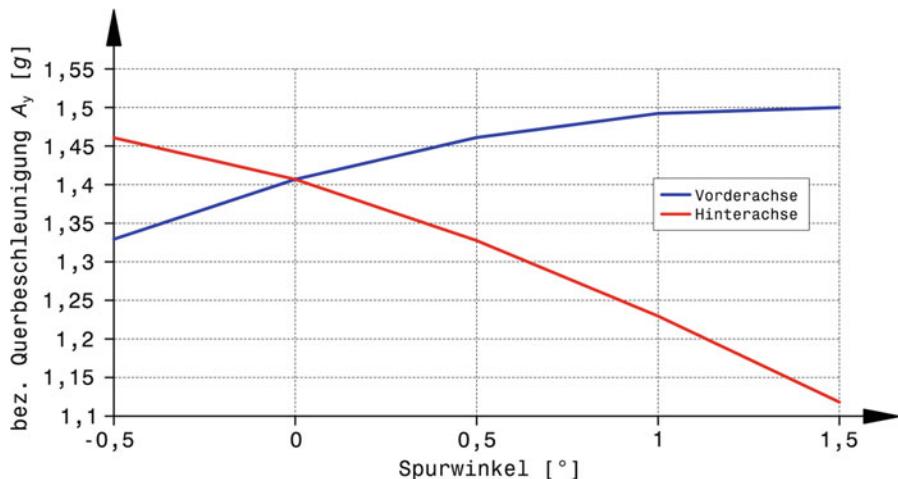


Abb. 5.57 Einfluss des Spurwinkels auf die maximal fahrbare Querbeschleunigung, [28]
Das Fahrzeug ist ein Formula-Student-Wagen im untersteuernden Basis-Setup für die Skidpad-Disziplin (stationäre Kreisfahrt). Die Spur wird von Nachspur ($-0,5^\circ$) bis Vorspur variiert

und max. Querbeschleunigung von Größen wie Radstand, Achslastverteilung, Fahrgeschwindigkeit, Aerobalance, Federsteifigkeiten, Torsionsstabilisatoren usw. interessant. Ein Beispiel für eine solche Studie liefert Abb. 5.57. Das Fahrzeug verhält sich im Basis-Setup untersteuernd. Ein Vorspurwert von $1,5^\circ$ an der Vorderachse trimmt den Wagen in Richtung Übersteuern und lässt ihn so neutral werden. Das ermöglicht eine Querbeschleunigung von $1,5\text{ g}$. An der Hinterachse verhält es sich umgekehrt: Eine leichte Nachspur verspricht die größte Querbeschleunigung. Die Nachspur der Hinterräder verändert das Fahrverhalten in Richtung neutral.

Übersichtlicher können in einem einzigen Diagramm mehrere Kennwerte verglichen werden, indem jeweils nur die Auswirkung einer Setup-Änderung aufgetragen wird. Für die Kennzahlen des klassischen Zielkonflikts „Grip oder Balance“ sind die Ergebnisse für ein Beispieldorfzeug in Abb. 5.58 zu sehen. Erwartungsgemäß ist der Einfluss von Stabilisatoren, Radsturz und Aufbaufedern auf das Fahrverhalten (Balance) am größten. Ebenso wirkt sich Verstellen von Sturzwinkeln und Stabilisatoren am augenscheinlichsten aus. Das Fahrzeug hat ein untersteuerndes Basissetup, deshalb erhöht eine wanksteifere Hinterachse (Stabilisator, Aufbaufeder, Wankzentrumshöhe) die fahrbare Querbeschleunigung, weil diese den Wagen in Richtung übersteuern verstellt und damit neutraler werden lässt (die Raute des fahrbaren Bereichs im MMM-Diagramm wird gegen den Uhrzeigersinn gedreht).

In einem weiteren Schritt können die Einflüsse zweier Größen in einem Diagramm zusammengestellt werden, indem ein Kennfeld eines dritten Kennwerts die Basis bildet (2,5-D-Diagramm). Abb. 5.59 demonstriert das an einem Beispiel. Die zwei kombinierten Größen sind die Steifigkeiten des vorderen bzw. hinteren Torsionsstabilisators. Das gemeinsame Kennfeld wird durch die Linien konstanter Balance gebildet.

Muss nun aus einem Grund ein Stabilisator verstellt werden, kann unmittelbar abgelesen werden, welcher Wert an dem anderen Stabilisator vorherrschen muss, damit der Wagen die gewünschte, selbe Balance beibehält. Ein denkbare Szenario wäre, dass das Lenkverhalten in langsamen Kurven zu träge war und dies mit einem steiferen Stabilisator behoben wurde. Nun war aber die Balance verstellt, mit der der Fahrer jedoch zufrieden war. Mit einer Verstellung allein wird es aber in der Regel nicht getan sein, im Gegenteil. Durch das Verstellen eines Wertes wird oft ein unerwünschter Nebeneffekt erzielt, der nun mit einer weiteren Verstellung eines anderen Kennwerts kompensiert werden muss. Dies zieht unter Umständen weitere Veränderungen im Fahrverhalten nach sich. Und das Spiel beginnt von vorne, allerdings mit einer verbesserten Ausgangssituation, weil das Fahrverhalten bereits in die gewünschte Richtung gedrängt wurde. Das Ausmaß der Verstellung wird somit bei jeder Iteration kleiner werden, bis das gewünschte Verhalten erreicht ist.

Ein typisches Beispiel folgt, wenn der Sturz der Vorderräder auf einer griffigen Strecke zurückgenommen werden muss, weil der Reifenverschleiß zu groß geworden ist. Die dadurch gestörte Balance muss nun z. B. mit dem vorderen Stabilisator repariert werden. Ein anderer Fall entsteht durch den Unterschied zwischen schnellen und langsamen Kurven. Die Aerobalance für eine schnelle Kurve muss nicht unbedingt auch die passende in einer langsamen sein. Das Erstellen des Setups ist also nicht nur ein iterativer Prozess, sondern auch ein kompromissbehafteter.

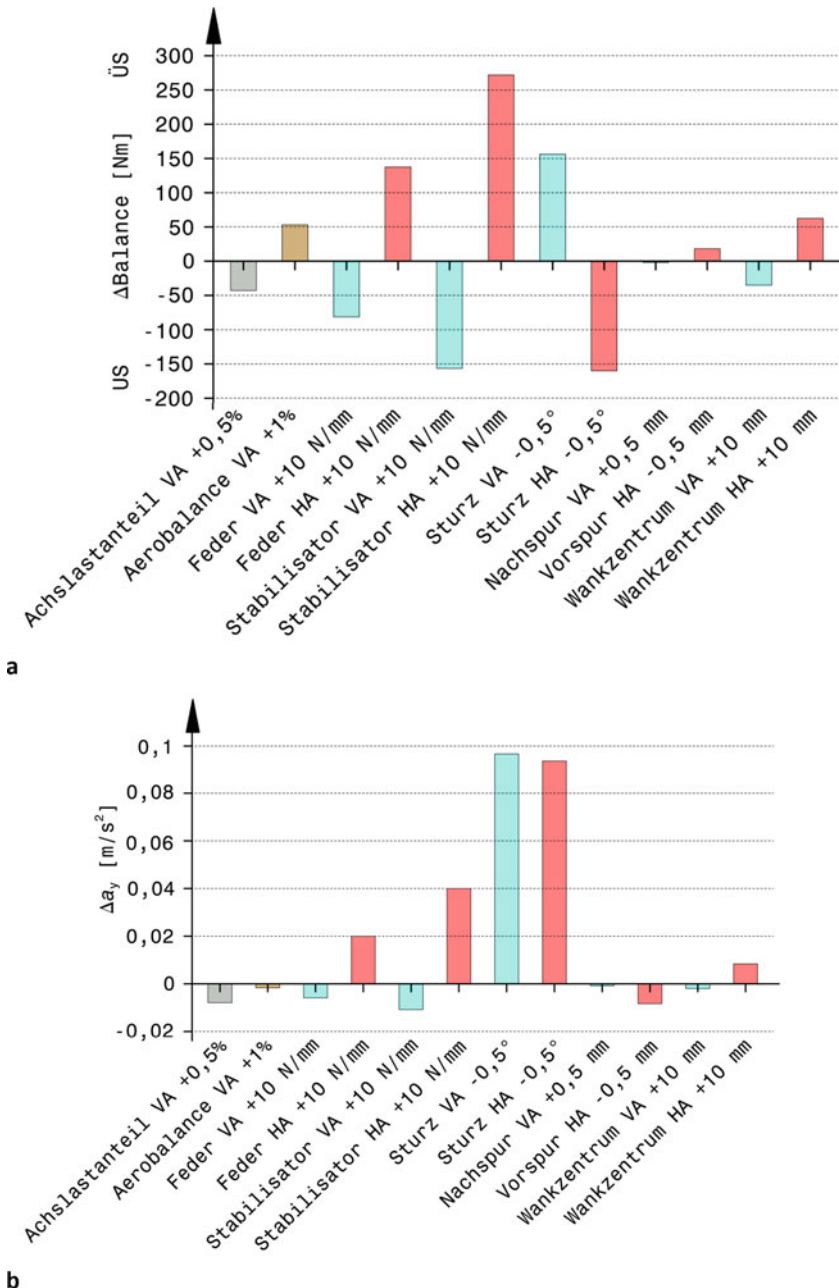


Abb. 5.58 Beispiel einer Einflussanalyse basierend auf MMM, nach [29]

a Balance-Änderung (Grenzgiermoment), b Grip-Änderung (Querbeschleunigung a_y)

VA Vorderachse, HA Hinterachse. Diese Beispiele gelten streng genommen nur für das untersuchte Fahrzeug mit der gewählten Bereifung bei einer bestimmten Geschwindigkeit. Dennoch lassen sich typische, ausgeprägte Tendenzen, die für die meisten (Rundstrecken-)Rennfahrzeuge gelten, deutlich erkennen

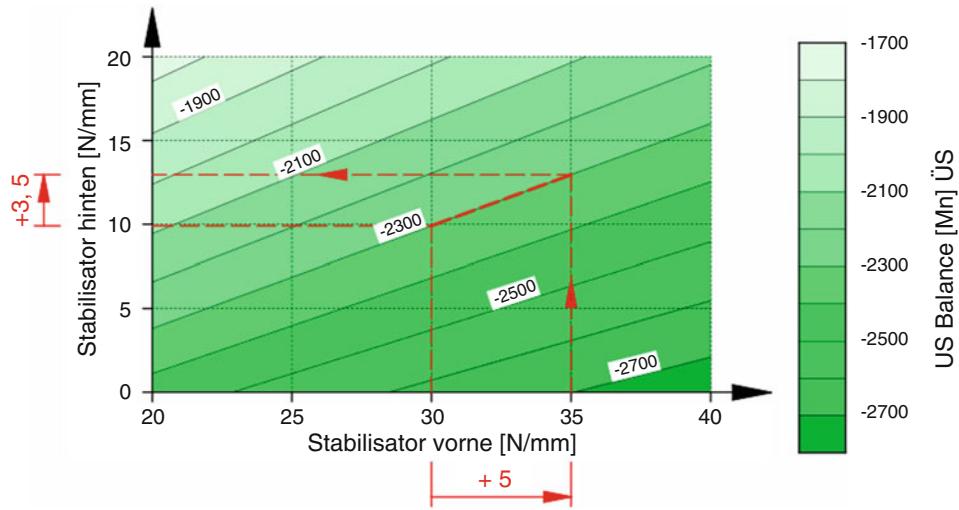


Abb. 5.59 Beispiel für das Zusammenwirken des vorderen und hinteren Stabilisators basierend auf dem Grenzgiermoment (Balance)

US ... untersteuernd, ÜS ... übersteuernd

Ablesebeispiel: Wird der vordere Stabilisator um 5 N/mm härter eingestellt, so muss der hintere um 3,5 N/mm steifer werden, soll der Wagen dieselbe Balance von -2300 N m Grenzgiermoment behalten

Handling-Kennfeld **Handling Map**

Während das MMM-Diagramm einen stationären (eingeschwungenen) Zustand beschreibt, bietet das Handling-Kennfeld eine Möglichkeit das dynamische (instationäre) Verhalten des Fahrzeugs zu untersuchen. Ein Handling-Kennfeld beschreibt die Reaktion des Wagens auf eine Lenkeingabe für Schwimmwinkel-Lenkinkel-Paare bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit. Es stellt somit eine Ergänzung zum MMM-Diagramm dar. Abb. 5.60 zeigt ein Beispiel eines Handling-Kennfelds.

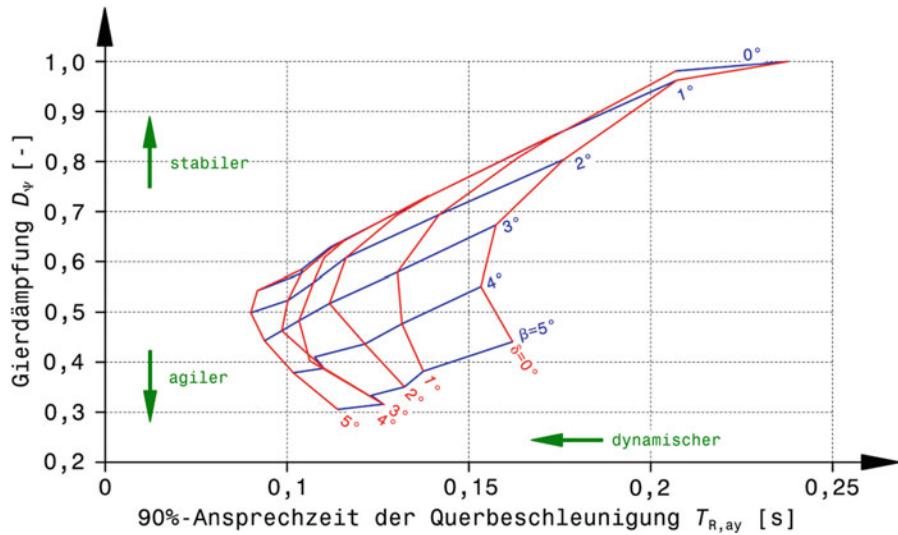
Die Achsenwerte sind die 90%-Ansprechzeit der Querbeschleunigung $T_{R,ay}$ (siehe Abb. 6.71) und die Gierdämpfung D_Ψ . Die Parameter sind wie beim MMM-Diagramm der Lenkwinkel δ und der Schwimmwinkel β . Die Wertepaare zur Diagrammerstellung können durch Simulation oder Messung ermittelt werden. Die Messung der Ansprechzeit wird im Abschn. 6.2.4 *Fahrversuch* beschrieben. Aus den Messwerten lässt sich auch die Gierdämpfung errechnen:

$$D_\Psi = \sqrt{\frac{(\ln \Phi_\Psi)^2}{\pi^2 + (\ln \Phi_\Psi)^2}} \quad (5.56)$$

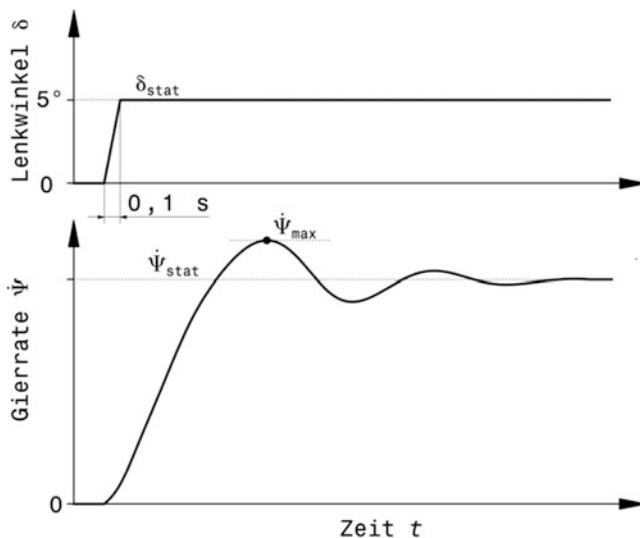
D_Ψ Gierdämpfung, -

Φ_Ψ Überschwingverhältnis, -.

$$\Phi_\Psi = \frac{\dot{\Psi}_{\max}}{\dot{\Psi}_{\text{stat}}} \quad \text{siehe Abb. 5.61}$$

**Abb. 5.60** Handling-Kennfeld, nach [15]

Diese Kennfeld gilt für ein Formula-Student-Fahrzeug bei 90 km/h

**Abb. 5.61** Ermittlung der Gierdämpfung (yaw damping)

Durch einen Lenkwinkelsprung (*step steer*) von 0° auf δ_{stat} (stationärer Wert) stellt sich nach einigen Schwingungen eine stationäre Gierrate $\dot{\psi}_{stat}$ ein. Durch die Anregung der abrupten Lenkbewegung kommt es zunächst zu einem Überschwingen (*overshoot*) auf einen Maximalwert $\dot{\psi}_{max}$. Der eingetragene Lenkwinkelanstieg $d\delta/dt = 50^\circ/s$ ist ein guter Wert für die Simulation und entspricht auch der Norm ISO 7401 (s. auch Abschn. 6.2.4), wobei $d\delta_H/dt = i_s \cdot d\delta/dt$

Bei einem Pkw wird bei 80 km/h ein Lenkwinkel δ_{stat} , der etwa $4 m/s^2$ Querbeschleunigung hervorruft, bei etwa 2 bis 4° liegen. Bei Rennfahrzeugen ist der erforderliche Winkel wegen der gezielt agilen Abstimmung kleiner

Der zeitliche Verlauf der Gierrate lässt sich auch analytisch ermitteln. Für ein Einspurmodell (siehe Abschn. *MMM als Hilfsmittel zur Fahrzeugabstimmung*) ergibt sich die Fahrzeugreaktion auf einen idealen (d. h. in 0 s) Lenkwinkelsprung von 0 auf δ_{stat} zu [8]:

$$\dot{\Psi} = \delta_{\text{stat}} \left(\frac{\dot{\Psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} \left[1 - e^{-\sigma t} \left(\cos \omega_{\Psi} t + \frac{D_{\Psi} + T_Z \omega_{\Psi,0}}{\sqrt{1 - D_{\Psi}^2}} \sin \omega_{\Psi} t \right) \right] \quad (5.57)$$

$\dot{\Psi}$ Gierrate, rad/s. Index stat für stationär. 1 rad = $180^\circ/\pi \approx 57,3^\circ$

δ Lenkwinkel, rad. $\delta = \frac{\delta_H}{i_s}$. i_s Lenkübersetzung, -.

σ Abklingkonstante, 1/s. Siehe (5.59)

ω_X Giereigenfrequenz, 1/s. Siehe (5.61)

$\omega_{X,0}$ ungedämpfte Giereigenfrequenz, 1/s. Siehe (5.60)

T_Z Zählerzeitkonstante, s. Siehe (5.62)

Der sich nach einigen Schwingungen letztlich einstellende stationäre Wert des Gierverstärkungsfaktors ist:

$$\left(\frac{\dot{\Psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v_V c_{\alpha,f} c_{\alpha,r} l}{2c_{\alpha,r}^2 l_r^2 - m_{V,t} v_V^2 (c_{\alpha,f} l_f - c_{\alpha,r} l_r) + c_{\alpha,f} c_{\alpha,r} (l_f^2 + l_r^2)} \quad (5.58)$$

$\left(\frac{\dot{\Psi}}{\delta} \right)_{\text{stat}}$ Stationärwert der Gierverstärkung, $\frac{\text{rad/s}}{\text{rad}} = \frac{1}{s}$

Die Abklingkonstante ist:

$$\sigma = \frac{m_{V,t} (c_{\alpha,f} l_f^2 + c_{\alpha,r} l_r^2) + J_{V,z} (c_{\alpha,f} + c_{\alpha,r})}{2J_{V,z} m_{V,t} v_V} \quad (5.59)$$

$c_{\alpha,f}$ bzw. r Schräglaufrsteifigkeit der Vorder- bzw. Hinterachse, N/rad. Siehe Abb. 5.48.

l_f, l_r Lage des Fahrzeugschwerpunkts, m. Siehe Abb. 5.53.

$m_{V,t}$ Fahrzeuggesamtmasse, kg

$J_{V,z}$ Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs um die z-Achse (durch Schwerpunkt V), auch Gierträgheitsmoment genannt, kgm^2

v_V Fahrgeschwindigkeit, m/s

Die ungedämpfte Giereigenfrequenz ist:

$$\omega_{\Psi,0} = \sqrt{\frac{m_{V,t} v_V^2 (c_{\alpha,r} l_r - c_{\alpha,f} l_f) + c_{\alpha,f} c_{\alpha,r} l^2}{J_{V,z} m_{V,t} v_V^2}} \quad (5.60)$$

l Radstand, m. $l = l_f + l_r$

Eine hohe Eigenfrequenz führt zu einem agilen Fahrzeug, dessen Ansprechzeiten kurz sind. Allgemein sollte daher für Rennfahrzeuge das Verhältnis l^2/i_z^2 groß sein (mit dem Trägheitsradius i_z : $i_z^2 = J_{V,z}/m_{V,t}$). Typische Werte für l^2/i_z^2 reichen von 3 für große Pkw, über 5 für Sportwagen zu 7,5 für Formel-1-Wagen [7].

Die gedämpfte Giereigenfrequenz folgt aus der ungedämpften durch die Gierdämpfung:

$$\omega_\Psi = \omega_{\Psi,0} \sqrt{1 - D_\Psi^2} \quad (5.61)$$

mit $D_\Psi = \frac{\sigma}{\omega_{\Psi,0}}$

Die Gierdämpfung wird also neben der Fahrzeugmasse und dem Gierträgheitsmoment beeinflusst von den Seitenkraftbewerten der Reifen (hier repräsentiert durch die Schräglauftiefeigkeiten der Achsen) und der Achslastaufteilung (Maße l_f bzw. l_r). Je größer die Seitenkraftbewerte der Reifen desto stärker die Dämpfung. Dasselbe gilt für den Radstand.

Die Zählerzeitkonstante ist:

$$T_Z = \frac{m_{V,t} v_V l_f}{c_{\alpha,r} l} \quad (5.62)$$

Für einem (idealen) Lenkwinkelsprung $\delta_{\text{stat}} [\delta(t) = 0 \text{ für } t \leq 0 \text{ und } \delta(t) = \delta_{\text{stat}} \text{ für } t > 0]$ und (5.57) kann der Verlauf der Gierrate über der Zeit t berechnet werden.

Abb. 5.62 zeigt den resultierenden Verlauf der Giereigenfrequenz über der Fahrgeschwindigkeit. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit nimmt die ungedämpfte Frequenz ab. Bei untersteuerndem Verhalten wird sie allerdings nie Null. Bei übersteuernden Fahrzeugen erreicht der Wert tatsächlich Null – bei der sog. kritischen Geschwindigkeit (hier 270,5 km/h). Das Formel-1-Fahrzeug ist überdämpft ausgelegt und seine gedämpfte Giereigenfrequenz ist – wie auch beim übersteuernden Pkw – praktisch Null über dem gesamten Geschwindigkeitsbereich. Es reagiert sehr rasch auf Lenkeingaben und ohne Überschwinger.

Auch die Gierdämpfung nimmt über der Geschwindigkeit ab, Abb. 5.63. Dämpfung Null bedeutet, dass die Fahrzeugbewegungen nach einer Gieranregung nicht mehr abklingen und ungedämpft weiterschwingen – das Fahrzeug ist nicht mehr kursstabil. Man erkennt auch in diesem Diagramm, dass der Verlauf des übersteuernden Pkw letztlich Null erreicht, während jener des untersteuernden einen Wert über Null anstrebt.

Die Gierdämpfung des Formel-1-Wagens bleibt im betrachteten Geschwindigkeitsbereich stets über 1 – das Fahrzeug wird also leicht überdämpft betrieben, ist im Grunde jedoch neutralsteuernd ($D_\Psi = 1$).

Mit diesen beiden Größen lassen sich typische Auslegungsbereiche von Fahrzeugen hinsichtlich der Fahrzeugreaktion auf Lenkeingaben quantitativ abstecken, Abb. 5.64. Ein Serien-Pkw weist eine ungedämpfte Giereigenfrequenz im Bereich von 2 bis 4 Hz auf und wird relativ stark gedämpft, damit er auch bei höheren Fahrgeschwindigkeiten (also abnehmender Dämpfung) für den Normalfahrer beherrschbar bleibt. Fahrzeuge mit hoher

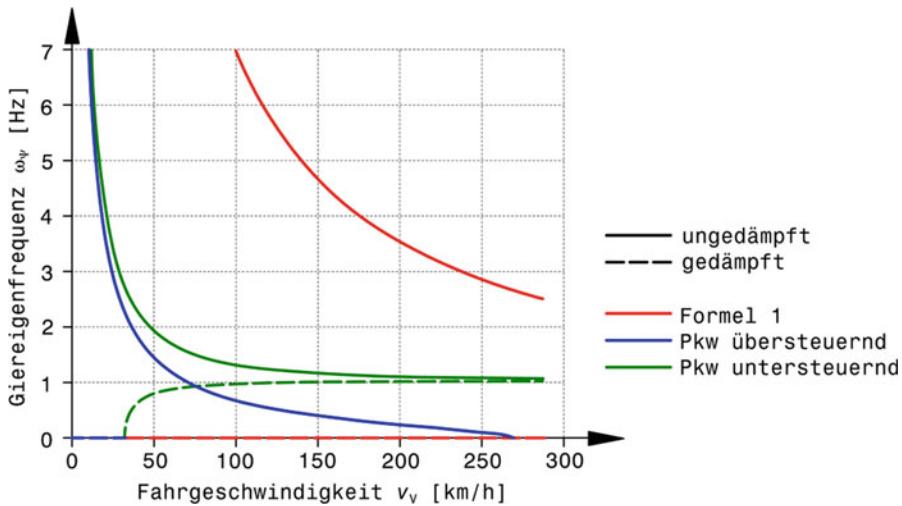


Abb. 5.62 Verlauf der Giereigenfrequenzen (*yaw natural frequency*) über der Fahrgeschwindigkeit für drei ausgewählte Fahrzeugtypen

Fahrzeugdaten:

Formel 1: $m_{V,t} = 780$ kg, $J_{V,z} = 870$ kgm 2 , $l = 2,901$ m, $l_f = 1,741$ m, $c_{\alpha,f} = 276.800$ N/rad, $c_{\alpha,r} = 429.730$ N/rad

Pkw unterst.: $m_{V,t} = 1550$ kg, $J_{V,z} = 2800$ kgm 2 , $l = 2,8$ m, $l_f = 1,344$ m, $c_{\alpha,f} = 75.000$ N/rad, $c_{\alpha,r} = 150.000$ N/rad

Pkw überst.: $m_{V,t} = 1550$ kg, $J_{V,z} = 2800$ kgm 2 , $l = 2,8$ m, $l_f = 1,792$ m, $c_{\alpha,f} = 75.000$ N/rad, $c_{\alpha,r} = 125.000$ N/rad

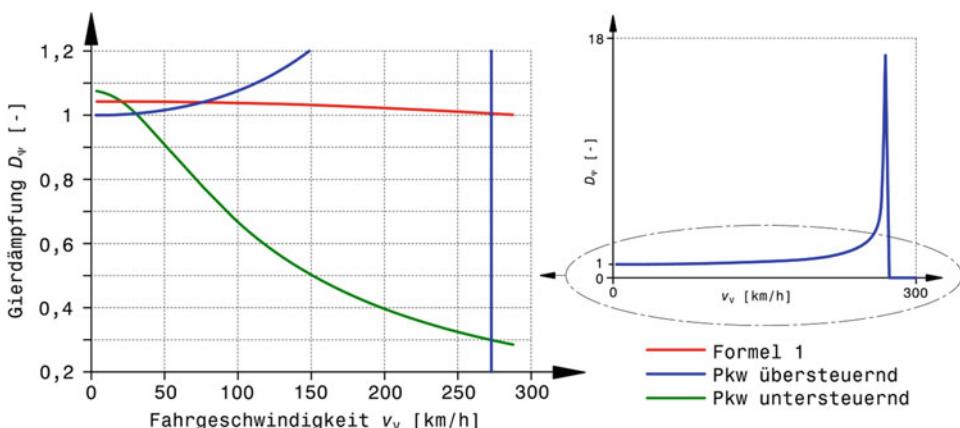


Abb. 5.63 Verlauf der Gierdämpfung über der Fahrgeschwindigkeit für drei ausgewählte Fahrzeugtypen

Das Diagramm *links* stellt einen Ausschnitt des *rechten* Diagramms dar

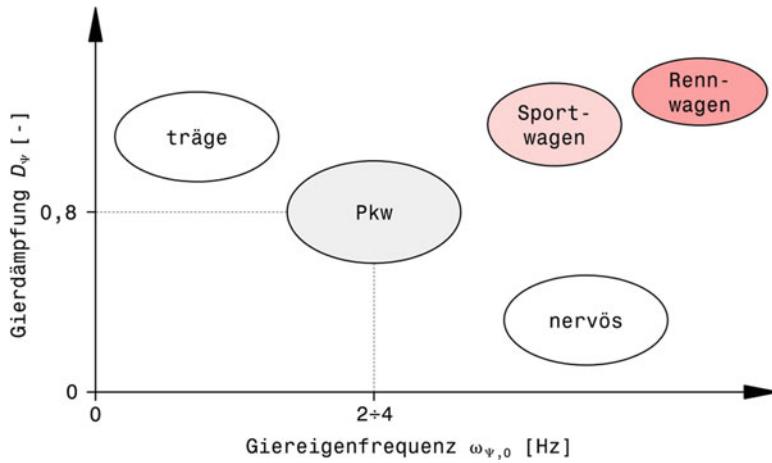


Abb. 5.64 Auslegungsbereiche in Bezug auf Gierverhalten, basierend auf [3]
Die Darstellung gilt für Geschwindigkeiten zwischen 20 und 30 m/s

Giereigenfrequenz bewegen sich zwar agil, bedürfen jedoch einer starken Dämpfung, damit sie für den Fahrer nicht zu nervös wirken. Rennfahrzeuge sollen agil sein, benötigen aber für den menschlichen Fahrer, der ab einer gewissen Frequenz zu träge reagiert und/oder das Lenkrad zu langsam betätigt (und dadurch u. U. die Gierbewegungen nur noch vergrößert), ein sehr hohes Maß an Dämpfung.

Für die Simulation der Diagrammwerte des Handling-Kennfelds wird noch der Verlauf der Querbeschleunigung a_y über der Zeit t nach einem idealen Lenkwinkelsprung von 0 auf δ_{stat} benötigt. Für ein Einspurmodell errechnet sich dieser aus:

$$a_y = \delta_{\text{stat}} \left(\frac{a_y}{\delta} \right)_{\text{stat}} \left[1 + \left(T_{Z2} \omega_{\psi,0}^2 - 1 \right) e^{-\sigma t} \left(\cos(\omega_{\psi} t) - \frac{\sigma - \omega_{\psi,0}^2 (T_{Z2} \sigma - T_{Z1})}{\omega_{\psi} (T_{Z2} \omega_{\psi,0}^2 - 1)} \sin(\omega_{\psi} t) \right) \right] \quad (5.63)$$

a_y Querbeschleunigung, m/s^2

Darin ist der Wert der sich nach einiger Zeit letztlich einstellenden Querbeschleunigung:

$$\left(\frac{a_y}{\delta} \right)_{\text{stat}} = \frac{v_V^2}{l \left(1 - \frac{m_{V,r} v_V^2 (c_{af} l_f - c_{ar} l_r)}{c_{af} c_{ar} l^2} \right)} \quad (5.64)$$

$\left(\frac{a_y}{\delta} \right)_{\text{stat}}$ Stationärwert von Querbeschleunigung pro Lenkwinkel, $\text{m}/\text{s}^2/\text{rad}$

Und die beiden Zeitkonstanten:

$$T_{Z1} = \frac{l}{v_V} \quad T_{Z2} = \frac{J_{V,z}}{c_{ar} l}$$

T_{Z1} Zeitkonstante 1, s
 T_{Z2} Zeitkonstante 2, s^2

Aus dem so errechneten zeitlichen Verlauf der Querbeschleunigung nach einem Lenkwinkelsprung kann die 90-%-Ansprechzeit $T_{R,ay}$ ermittelt werden.

Weitere Maßnahmen zur Abstimmung *Further Steps for Setting up*

Die Einflüsse einzelner Baugruppen und ihrer Einstellungen auf das Fahrverhalten sind zwar sehr vielschichtig und teilweise nicht unabhängig voneinander, dennoch sollen die Tab. 5.11, 5.12 und 5.13 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.
- Jede Änderung auch wieder zurücknehmen um sicher zu stellen, dass tatsächlich diese Änderung die beobachtete Auswirkung hervorgerufen hat (*back to back up*, A-B-A-Test).
- 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 [30].
- 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 Rundenzeit 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.

Tab. 5.11 Mögliche Maßnahmen zur Verbesserung des Fahrverhaltens, Kurvenfahrt: Untersteuern

Ort	Geschw.	Verhalten	Abhilfemaßnahmen
Kurveneingang	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).
Kurvenmitte	mittel		Vorspuränderung beim Federn prüfen (Federungslenken, 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.
Kurvenausgang			Ausfederweg vorne vergrößern. Anti-Squat hinten erhöhen. Federrate hinten vergrößern. Sperrwert Differenzial verringern.

Einstellungen dürfen jedoch nicht unabhängig voneinander gesehen werden. Im Gegen teil – viele Änderungen bewirken neben dem erwünschten Effekt auch einen anderen – womöglich unerwünscht, der zumindest durch eine Anpassung eines weiteren Stellhebels ausgeglichen werden muss. Tab. 5.14 stellt eine Auswahl gängiger Problemstellungen und ihrer möglichen Lösungen zusammen.

Tab. 5.12 Mögliche Maßnahmen zur Verbesserung des Fahrverhaltens, Kurvenfahrt: Übersteuern

Ort	Geschw.	Verhalten	Abhilfemaßnahmen
Kurveneingang		Wagen lenkt zu schnell ein (Gefahr eines Drehers)	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 (Federungslenken, Bump Steer).
	hoch		Abtrieb hinten vergrößern.
Kurvenmitte			Stabilisator vorne steifer. Federrate vorne höher. Dynamischen Radsturz hinten vergrößern.
	hoch		Abtrieb hinten vergrößern.
Kurvenausgang		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.

Setup-Tafel Set-up 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 Formular dient als Checkliste mit Ortsangaben. So kann keine Einstellung übersehen oder vergessen werden. Abb. 5.65 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.

Tab. 5.13 Mögliche Maßnahmen zur Verbesserung des Fahrverhaltens, Geradeausfahrt

Verhalten	Abhilfemaßnahmen
Wagen verhält sich nervös	Nachspur hinten verringern. Auf Vorspuränderung beim Federn prüfen (Federungslenken <i>Bump Steer</i>). 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 Drehern	Bremskraftanteil Hinterachse reduzieren. Anteil der Hinterachse an der Gesamtwankesteifigkeit reduzieren. Ausfederweg hinten vergrößern. Sturzwinkel hinten erhöhen. Stabilisator vorne auf Funktion prüfen. Beim Ausfedern hinten Räder in Vorspurstellung schwenken lassen (wenn Verhalten einstellbar).

Fahrereinfluss Driver's Influence

Bisher waren die Bemühungen in erster Linie auf das Fahrzeug und dessen Verbesserungen im Fahrverhalten ausgerichtet. Letztendlich kommt es jedoch darauf an, dass der Fahrer mit dem Fahrzeug auf der betrachteten Strecke siegversprechend unterwegs ist. Ein Streckensetup muss somit für einen bestimmten Rennfahrer maßgeschneidert werden. Allgemein ist an der Stelle zum besseren Verständnis der nötigen Tätigkeiten zwischen einem Rennfahrer und einem Testfahrer zu unterscheiden.

Rennfahrer *Racing Driver*. Ein guter Rennfahrer fährt auf die Strecke fokussiert und weiß, was um ihn herum passiert bzw. kann gut abschätzen, wie andere Fahrer reagieren werden. Er selbst agiert und dirigiert das Fahrzeug in die gewünschte Richtung – im Gegensatz zum Reagieren, bei dem Fahrer von der Fahrzeugreaktion überrascht werden und daraufhin erst (Gegen-)Maßnahmen ergreifen. Ein Reagieren ist im Allgemeinen von einem typischen Reglerverhalten geprägt, das den Sollwert erst nach einigen

Tab. 5.14 Gewünschte und unerwünschte Abhängigkeiten beim Verändern von Setup-Größen (Auswahl)

Änderung	Gewünschte Auswirkung auf	Ungewollter Nebeneffekt	Notwendige, mögliche Änderung zur Kompensation des Nebeneffekts
Bodenabstand vorne und hinten im gleichen Maß verringern	Aero-Verhalten	Aufsitzen (Nicken, Wanken, Heben)	Federrate erhöhen
Bodenabstand nur vorne oder hinten verringern	Achslastverteilung zur niederen Achse verschieben.	Aufbauschwerpunkt Höhe ändert sich Nachlauf an der Vorderachse geändert (Lenkung!)	Bremskraftaufteilung anpassen Nachlaufwinkel korrigieren
	Bei Achslastanteil vorne höher	Wirkung Frontflügel geändert	Anstellwinkel Frontflügel anpassen
Federate einer Achse	Schwingzahl dieser Achse	Dämpfereinstellung unpassend	Dämpfung anpassen ($k \propto \sqrt{C}$)
	Reifenaufstandsfläche	Bodenabstand anders: Wankzentrum anders	Stabilisator anpassen
		Bodenabstand anders: Bodenanstieg (Rake) verändert	Flügeleinstellungen anpassen
Anstellwinkel Frontflügel	Abtrieb/Luftwiderstand vorne	Bodenabstand anders: Evt. Aufsitzen des Fahrzeugs bei hoher Geschwindigkeit	• Bodenabstand vergrößern • Low-Speed-Druckstufe Dämpfer härter
Anstellwinkel vergrößern	Abtrieb vorne größer	Längsbalance gestört	Anstellwinkel Heckflügel
(Kalt-)Fülldruck Reifen	Reifenaufstandsfläche und damit Reifentemperatur	Zu geringer Bodenabstand bei hohen Geschwindigkeiten	• Federate vorne erhöhen • Bodenabstand anpassen
		Aufstandsradius größer/kleiner Bodenabstand größer/kleiner	• Schaltdehzahl anpassen (automatische Schaltung) • Bodenabstand bzw. Bodenanstieg (Rake) anpassen

		Reifenfederare in vertikaler und lateraler Richtung geändert	Feder/Dämpfersystem anpassen
Gummimischung Reifen	Reibverhalten, Aufwärmverhalten	geänderte Lufttemperatur im Reifen führt zu anderem Fülldruck	Kaltdruck anpassen
Nachlauf(winkel) an Vorderachse	Lenkmoment	Radstand wird kleiner/größer	
Statischer negativer Sturzwinkel dem Betrag nach größer	Sturzseitenkraft Kurvenaußen höher	Sturzänderung beim Lenken anders	statischen Sturzwert kompensieren
Statischen Sturzwinkel nur an einer Achse ändern	Reifentemperatur und -verschleiß ändern	Rollwiderstand bei Geradeausfahrt wird größer	Nachspur erhöhen
Nachspur an Vorderachse	Einlenkverhalten bei geringen Geschwindigkeiten verbessert	Umfangskraft in Geradeausstellung geringer (ungünstige Latschform)	Kompromiss einstellen
Ackermann-Anteil ändern	Verbessertes Lenkverhalten bzw. Richtungsstabilität für bestimmte Kurven	Reifendeformation größer	Fülldruck erhöhen
Sperrwert Differenzial erhöhen	Traktion bei großer Querbeschleunigung höher (Beschleunigen aus der Kurve)	Balance des Wagens gestört	gewünschte Balance mit Stabilisator herstellen
		erhöhte Reifentemperatur, erhöhter Reifenverschleiß	•Änderung der Vorspur •Kompromiss einstellen
		Lenkverhalten bzw. Richtungsstabilität in Kurven mit anderen Radien	
		Bei Kurvenfahrt mit geringer Querbeschleunigung störendes Giermoment	streckenabhängigen (Anzahl schneller Kurven) Kompromiss einstellen

Fahrer	Setup	Wagen	Fahrgestell. Nr.	Motor Nr.	Getriebe Nr.	Datum
Bewerb		Gewicht		Betriebsstunden	Betriebsstunden	Bearbeiter
			Bodenabstand			
Luftschacht	% offen	Anstellwinkel Flügel		Anstellwinkel Klappe		
Reifemischung					Reifemischung	
Nachlauf					Nachlauf	
Sturz					Sturz	
Vorspur					Vorspur	
Kalt: Druck	/Temp.				Kalt: Druck	/Temp.
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-					Wärmetauscher-	
auslass-Spezifikat.					auslass-Spezifikat.	
Reifemischung					Reifemischung	
Sturz					Sturz	
Vorspur					Vorspur	
Kalt: Druck	/Temp.				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						

The diagram illustrates a race car setup table. At the top, there are two rows of boxes for driver, setup, car weight, frame number, motor number, gear number, and date. Below this is a central diagram of a race car with various components labeled: Anstellwinkel Flügel, Anstellwinkel Klappe, Bremsbeläge, Stabilisator, Abweiser-Spezifikation, Lenkgetriebe, Dämpfer vorne, Druckventil, Zugventil, Kolben, Druckstufe, Zugstufe, Druckanschlag, Zuganschlag, Druck, Bemerkung, Wärmetauscher-auslass-Spezifikat., Kraftstoffmasse, Fahrergewicht, Stabilisator, Bremsbeläge, Diffusor, Wärmetauscher-auslass-Spezifikat., Endplatten-Spezifikation, Anstellwinkel Flügel, Anstellwinkel Klappe, Gurney, and Bodenabstand. To the left and right of the car diagram are lists of technical parameters for each side, such as tire mix, camber, toe-in, pressure/temperature, diameter, and suspension. At the bottom, there is a row for gear ratios and a note for the team.

// Rennteam

Abb. 5.65 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

Überschwingern erreicht. Das ist es nebenbei, was diesen Fahrstil langsam macht. Ein Rennfahrer muss mit dem Fahrzeug wie es ist, auch wenn es sich im Laufe des Rennens zum Schlechteren verändert, zu Rande kommen. Er muss also anpassungsfähig sein soll aber gleichzeitig dauernd schnell fahren, d. h. den Wagen im Grenzbereich halten.

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 [19]:

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.

Einmal von der unabwägbaren (und vor allem nicht Gegenstand dieses Buchs seienden) menschlichen Einstellung (Stimmung, Motivation, Emotion) abgesehen, stellt sich dem Renningenieur zuweilen die Frage: Ist der Fahrstil nicht in Ordnung oder das Setup des Fahrzeugs? Und damit weiter: Muss der Fahrer geändert werden oder das Fahrzeug? Basierend auf einer Analyse des Fahrers kann der Renningenieur zumindest diplomatisch auf mögliche Änderungen im Fahrstil und deren Auswirkungen auf die (Runden-)Zeit hinweisen. Eine Änderung am Fahrzeug wird im Allgemeinen jedoch rascher und einfacher durchführbar sein als ein mentaler Wandel oder gar eine Änderung des Fahrstils (vor allem wenn der Fahrer das Problem beim Fahrzeug sieht ...).

Die im Kap. 4 vorgestellten Kennwerte (KPI) dienen jedenfalls dazu, einen Fahrer einzuschätzen oder mehrere Fahrer eines Teams zu vergleichen. Neben dem Fahrstil (aggressiv, defensiv, offensiv, vorsichtig, wild, ruhig, bedacht, beständig, ...) zeigen solche Kennwerte auch die Höhe des Vertrauens bzw. Misstrauens eines Fahrers ins Fahrzeug und das grundsätzliche Fahrverhalten (stabil, instabil, über/untersteuernd, neutralsteuernd, berechenbar) des Wagens. Bei einem Rundstreckenrennen können darüber hinaus auch die Veränderungen der genannten Eigenschaften im Laufe des Rennens durch Diagramme im Wortsinn sichtbar gemacht werden. Des Weiteren lässt sich auf analoge Weise die Entwicklung einzelner Kennwerte über eine Saison darstellen. Eine (ehrliche) Analyse dieser Darstellungen hilft beiden, dem Fahrer und dem Fahrzeug, besser zu werden.

Zeichnen sich eindeutige Tendenzen bei der Analyse eines Fahrers ab, kann eine individuelle Abstimmung des Wagens die Leistung der Kombination Fahrer-Fahrzeug anheben. Beispielsweise führt ein aggressiver Fahrstil gekennzeichnet durch spätes Bremsen und jähes Einlenken zu starkem Verschleiß der Vorderreifen und damit zu einem mehr und mehr untersteuernden Verhalten. Der KPI Lenkwinkelintegral über die Runden aufgetragen fördert das zu Tage, indem der Wert mit der Rundenzahl nach oben klettert, Abb. 5.66. Einem solchen Fahrer könnte man helfen, indem der Wagen übersteuernd

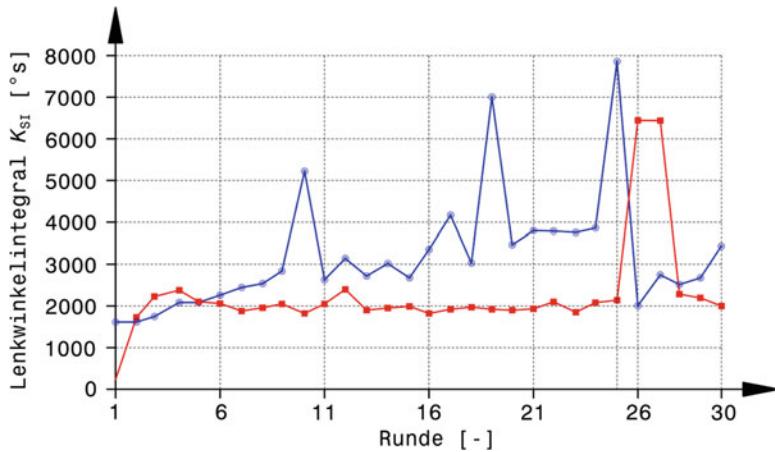


Abb. 5.66 Fahrervergleich basierend auf dem Lenkwinkelintegral

Der Wert des Lenkwinkelintegrals ist für jede Runde für zwei Fahrer aufgetragen. Fahrer *blau* lenkt wesentlich mehr und mit zunehmender Renndauer nehmen seine Lenkaktivitäten zu. Fahrer *rot* hingegen fährt beständig und hat ein neutral abgestimmtes Fahrzeug. In Runde 25 wurden die Reifen gewechselt. Mit den neuen Reifen passt die Abstimmung nun für Fahrer *blau* wieder. Fahrer *rot* benötigt zwei Runden bis sein Wagen wieder die gewünschte Balance aufweist

abgestimmt wird. Umgekehrt unterstützt ein untersteuerndes Fahrzeug jenen Fahrer, der im Kurvenausgang zu früh und zu heftig ans Gas geht, mit einer ausgleichenden, neutralsteuernden Reaktion. Fahrer, die die Bedienelemente gleichmäßig und zügig bedienen, werden das Fahrverhalten eines Fahrzeugs kaum verändern. Bei ihnen wird man ein neutralsteuerndes Setup wählen. Umgekehrt beeinflusst das Setup aber auch die zu fahrende Ideallinie.

Abschließend eine erdende 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 schlachtweg zu instabil wäre [6, 23].

Am Beispiel der Bremskraftaufteilung soll diese Problematik illustriert werden, Abb. 5.67. Die erzielbare Rundenzeit ist über der Richtungsstabilität aufgetragen. Als Parameter dienen zum einen die Ausnutzung der maximalen Bremskraft $K_{F,B,\max}$ und zum anderen die Bremskraftaufteilung Vorder- zu Hinterachse $\Phi_{B,f}$. Der Wert $K_{F,B,\max}$ gibt an, wie viel Prozent der für das Fahrzeug maximal möglichen Bremskraft aufgebracht wird. Messdaten zeigen, dass 80 % bereits ein großer realer Wert ist. Der Bremsvorgang ist für einen Fahrer nämlich ein schwieriges Manöver, weil er neben der verzögerungsabhängigen Achslastverlagerung auch den geschwindigkeitsabhängigen Einfluss der Aerodynamik berücksichtigen muss. Das Erzielen der maximalen Bremskraft wird durch eine fest eingestellte Bremskraftaufteilung zwischen den Achsen praktisch unmöglich. Fahrer von übermotorisierten hinterradgetriebenen Fahrzeugen versuchen die

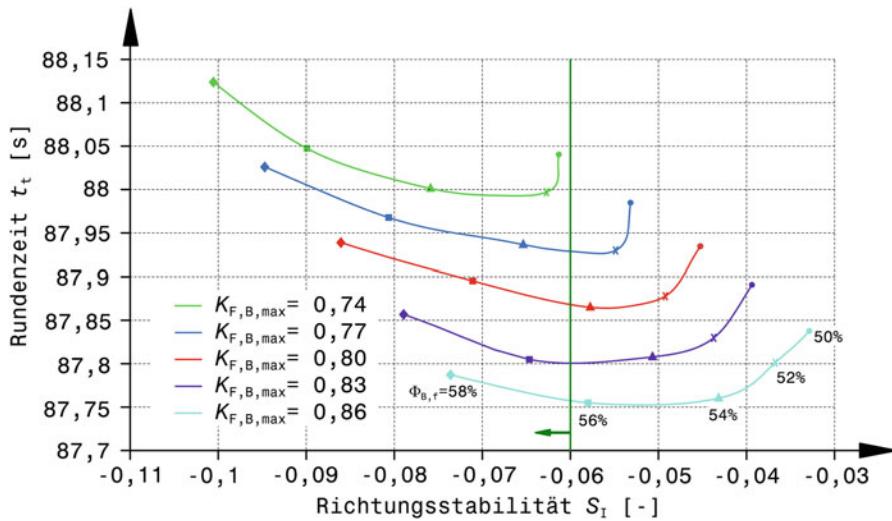


Abb. 5.67 Rundenzeit über Stabilität bei verschiedenen Bremskraftausnutzungen (Simulation), nach [31]

Die Richtungsstabilität S_I ist hier dimensionslos, weil sie von einem C_M - C_y -Diagramm (siehe Abschn. *MMM-Diagramm*) abgeleitet wird. Die Grüne Linie repräsentiert ein mögliches Stabilitätslimit eines menschlichen Fahrers

$K_{F,B,\max}$ Ausnutzung der maximalen Bremskraft eines Fahrzeugs
 $\Phi_{B,f}$ Bremskraftanteil Vorderachse (Bremsbalance)

Bremsbalance durch gezieltes Gasgeben (Antriebsmoment reduziert Bremsmoment) zu beeinflussen. Allgemein wird die Bremsbalance mehr in Richtung Vorderachse gelegt, weil ihr Überbremsen im Gegensatz zur Hinterachse keine Instabilität verursacht. Je stärker gebremst wird, desto instabiler wird ein Fahrzeug durch die Entlastung der Hinterachse. Im Diagramm erkennt man, dass zur Reduzierung der Rundenzeit die maximale Bremskraft möglichst gut ausgenutzt werden muss. Gleichzeitig erkennt man dabei aber auch die Tendenz zu geringerer Richtungsstabilität. Will ein Fahrer beispielsweise durch Ausnutzen der maximalen Bremskraft von 86 % das Minimum der Rundenzeit erreichen, muss die Bremsbalance auf ca. 55 % Anteil Vorderachse eingestellt werden. Liegt sein Stabilitätslimit bei $-0,06$ und damit sein fahrbarer Bereich links davon (grüner Pfeil), dann ist dieses Optimum für ihn nicht erreichbar, weil zu instabil.

Variationen in [31] zeigen wie groß der Einfluss des Fahrers auf die Rundenzeit ist, nämlich um einiges größer als der des Fahrzeugsetups.

Kennwerte *Metrics*

Wenn auch viele einzelne Stellhebel und deren zahlreiche Positionen vorhanden sind, so lassen sich dennoch einige einzelne Kennwerte nennen, mit deren Hilfe ein Setup charakterisiert und damit leicht wiedergefunden bzw. verglichen werden kann. Zu diesen Kennzahlen – auch magische Zahlen (*Magic Numbers*) genannt – gehören:

- Gierstabilität
- Lenkverhalten
- Giermoment im Grenzbereich
- Wanksteifigkeitsaufteilung ohne Reifen
- Aufteilung der gesamten Radlastverlagerung
- Wanksteifigkeitsaufteilung mit Reifen
- Wankdämpfungsaufteilung.

Hat man ein Setup gefunden, mit dem der Fahrer zufrieden ist, notiert man sich die zugehörigen magischen Zahlen. Muss später, aus welchen Gründen auch immer, an einer Abstimmungskomponente eine Änderung durchgeführt werden, so stellt man eine andere so ein, dass die notierte magische Zahl wieder erreicht wird. Beispiel: Auf einer Strecke müssen die Aufbaufedern gegen weichere getauscht werden, weil die Welligkeit des Fahrbahnbelags die Radlastschwankung zu groß hat werden lassen. Nun wird man mit der Einstellung der Stabilisatoren so lange arbeiten, bis die Wanksteifigkeitsaufteilung wieder den Sollwert (magische Zahl) erreicht hat.

Gierstabilität, Lenkverhalten und Giermoment im Grenzbereich werden mit Hilfe von MMM-Diagrammen bestimmt. Diese Kennzahlen werden daher im Abschn. *MMM-Diagramm* abgehandelt. Im Folgenden sollen die übrigen Kennwerte näher betrachtet werden.

Wanksteifigkeitsaufteilung ohne Reifen *Anti-Roll Stiffness Distribution without Tyres*
Hierbei ist die magische Zahl z. B. der Anteil der Vorderachse an der Wankabstützung, die Aufbaufedern und Stabilisatoren erzeugen (die Steifigkeiten von Reifen und Rahmen bleiben unberücksichtigt), vgl. auch (5.5).

$$\Phi_{c,Ro,f} = 100 \frac{c_{Ro,f}}{c_{Ro,f} + c_{Ro,r}} \quad (5.65)$$

$\Phi_{c,Ro,f}$ Anteil der Vorderachse an der gesamten Wanksteifigkeit, %
 $c_{Ro,f}, c_{Ro,r}$ Wankwiderstand Vorder- bzw. Hinterachse, N m°. Siehe (5.4)

Liegen keine Werte vor, so ist ein vernünftiger Startwert der Anteil der gefederten Masse auf der Vorderachse bezogen auf die gesamte gefederte Masse. Zu diesem Wert addiert man 0,5 %. Damit erhält man einen Wert auf der sicheren Seite, also in Richtung untersteuerndes Verhalten. Zur Einschätzung von Wertschwankungen sei erwähnt, dass „Herrenfahrer“ (also keine professionellen Rennfahrer) bereits eine Änderung von 0,2 % spüren [15].

Alternativ kann für diese Kennzahl der Anteil der Vorderachse an der elastischen Radlastverlagerung²⁴ als magische Zahl herangezogen werden.

²⁴Genaueres zur Aufteilung der Radlastverlagerung siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 2 *Radaufhängung*.

$$\Phi_{e,\Delta F,f} = 100 \frac{\Delta F_{W,z,e,f}}{\Delta F_{W,z,e,f} + \Delta F_{W,z,e,r}} \quad (5.66)$$

$\Phi_{e,\Delta F,f}$	Anteil der Vorderachse an der gesamten elastischen Radlastverlagerung, %
$\Delta F_{W,z,e,f}$ bzw. $\Delta F_{W,z,e,r}$	Radlaständerung vorne bzw. hinten durch elastischen Anteil der Radlastverlagerung, N

Die Radlaständerung vorne durch elastische Radlastverlagerung errechnet sich aus:

$$\Delta F_{W,z,e,f} = \frac{m_{Bo} a_y \Delta h \frac{c_{Ro,f}}{c_{Ro,f} + c_{Ro,r}}}{b_f} \quad (5.67a)$$

m_{Bo}	gefedeerte Masse, kg
a_y	Querbeschleunigung, m/s ²
Δh	Vertikalabstand Schwerpunkt der gefederten Massen zu Wankachse, m. Siehe Abb. 5.68.
b_f	Spurweite vorne, m

Die gefedeerte Masse und deren Aufteilung auf die Achsen werden durch Wägen ermittelt. Zunächst wird die ungefederte Masse ermittelt, indem nur der Wagenkasten (= gefedeerte Masse) aufgebockt wird, Federn sowie Dämpfer vom Chassis gelöst und

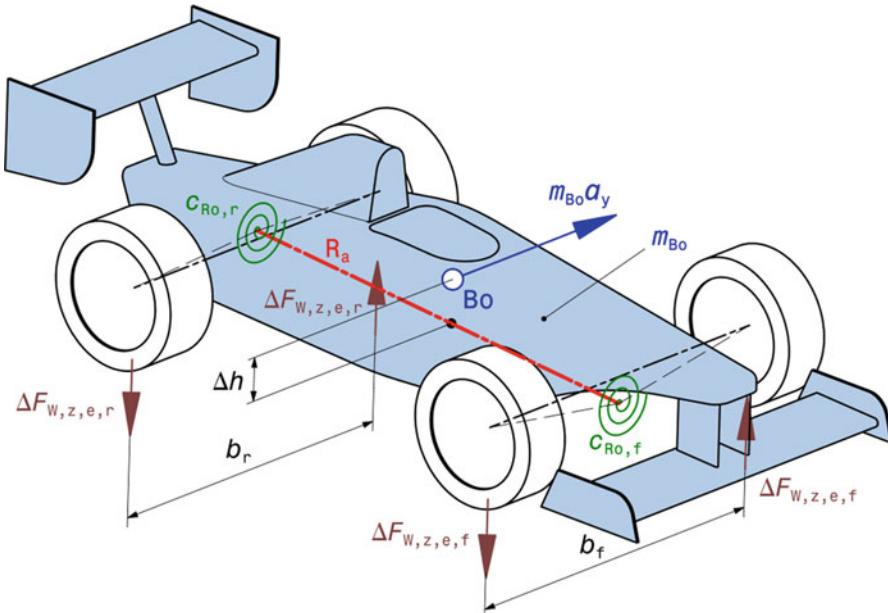


Abb. 5.68 Skizze zu elastischem Anteil der Radlastverlagerung

R_a Wankachse (auch Rollachse genannt). Bo Schwerpunkt der gefederten Massen m_{Bo} c_{Ro,f} bzw. c_{Ro,r} Wanksteifigkeiten der Vorder- bzw. Hinterachse

die sich an den Rädern ergebenden Achslasten gemessen werden. In Folge werden von den Achslasten des gesamten Fahrzeugs die Gewichte der ungefederten Massen abgezogen.

Die entsprechende Radlaständerung an der Hinterachse folgt analog dazu:

$$\Delta F_{W,z,e,r} = \frac{m_{Bo} a_y \Delta h \frac{c_{Ro,r}}{c_{Ro,f} + c_{Ro,r}}}{b_r} \quad (5.67b)$$

b_r	Spurweite hinten, m
-------	---------------------

Aufteilung der gesamten Radlastverlagerung *Lateral Load Transfer Distribution*

Die magische Zahl ist hierbei der Anteil der Vorderachse an der gesamten Radlastverlagerung, also der Verlagerung der ungefederten Massen, der elastischen sowie geometrischen Radlastverlagerung. Einflüsse von Rahmen und Reifen bleiben dabei unberücksichtigt.

$$\Phi_{t,\Delta F,f} = 100 \frac{\Delta F_{W,z,f}}{\Delta F_{W,z,f} + \Delta F_{W,z,r}} \quad (5.68)$$

$\Phi_{t,\Delta F,f}$	Anteil der Vorderachse an der gesamten Radlastverlagerung, %
$\Delta F_{W,z,f}$ bzw. $\Delta F_{W,z,r}$	Beitrag der Vorder- bzw. Hinterachse zur gesamten Radlastverlagerung, N

Die gesamte Radlastverlagerung an einer Achse kann in einzelne Teile aufgespaltet werden:

$$\Delta F_{W,z,f} = \Delta F_{W,z,U,f} + \Delta F_{W,z,geom,f} + \Delta F_{W,z,e,f} \quad (5.69)$$

$\Delta F_{W,z,U,f}$	Beitrag zu Radlastverlagerung der ungefederten Massen vorne, N
$\Delta F_{W,z,geom,f}$	Radlaständerung vorne durch geometrischen Anteil der Radlastverlagerung, N
$\Delta F_{W,z,e,f}$	Radlaständerung vorne durch elastischen Anteil der Radlastverlagerung, N. Siehe (5.67a)

(5.69) gilt analog für die Hinterachse mit dem Index r statt f.

Der Beitrag der ungefederten Massen zur Radlastverlagerung beträgt:

$$\Delta F_{W,z,U,f} = \frac{m_{U,f} a_y h_{U,f}}{b_f} \quad (5.70)$$

$m_{U,f}$ bzw. $m_{U,r}$	ungefederte Massen vorne bzw. hinten, kg
$h_{U,f}$ bzw. $h_{U,r}$	Schwerpunktshöhe der ungefederten Massen vorne bzw. hinten, m. Siehe auch Abb. 5.69

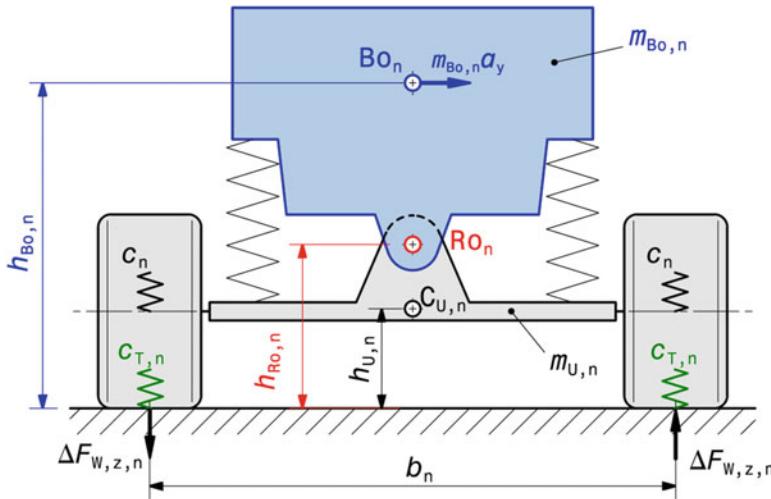


Abb. 5.69 Skizze zur Radlastverlagerung

Das Bild zeigt schematisch eine Achse. Anstelle des Index n muss für Vorder- bzw. Hinterachse f bzw. r eingesetzt werden

Bo_n Schwerpunkt der gefederten Massen, die der Achse n zugeschrieben werden. Ro_n Wankzentrum der Achse n. $C_{U,n}$ Schwerpunkt der ungefederten Massen der Achse n

Die geometrische Radlastverlagerung wird von der Höhe der Wankpole diktiert:

$$\Delta F_{W,z,geom,f} = \frac{m_{Bo,f} a_y h_{Ro,f}}{b_f} \quad (5.71)$$

$m_{Bo,f}$ bzw. $m_{Bo,r}$ gefederte Massen vorne bzw. hinten, kg
 $h_{Ro,f}$ bzw. $h_{Ro,r}$ Höhe des Wankzentrums vorne bzw. hinten, m. Siehe auch Abb. 5.69

Wanksteifigkeitsaufteilung mit Reifen Anti-Roll Stiffness Distribution with Tyres

Hierbei ist die magische Zahl z. B. der Anteil der Vorderachse an der Wankabstützung, die Aufbaufedern, Stabilisatoren **und** Reifen erzeugen (gesamte Wankabstützung).

$$\Phi_{c,Ro,t,f} = 100 \frac{c_{Ro,t,f}}{c_{Ro,t,f} + c_{Ro,t,r}} \quad (5.72)$$

$\Phi_{c,Ro,t,f}$ Anteil der Vorderachse an der gesamten Wankabstützung, %
 $c_{Ro,t,f}$ bzw. $c_{Ro,t,r}$ Gesamte Wanksteifigkeit vorne bzw. hinten, N m/ $^\circ$

Die gesamte Wanksteifigkeit einer Achse setzt sich zusammen aus den in Serie geschalteten Federwirkungen von Aufbaufedern (samt Stabilisator) und einem Reifenpaar:

$$c_{Ro,t,f} = \frac{c_{Ro,f} c_{Ro,T,f}}{c_{Ro,f} + c_{Ro,T,f}} \quad (5.73)$$

- $c_{Ro,t,f}$ gesamte Wanksteifigkeit der Vorderachse, N m/ $^\circ$
 $c_{Ro,f}$ Wanksteifigkeit der Vorderachse zufolge Aufbaufedern und Stabilisator, N m/ $^\circ$.
 Siehe (5.4)
 $c_{Ro,T,f}$ Wanksteifigkeit vorne zufolge der Vorderreifen, N m/ $^\circ$

Die Wanksteifigkeit zufolge der Vorderreifen folgt analog zu (5.2):

$$c_{Ro,T,f} = \frac{b_f^2}{2} \cdot c_{T,f} \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \quad (5.74)$$

- $c_{T,f}$ Reifenfederrate eines Vorderreifens, N/m
 b_f Spurweite vorne, m

Die Wanksteifigkeit der Hinterreifen $c_{Ro,T,r}$ folgt daraus analog mit Index r statt f.

Alternativ kann für diese Kennzahl der Anteil der Vorderachse an der gesamten Radlastverlagerung als magische Zahl herangezogen werden. Das ist somit beschrieben durch (5.68) nur mit dem Unterschied, dass beim elastischen Anteil der Radlastverlagerung die Reifen berücksichtigt werden:

$$\Phi_{t,\Delta F,f}^* = 100 \frac{\Delta F_{W,z,f}^*}{\Delta F_{W,z,f}^* + \Delta F_{W,z,r}^*} \quad (5.75)$$

- $\Phi_{t,\Delta F,f}^*$ Anteil der Vorderachse an der gesamten Radlastverlagerung inkl. Reifenwirkung, %
 $\Delta F_{W,z,f}^*$ bzw. $\Delta F_{W,z,r}^*$ Beitrag der Vorder- bzw. Hinterachse zur gesamten Radlastverlagerung inkl. Reifenwirkung, N

Der elastische Anteil an der Radlastverlagerung mit Berücksichtigung der Reifen ist analog zu (5.67a):

$$\Delta F_{W,z,e,f}^* = \frac{m_{Bo} a_y \Delta h \frac{c_{Ro,t,f}}{c_{Ro,t,f} + c_{Ro,i,r}}}{b_f} \quad (5.76a)$$

- $\Delta F_{W,z,e,f}^*$ Radlaständerung vorne durch elastischen Anteil der Radlastverlagerung inkl. Reifenwirkung, N

Für die Hinterachse gilt:

$$\Delta F_{W,z,e,r}^* = \frac{m_{Bo} a_y \Delta h \frac{c_{Ro,t,r}}{c_{Ro,t,f} + c_{Ro,i,r}}}{b_r} \quad (5.76b)$$

Die gesamte Radlastverlagerung an einer Achse folgt mit den aus (5.76a) bzw. (5.76b) erhaltenen Werten aus (5.69) sinngemäß:

Tab. 5.15 Magische Zahlen basierend auf Radlastverlagerung

Kennwert	Berechnungsbasis: Anteil der Vorderachse an		
	Wanksteifigkeit-saufteilung	elastische Radlastverlagerung	gesamte Radlastverlagerung
Wanksteifigkeitsaufteilung ohne Reifen	$\Phi_{c,Ro,f}$ (5.65)	$\Phi_{c,\Delta F,f}$ (5.66)	–
Aufteilung der gesamten Radlastverlagerung	–	–	$\Phi_{t,\Delta F,f}$ (5.68)
Wanksteifigkeitsaufteilung mit Reifen	$\Phi_{c,Ro,t,f}$ (5.72)	–	$\Phi_{t,\Delta F,f}^*$ (5.75)

$$\Delta F_{W,z,f}^* = \Delta F_{W,z,U,f} + \Delta F_{W,z,geom,f} + \Delta F_{W,z,e,f}^* \quad (5.77)$$

Der entsprechende Wert für die Hinterachse ergibt sich daraus mit dem Index r statt f.

Im Grunde basieren die genannten Kennzahlen auf derselben Basis, nämlich der dynamischen Radlastverlagerung. Die Unterschiede – die sich auch in unterschiedlichen Zahlenwerten niederschlagen – ergeben sich auf Grund unterschiedlicher Herangehensweisen. Tab. 5.15 bietet eine zusammenfassende Übersicht über die oben betrachteten magischen Zahlen.

Wankdämpfungsaufteilung *Roll Damping Distribution*

Analog zur Wanksteifigkeitsaufteilung (5.65) lässt sich auch eine magische Zahl zur Wankdämpfung errechnen:

$$\Phi_{k,Ro,f} = 100 \frac{k_{Ro,f}}{k_{Ro,f} + k_{Ro,r}} \quad (5.78)$$

$\Phi_{k,Ro,f}$ Anteil der Vorderachse an der Wankdämpfung, %
 $k_{Ro,f}$ bzw. $k_{Ro,r}$ Wankdämpfungskoeffizient vorne bzw. hinten, N m s/ $^\circ$

Die radbezogenen Wankdämpfungsgraten ergeben sich analog zu den Wanksteifigkeitsgraten (5.2):

$$k_{Ro,f} = \frac{b_f^2}{2} k_{Bo,f} \frac{\pi}{180^\circ} \quad (5.79a)$$

$k_{Bo,f}$ radbezogene Dämpfungsrate vorne, N s/m

$$k_{Bo,f} = \frac{k_f}{i_{D,f}^2} \text{ mit } i_{D,f} = \frac{s}{s_{D,f}}$$

k_f Dämpfungsrate des Dämpfers vorne, N s/m

$i_{D,f}$ Dämpferübersetzung vorne, -

- s_f Radhub vorne, m
 $s_{D,f}$ Dämpferhub vorne bei Radhub s , m

Die Werte für die Hinterachse folgen daraus mit dem Index r statt f.

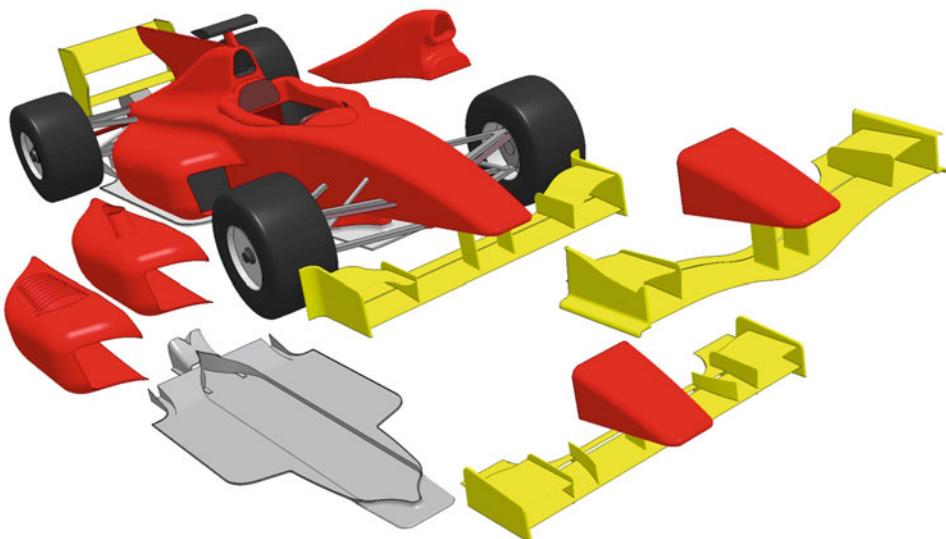
Literatur

1. McBeath, S.: Competition Car Preparation, 1. Aufl. Haynes, Sparkford (1999)
2. N.N.: Formula Renault 2000 Manual, Renault Sport Promotion Sportive (2001)
3. Heißing, B., Ersoy, M., Gies, S. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch, 4. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2013)
4. Mergen, HA.: We have the technology, in CUP Race Technology, Volume Two, Heft 2010/2011, High Power Media (2011)
5. Roberts, N.: Think Fast, The Racer's Why-to Guide to Winning, 1. Aufl. Eigenverlag des Autors, Charleston (2010)
6. Smith, C.: Drive to Win, 1. Aufl. Carroll Smith Consulting Inc., Palos Verdes Estates (1996)
7. Milliken, W., Milliken, D.: Race Car Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE Inc., Warrendale (1995)
8. Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, 2. Aufl. Vogel Buch, Würzburg (1991). In: Reimpell J. (Hrsg.): Vogel Fachbuch: Kraftfahrzeugtechnik
9. DIN ISO 7401: 1989, Straßenfahrzeuge, Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten
10. N.N.: Continental Formula Student Tire. Competition Tire 2018 (C18) – Documentation. Continental Reifen Deutschland GmbH, 18. Apr. 2018
11. Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Aufl. Springer, Berlin/Heidelberg/New York (2004)
12. Pacejka, H.: Tire and Vehicle Dynamics, 3. Aufl. Elsevier (mit SAE), Oxford (2012)
13. Reif, K.: Automobilelektronik. Eine Einführung für Ingenieure, 5. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2014)
14. Deakin, A., Crolla, D.: Fundamental Parameter Design Issues Which Determine Race Car Performance. SAE Paper 2000-01-3537. SAE International, Warrendale (2000)
15. Rouelle, C.: Seminarunterlagen Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car Design & Development, Graz (2014)
16. Schöggel, P., AVL List GmbH: Neueste Entwicklungen im Motorsport – von der Formel E bis zu Formel 1, Vortrag im Rahmen der Reihe Innovationen in der Fahrzeugtechnik, FH Joanneum Graz: 19. Okt. 2016 (2016)
17. N.N.: Racing Team Interaction, Addendum zu Data Driven Performance Engineering Seminar, OptimumG, Köln (2015)
18. Olsson, H.: Tire Testing, Tire Data Tools & Reality, Beitrag bei Tire Mathematical Modeling Course, Tire Technology Conference, Hannover, Feb. 13–14, 2017 (2017)
19. Lewerenz, F., Röhrl, W.: Sportlich und sicher Auto Fahren mit Walter Röhrl, 1. Aufl. Motor Buch, Stuttgart (2004)
20. Segers, J.: Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2008)
21. Thomas, C.: Off-road suspension. High flying birds, in Professional Motorsport World, Heft Jul.–Aug. 2017, S. 36–39. UKi Media & Events, Dorking (2017)
22. Rouelle, C.: Race Car Vehicle Dynamics and Data Acquisition, Seminar Binder, OptimumG (2012)

23. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
24. Milliken, W., Wright, P., Milliken, D.: MRA Moment Method – A Comprehensive Tool for Race Car Development, SAE Paper 942538. Zuerst veröffentlicht bei: SAE Motor Sports Engineering Conference, Dearborn (1994)
25. Rill, G.: Road Vehicle Dynamics, Fundamentals and Modeling (Ground Vehicle Engineering Series). CRC Press, Boca Raton (2012)
26. Kiencke, U., Nielsen, L.: Automotive Control System. For Engine, Driveline, and Vehicle. Springer, Berlin (2005)
27. Blundell, M., Harty, D.: The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2004)
28. Eder, P.: Optimierung und Validierung von Setups für ein Formelfahrzeug unter Verwendung eines Milliken-Moment-Diagramms, Masterarbeit. FH Joanneum, Institut für Fahrzeugtechnik, Graz (2015)
29. Rouelle, C.: Data Driven Performance Engineering Seminar, Köln 2015. Seminar Binder. OptimumG, Denver (2015)
30. Kasprzak, J.: Kap. 7, Dampers. In: Royce, M., Royce, S. et al. (Hrsg.) Learn & Compete, A Primer for Formula SAE, Formula Student and Formula Hybrid Teams, 1. Aufl. Racecar Graphic Limited, London (2012)
31. Gerstorfer, T.: Fahreridentifikation am Fahrsimulator: Erkennung von Stabilitätslimits mit Hilfe der Milliken-Moment-Method und deren Anwendung auf existierende Fahrermodelle. Diplomarbeit FH Joanneum, Graz (2013)

Entwicklung *Development*

6



Bei Rennfahrzeugen, die ja im Gegensatz zu Serienfahrzeugen Prototypen sind, kann kaum zwischen den klassischen, aufeinanderfolgenden Phasen der Produktentstehung – also Entwurf, Konstruktion, Erprobung und Entwicklung, Produktion – unterschieden werden. Im Gegenteil: Die Entwicklung ist ein nie endender Prozess, der auch nach Produktionsbeginn von Kleinstserien (z. B. Formel 3) nicht endet. Dadurch hört auch der Konstruktionsprozess nie auf. Auch bei der Kostenaufteilung unterscheiden sich Rennfahrzeuge stark von den Großserienprodukten. Die Produktionskosten von Wettbewerbsfahrzeugen nehmen sich verschwindend gering im Vergleich zu Konstruktion und Entwicklung aus.

6.1 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. 6.1 illustriert, sind Hersteller nur bei der Konstruktion und Entwicklung durchwegs unabhängig vom Fahrzeugtyp vertreten. Die Erprobung, 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 einsatz-

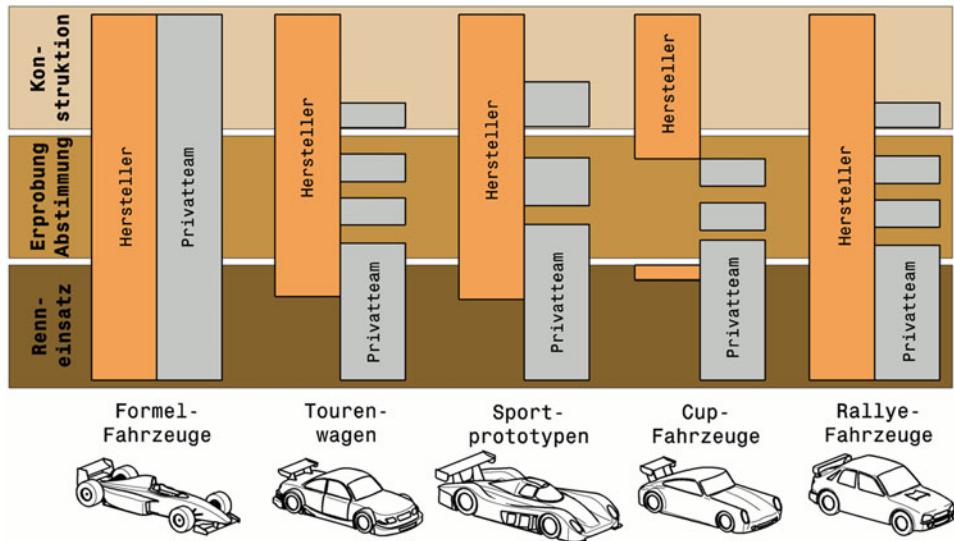


Abb. 6.1 Vergleich Hersteller und Privatteams bei Aufteilung der Tätigkeiten, nach [6]

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

fähig 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 [7], somit bleiben nur noch 20 % für die übrigen drei Schlüsselemente. Mit höheren und ausgeglicheneren Fahrerniveaus im Starterfeld 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 geübte Amateure im selben Fahrzeug gegen Profis. Der Unterschied beträgt auf einer Handlingstrecke 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 erklärttes 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. Darüber hinaus kann ein Reglement dafür sorgen, weitere Teilnehmer in einer Rennserie zu gewinnen, etwa durch Deckelung der Kosten oder durch geregelte Aufteilung der Einnahmen. Andererseits ergeben sich oft durch das gefinkelte Ausreizen von Reglementvorgaben Vorteile gegenüber der Konkurrenz. Zahlreiche Beispiele in der Vergangenheit belegen, wie durch Reglementänderungen die Rangordnung zwischen Teams von einer Saison auf die andere umgestürzt wurde.

Hohe Fahrleistungen werden in der Entwicklungsphase mit denselben Überlegungen verfolgt wie in der Konzeptphase.¹

¹Diese sind z. B. im Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 2 *Fahrzeugkonzept* 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 am besten 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.² 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 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.

Tab. 6.1 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

²Vgl. hierzu auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb*, Abschn. 2.7 *Sicherheit*.

Tab. 6.1 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

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. 6.2. 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

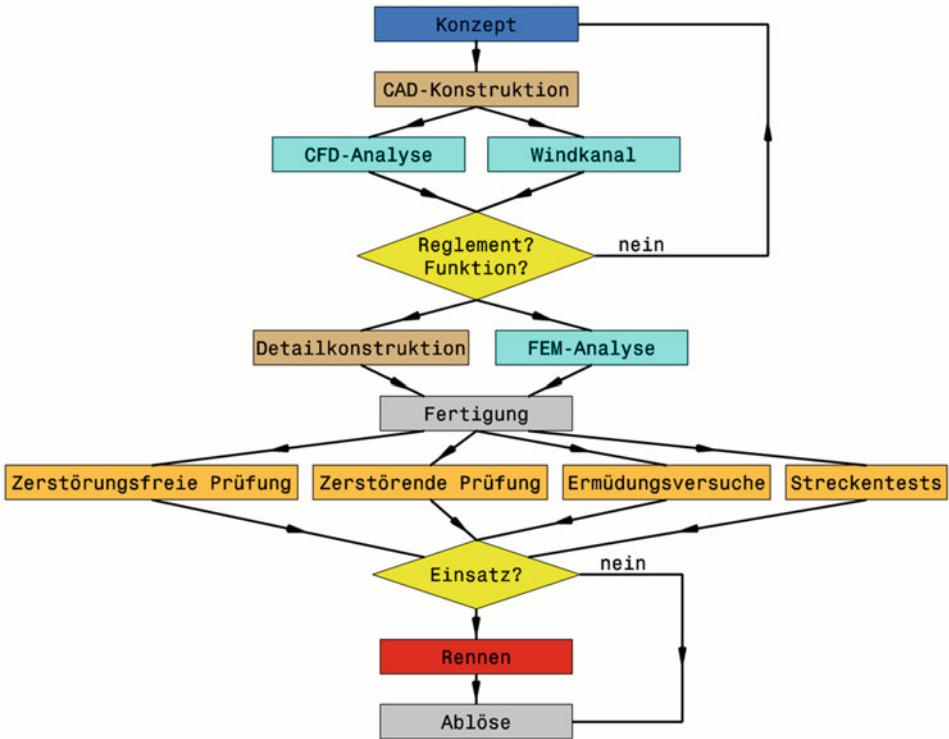


Abb. 6.2 Entwicklungsprozess zur Verbesserung von Bauteilen

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). 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. Abb. 6.3 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 Simu-

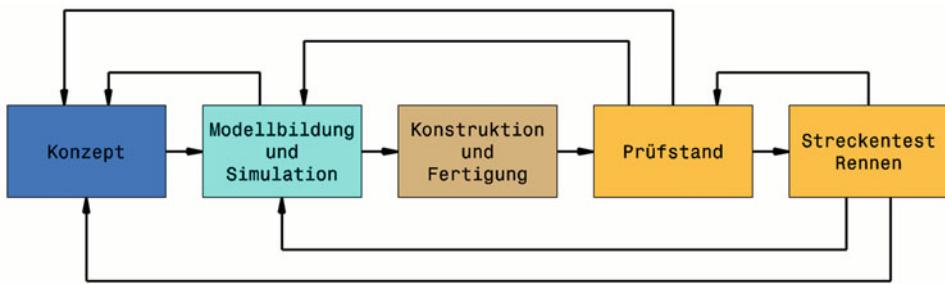


Abb. 6.3 Gegenseitige Abhängigkeiten im Entwicklungsprozess, nach [8]

Berechnung, Versuch und Messung beeinflussen einander gegenseitig. Für Prüfstandstests werden Daten benötigt, die bei Streckentests erfasst worden sind. Eingangsgrößen der Berechnung stammen vom Prüfstand und von Messungen im realen Fahrbetrieb

lationsrechnung 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. Das Ergebnis dieses sich ständig verbesserten 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 Entwicklungs schwerpunkte erkennen, Abb. 6.4. 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).

Bei Formel-1-Teams spiegelt die Zusammensetzung einer Entwicklungsabteilung gut den Arbeitsaufwand bzw. die Wichtigkeit einzelner Bereiche wider. Diese setzt sich vornehmlich aus Spezialisten zusammen: Davon etwa 90 Aerodynamiker, 70 Konstrukteure und 30 Simulationsingenieure [51], die auch als Renningenieure an der Strecke tätig sind. Allround-Ingenieure, die in unterschiedlichen Fachbereichen arbeiten, wie sie gerade im Motorsport früher üblich waren, findet man heute kaum mehr. In den 1980er-Jahren haben etwa 5 Ingenieure in einem Top-Team für Konstruktion und Entwicklung ausgereicht [51]. Zu dieser Zeit haben etwa 15(!) Personen insgesamt ein vollständiges Renn team gestellt. Dem gegenüber stehen heute über 600 Namen auf der Gehaltsliste.

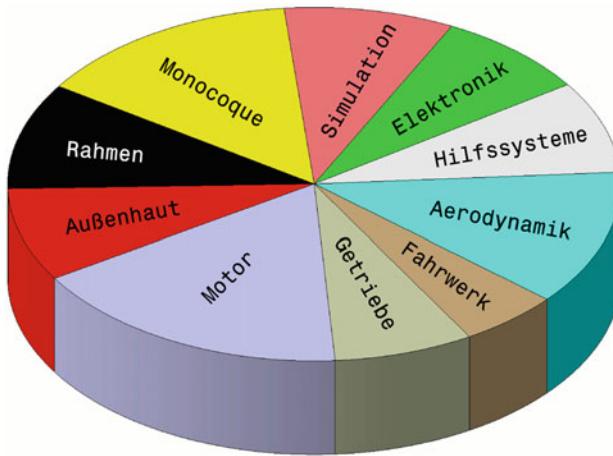


Abb. 6.4 Entwicklungsschwerpunkte im Rennsport, nach [6]
10 typische Entwicklungsfelder und ihr grober Anteil am Tätigkeitsumfang

Reifen Tyres. 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 neben der Hochgeschwindigkeitseignung 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 Aerodynamics. 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 $g\text{-}g\text{-}v$ -Diagramms³ 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.⁴ 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 Power Train. Bei rotierenden Teilen macht sich eine Reduktion der rotatorischen Massen vor allem jene mit hohen Übersetzungen bezahlt.⁵ 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

³Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 2, Abb. 2.12.

⁴Dies alles wird im Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 5 *Aerodynamik* (insbesondere Abschn. 7) ausführlich beschrieben.

⁵Vgl. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb*, Kap. 4, *Beschleunigungswiderstand*, Stichwort: reduzierte Masse.

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.

Welcher der genannten Teilbereiche lohnender im Sinne einer geringeren Runden- bzw. Laufzeit ist (und nur diese zählt letztlich bei sämtlichen Rennfahrzeugen), können folgende Überlegungen liefern. Untersuchungen einer vollständigen Rennsaison von Einsitzern auf permanenten Rennstrecken [32] zeigen, dass die Fahrzeuge 45 bis 55 % der Zeit sich in einer Kurve befinden, d. h. große Gierraten oder große Querbeschleunigungen erfahren. 35 bis 40 % der Zeit wird der Motor in hohen Lastbereichen betrieben, d. h. es treten große Längsbeschleunigungen auf. 10 bis 15 % der Zeit stellen Bremsphasen dar, d. h. große Längsverzögerungen wirken auf den Wagen ein. Die Verbesserung der Querdynamik stellt sich bei dieser Aufteilung als wichtiger dar vor der Längsdynamik. Die Vorderreifen werden in Kurven und beim Bremsen am meisten gefordert. Das ist über 60 % der Zeit. Damit die Reifenabnutzung aller Reifen ausgeglichen bleibt, wird bei der Mehrheit der Rennfahrzeuge die Hinterachse angetrieben.

Die Auswirkung einzelner Maßnahmen auf die Rundenzzeitverringerung ist in Tab. 6.2 zusammengestellt. Daraus lässt sich abschätzen, welcher Entwicklungsschwerpunkt einen größeren Einfluss auf die Verbesserung des Fahrzeugs erzielt. Die Reifen treten bei dieser Betrachtung (wie so oft) als wertvollste Investition hervor, gefolgt von Massereduktion und Motorleistung.

6.1.1 Besondere Entwicklungsziele *Notably Development Targets*

Im Folgenden werden anhand einiger Fahrzeugklassen deren besonderen Entwicklungsziele herausgehoben, die sich von den allgemeinen oben beschriebenen unterscheiden.

Tab. 6.2 Rundenzzeitverringerung in s von Formelfahrzeugen, nach [32]

Maßnahme	Fahrzeugtyp	a	b	c
		Gesamtmasse (ohne Fahrer und Kraftstoff), kg	475	600
	Motorleistung, kW	160	315	510
Gewichtsreduktion um 1 %		0,25	0,20	0,17
Verringerung Schwerpunktshöhe um 1 %		0,02	0,02	0,03
Verbesserung der Reifenhaftung um 1 %		0,30	0,32	0,35
Erhöhung des Abtriebs um 1 %		0,05	0,07	0,08
Verringerung des Luftwiderstands um 1 %		0,13	0,12	0,10
Erhöhung der Motorleistung um 1 %		0,15	0,14	0,12

Kart *Kart*. Sogar bei Karts, bei denen auf dem ersten Blick gar keine Verstellmöglichkeiten vorhanden sind, weil per Reglement keine bewegliche Radaufhängung gestattet ist und der Antrieb über eine starre Hinterachse erfolgt, wird man auf der Suche nach Verbesserungen und Steigerung der Fahrleistungen fündig. Das fängt mit dem Fahrersitz an. Seine Lage diktieren nicht unerheblich die Lage des Gesamtschwerpunkts, bewegt sich doch das Verhältnis Fahrer- zu Kartmasse im Bereich ca. 0,8 bis 1. Eine höhere Sitzposition verbessert den Kraftschluss der Reifen durch Erhöhung der Reifentemperatur hervorgerufen durch größere Radlastspitzen (Achslast- und Radlastverlagerungen). Wird der Sitz nach vorne verschoben, erhöht sich die Achslast vorne und somit der Grip an der Vorderachse. Der Rahmen ist nicht nur das zentrale Bauteil des Karts, er stellt auch das entscheidende Element im Sinne der Radlastverteilung dar. Durch eine gezielte Verwindungssteifigkeit des Rohrrahmens können die Aufstands Kräfte wunschgemäß beeinflusst werden. Austauschbare und verdrehbare Querstreben mit ovalem Querschnitt (sog. Stabilisatoren) ermöglichen dies im Fahrerlager. Seitliche Sitzstreben, die an der Flanke der Lehne münden, ermöglichen dem geübten Fahrer die Trägheitskraft seines Oberkörpers in der Kurve gezielt einzusetzen um die Aufteilung des Wankmoments zwischen den Achsen zu verlagern. Durch das Fehlen eines Differentials bauen die Reifen der Hinterachse bei Kurvenfahrt ein störendes Giermoment auf, das das Kart stark untersteuernd werden lässt. Abhilfe schafft eine einfache Maßnahme, die sonst bei gummibereiften Fahrzeugen im Sinne einer maximalen Kurvengeschwindigkeit nicht zielführend ist: Das kurveninnere Hinterrad wird gewollt von der Fahrbahn abgehoben. Dadurch sinkt der Schräglaufriderstand der Vorderreifen, was bei der verhältnismäßig geringen Motorleistung deutlich spürbar ist, und die höhere Geschwindigkeit führt direkt dazu, dass die Motordrehzahl auf einem höheren Niveau gehalten werden kann. Bei 2-Takt-Motoren mit ihrer spitzen Leistungscharakteristik macht sich dieser Vorteil spätestens beim Beschleunigen im Kurvenausgang für die Gegner unangenehm bemerkbar. Ein großer Nachlaufwinkel (um 20°) in Verbindung mit einem langen Lenkrollradius (um 150 mm) führt beim Lenken zwangsläufig zum Absenken des kurveninneren Rads, d. h. dessen Aufstands Kraft erhöht sich und somit auch jene des diagonal gegenüberliegende Hinterrads. Jetzt liegt es am Fahrer dafür zu sorgen, dass das Kart um diese Diagonale nach außen kippt. Mit unterschiedlichen Spurweiten und unterschiedlichen Spurweitendifferenzen zwischen den Achsen lässt sich dieser Effekt beeinflussen. Weitere Entwicklungsarbeiten am Kart konzentrieren sich auf höhenverstellbare Achsen, Achsen mit unterschiedlicher Biegesteifigkeit, verstellbare Lenkgeometrie (Ackermannanteil), verstellbare Lage der Lenkachse (Nachlauf, Spreizung) und verstellbarer Sturz der Vorderräder. Die Lagerung der Achsschenkel ist zwar starr mit dem Rahmen verbunden, Spielraum bietet jedoch die Elastizität der kraftführenden benachbarten Bauteile. Austauschbare Elemente unterschiedlicher Abmessungen und Werkstoffe ermöglichen eine Veränderung des lastabhängigen Verhaltens der Vorderräder.

Bei der Fahrzeuglänge gilt es einen Kompromiss zwischen Geradeausstabilität und Überholdauer herauszuarbeiten. Ein längerer Radstand erhöht zwar die Stabilität, verlängert aber auch den Überholvorgang bzw. macht ihn auf winkeligen Kursen mit kurzen

Geraden nahezu unmöglich. Ein längerer Radstand sorgt aber – bei gleichem Trägheitsmoment um die Hochachse – für ein größeres Giermoment durch die Reifen und das Kart wird agiler(!).

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 Einstiegerserien. 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 (Elektro-, Verbrennungsmotoren; Einachs-, Allradantrieb, ...) 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, Abb. 6.5, wobei jeder umgefahrenen oder verschobene Kegel je nach Disziplin mit $\frac{1}{4}$ bis 2 Strafsekunden gezählt wird. Kleine, wendige 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 Volllastanteil des Motors beim Ausdauerbewerb (*Endurance*) liegt mit etwa 10 % relativ niedrig, der Anteil steigt aber mit dem Einsatz von Flügeln um einige Prozent. 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 Kraftstoff- bzw. Energieverbrauch für eine Spitzensplatzierung im Ausdauerbewerb mit Verbrauchswertung wesentlich. Ein müheloses Warmstartverhalten des Verbrennungsmotors 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



Abb. 6.5 Formula-Student-Fahrzeug

Der jr19 (Team joanneum racing graz), Gesamtsieger beim FS-EAST- (Ungarn) und FSA-Bewerb (Österreich) 2019, beim Endurance

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 Bremsen eintauchen 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 Rad einschlägen vorzusehen. Tendenziell wird man deshalb auch an der Vorderachse Nachspur und an der Hinterachse Vorspur fahren [7]. 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 raue 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° 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 4 *Formula 4*. Diese junge Einsitzerkategorie (seit 2014) ist als Zwischenstufe zwischen Kart und Formel 3 gedacht [46]. Es gibt national ausgerichtete Serien (Abb. 6.6) und solche, die mehrere Länder umfassen. Die Serie soll der Entwicklung junger Rennfahrer (Mindestalter 15 Jahre) dienen. Aus dem Grund ist der Entwicklungsspielraum der Fahrzeuge bewusst minimal gehalten. Es müssen sogar Onboard-Videos und weitere aufgezeichnete Fahrzeugdaten dem Starterfeld zur Verfügung gestellt werden. Des Weiteren sind die Kosten für sämtliche Teile von Chassis und Motor von der FIA gedeckelt. Die Motorleistung ist auf 115 kW begrenzt, der Hubraum wird jedoch vom Reglement nicht angesprochen. Es wird auf Einheitsreifen gefahren und de facto dürfen nur Flügel und Stabilisatoren verstellt werden. Die Fahrzeugentwicklung beschränkt sich somit auf diese Teilbereiche des Setups.



Abb. 6.6 Formel-4-Bewerb F4 Deutsche Meisterschaft (ADAC Formel 4)

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 Motorkühlung 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.

Formel E *Formula E*. Das Chassis der elektrisch angetriebenen einsitzigen Fahrzeuge stammt ebenso wie die Reifen von einem festgelegten Hersteller. Auch die Batterie wird als Einheitskomponente von allen Teams benutzt. Das Layout des Antriebsstrangs (Motorart, Motoreinbauorientierung, Getriebe) darf jedoch zum Schaffen eines Vorteils herangezogen werden. Eine große Spielwiese bietet die Steuerungssoftware. Die Ansteuerung der Motoren, die Strategie zur Energierückgewinnung bzw. zum Boosten oder Segeln programmiert jedes Team für sich. Ebenso ist das Thermomanagement⁶ der Batterie eine Möglichkeit sich einen Vorteil zu verschaffen. In dem Zusammenhang wird auch die Simulation – also das „Fahren“ von virtuellen Runden auf einem Rechner (vgl. Abschn. 6.2.2 und Abschn. 7.2.1) – erfolgsentscheidend. Insbesondere deshalb, weil die Rennen in

⁶Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb*, Kap. 2 *Elektroantrieb*.

Großstädten ausgetragen werden und außerhalb des Rennwochenendes kein Training möglich ist. Gesammelte Daten aus vorigen Saisonen und deren gezielte Auswertung bzw. Einbindung in Simulationen stellen einen enormen Vorsprung gegenüber der Konkurrenz dar. Fahrer können sich in Fahrsimulatoren (vgl. Abschn. 6.2.3.1) auf die Bewerbe vorbereiten. Die hintere Radaufhängung darf gleichsam mit dem Antriebsstrang geändert werden. Neben der Achskinematik entwickeln Teams vor allem maßgeschneiderte Dämpfer. Wenn auch die profilierten Reifen mit 18" und kleinem Höhen-Breiten-Verhältnis eines bestimmten Herstellers vorgeschrieben sind, steht doch die Wahl der Räder frei. Bremsenkühlung und aerodynamische Entwicklungen (z. B. Teilabdeckungen zur Senkung des Luftwiderstands) prägen diesen Bereich.

Indycar *Indycar*. 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 [9]. Des Weiteren werden sie gerne dem Durchmesser nach klassiert: Die größeren Reifen werden an der rechten Wagenseite montiert (Kollergang der Räder, *tyre stagger*). Damit der Kollergang wie gewünscht funktioniert, ist die Antriebsachse starr (kein Ausgleichsgetriebe). Die asymmetrische Abstimmung setzt sich bei Reifendrücken (2,6 bis 2,9 bar rechts, 1,7 bis 1,9 bar links) und Aufbaufedern (rechts wesentlich steifer) fort. An der linken Seite weisen die Räder positiven Sturz und an der rechten negativen auf. An der Hinterachse wird rechts mehr Vorspur eingestellt als links [50]. Hinter diesen Maßnahmen steht der Wunsch an den weniger belasteten Reifen Grip zu erhöhen. Durch das Ausreizen der maximalen Höchstgeschwindigkeit (über 350 km/h) steht eine Reduktion des Luftwiderstands (Querspanntfläche, c_w -Wert) im Vordergrund. Im gleichen Maße wird der Abtrieb auf ein fahrbares Maß minimiert. Das führt zu Fahrzeugen, deren Lenkbarkeit sich null nähert und die extrem empfindlich auf Änderungen der Umgebungsbedingungen (wenige Grad Lufttemperatur genügen z. B. für eine Balance-Änderung) reagieren. Nicht zuletzt deshalb haben Indycars vom Fahrer verstellbare Stabilisatoren verbaut. Des Weiteren kann an der rechten Seite die Aufbaufederbasis vorne oder hinten bzw. die Druckstablänge über einen Hydraulikzylinder vom Fahrer verstellt werden (*weight jacker, cross-weight adjuster*). Das Absenken eines Rads reduziert dessen Haftungseffizienz (bzw. vergrößert dessen Schräglauwinkel) und erhöht die Radlast des diagonal gegenüberliegenden Rads. Zum Bekämpfen von Übersteuern beispielsweise wird

die Radlast rechts vorne angehoben. Der Schräglaufwinkelbedarf vorne steigt somit und an der Hinterachse werden gleichzeitig die Radlasten durch die Unterstützung des Innenrads ausgeglichen (bedeutet mehr Grip bzw. weniger Schräglaufwinkel). Entwicklungsziel für diese Fahrzeuge ist, dass sie zur Unterstützung der Aerodynamik nicht wanken und mit kleinen Schräglauwinkeln fahren können.⁷ Die Kunst besteht darin die Fahrhöhe soweit wie möglich zu reduzieren, damit der Unterboden effizient Abtrieb erzeugt. Der Heckflügel wird möglichst einfach ausgeführt und nur leicht angestellt, weil er Abtrieb mit hohem Luftwiderstand erzeugt. Die Frontflügel sind geteilt ausgeführt. Damit kann der Anstellwinkel an der linken Seite größer eingestellt werden. Das erweist sich hilfreich beim Reduzieren des Untersteuerns im Windschatten, wenn beim Hinterherfahren eine engere Linie gewählt wird und der linke Flügel die ruhigere Luft vorfindet als die vom führenden Fahrzeug verwirbelte. Besonders auf Hochgeschwindigkeitsstrecken (*super speedway*) zählt die aerodynamische Effizienz (Verhältnis Abtrieb zu Luftwiderstand) und das Ziel ist eine geringe Nickempfindlichkeit. Doch genau das ist die Herausforderung: Ein Abtriebszuwachs wird für gewöhnlich mit erhöhter Nickempfindlichkeit erkauft. Des Weiteren werden im Windkanal die Fahrzeuge auch auf das Verhalten im Windschatten optimiert, z. B. indem zwei hintereinander angeordnet werden. Der nachfolgende Wagen soll von der Schlepströmung profitieren können und nicht instabil werden. Auf den Ovalkursen mit überhöhten Kurven steigt die Belastung der Reifen durch die größere Radlast deutlich an. Hier müssen Reifen- und Fahrzeughersteller eng zusammenarbeiten um einen erfolgreichen Kompromiss zwischen weichem Fahrwerk und harten Reifen auszuarbeiten. Einige Rennen werden allerdings auf sogenannten Straßenkursen gefahren, das sind Strecken deren Verlauf jener europäischer ähnelt. Das Set-up erfolgt in dem Fall symmetrisch, die Reifendrücke liegen zwischen 1,4 bis 1,7 bar [50]. Die Aerodynamikentwicklung zielt für diese Strecken auf hohen Abtrieb und eine Unempfindlichkeit gegen Fahrhöhenänderungen ab. Champ Cars hatten für jeden Kurs ein eigenes Fahrwerk [7]. Allgemein wird auf leicht untersteuerndes Fahrverhalten im Grenzbereich abgezielt, weil der Fahrer einen ausbrechenden Wagen bei den extrem hohen Geschwindigkeiten praktisch nicht mehr abfangen kann. Die maximale Kurvengeschwindigkeit wird auch nicht von den Seitenführungskräften der Reifen sondern von der Motorleistung diktieren [27].

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 [10]. Die Simulation erweist sich als brauchbares Entwicklungsmittel, weil weder bei der

⁷Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 3, Abb. 3.39 Vergleich von Dämpferauslegungen.

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 Abschn. 6.2.3.1. Die Aerodynamikentwicklung steuert den gesamten Entwicklungsablauf und überschattet sogar das Fahrwerk. Vor allem an der Vorderachse werden so große Kompromisse zugunsten der Luftströmung eingegangen. Die untere Querlenkerebene wurde bis auf Radmitte angehoben, damit der Randwirbel der Frontflügelendplatte nicht durch die Querlenker zu einer noch ungünstigeren Strömung aufgeteilt wird. An der Hinterachse werden bevorzugt Zugstabauhängungen aus ähnlichen Gründen eingesetzt. Das spiegelt sich auch in der Organisation der Entwicklungsbereiche wider. Die Aerodynamikabteilung umfasst im Allgemeinen die meisten Mitarbeiter [51]. 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 [9]. 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. Des Weiteren hilft es die Nickempfindlichkeit, die z. B. durch den Frontflügel entsteht, zu beseitigen. Je zentraler der Abtrieb auf ein Fahrzeug wirkt, desto besser ist er in dem Zusammenhang.

Die extreme Weiterentwicklung der Aerodynamik führt auch zu Problemen. Der Abtrieb wurde zwar gesteigert, aber gleichzeitig seine Charakteristik immer schmalbandiger. Für die Fahrer wurde der Balanceakt, das Maximum zu nutzen, schwerer, die aerodynamische Fahrbarkeit abgebaut. Entwicklungsziel ist es daher, Abtrieb über einen großen Bereich von Bodenabständen, Nick- und Anströmwinkeln und zu erzeugen. Darüber hinaus wurde das Abtriebsverhalten im Windschatten so verschlechtert, dass Überholen praktisch nicht möglich ist und die Zuseher die Rennen als langweilig empfinden. Die Anstrengungen die Situation zu verbessern betreffen allerdings nicht nur die Technik der Fahrzeuge sondern auch die Architektur der Rennstrecken.

Den Zielkonflikt zwischen Abtrieb und Luftwiderstand lösen Formel-1-Teams so, dass durch eine gezielte Flügel-Auslegung der Abtrieb gerade bis zur Geschwindigkeit der schnellsten Kurve zunimmt und dann die Strömung abreißt. So verringert sich auf der nachfolgenden Geraden der Luftwiderstand. Ein weiter steigender Abtrieb wäre an der Stelle ohnedies nicht hilfreich.

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 „geborgte“ 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 [11]. Um die Größenordnung dieses Werts zu erfassen, muss man wissen, dass bei Streckentests die Suche im Zehntelsekunden-Bereich stattfindet.

Für Forschung und Entwicklung legen Formel-1-Teams etwa 25 % des erwirtschafteten Umsatzes bei Seite. Im Vergleich investiert die Automobilindustrie 6 % für diesen Zweck [52].

Tourenwagen Touring Car. Tourenwagen stellen eine große Kategorie dar und wir wollen unsere Betrachtungen 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. Darüber hinaus betreiben Teams auch Eigenentwicklungen an der Boxenausrüstung.

Fahrzeugparametereinflüsse auf die Rundenzeit können beziffert werden [12]. Zu einem Rundenzeitgewinn von jeweils ca. 0,1 s führen folgende Änderungen: Absenkung des Fahrzeugschwerpunkts um 10 mm, Verringerung der Fahrzeugmasse um 10 kg, Steigerung der Motorleistung um 7,4 kW oder Hebung des Gripniveaus der Reifen um 1 %.

GT3 *GT3.* Die Fahrzeuge dieser Klasse entspringen Serien-Sportwagen und der Rahmen für Weiterentwicklungen ist äußerst eng. Die Fahrzeuge werden von der FIA homologiert und entscheidende Teile durch Zeichnungen bzw. durch Fotos in den Fahrzeugpapieren festgehalten. Ebenso wird auf ausführlich dokumentierten Einheitsreifen gefahren. Die Motoren erhalten einen Restriktor, von dem neben der Geometrie sogar der Werkstoff festgelegt ist. Dennoch bietet auch die GT3 Möglichkeiten, sich Wettbewerbsvorteile zu verschaffen. Innerhalb der festgelegten Toleranzen (z. B. bei wagenseitigen Fahrwerksaufnahmepunkten ± 5 mm) kann die eine oder andere Extremlage interessant sein. Das muss natürlich in einzelnen, gut überlegten und vermessenen Versuchen „erfahren“ werden. Bei den Dämpfern ist praktisch nur die äußere Form festgelegt. Die entscheidenden Innereien (Öl, Ventile, Kolbenformen, Gasdrücke, ...) kann jedes Team frei gestalten.

Für Langstreckenrennen erweist sich darüber hinaus der Boxenstopp als lohnender Übungsbereich. Hier ist die gesamte Mannschaft gefordert, Fahrerwechsel, Nachtanken, Reifenwechsel, Kontrollen usw. möglichst effizient und zeitsparend durchzuführen.

GT4 *GT4.* Wie bei allen GT-Serien stehen die Kosten im Vordergrund auch wenn dies zu Beginn anders gewesen sein mag. Die Finanzierung erfolgt nicht über Sponsoren sondern über die Fahrer selbst. In der Regel teilen sich zwei Fahrer ein Fahrzeug. Einer ist Amateur und zahlt für seinen Cockpitplatz (Paydriver), der Teamkollege ist ein Profi – er oder sie (in der GT4 ist der Frauenanteil vergleichsweise hoch) wird bezahlt. Zur Hälfte eines Rennens ist ein Fahrerwechsel vorgeschrieben. Die Reihenfolge der Fahrer bleibt dem Team überlassen. Erklärtes Entwicklungsziel sind kostengünstige, langstreckentaugliche Fahrzeuge. Hilfssysteme machen sich besonders bei Amateuren bezahlt: ABS, teilautomatisierter, drehzahlbasierter Gangwechsel via Schaltwippe am Lenkrad (Paddleshift), automatischer Gasstoß beim Herunterschalten (*Blipper*) usw. helfen nicht nur Rundenzeit sondern auch Motor-/Getriebeschäden zu sparen. Die Erwartungshaltung liegt bei 10.000 km Laufleistung bzw. ein Jahr Nutzung ohne Revision. Die Fahrzeuge sollen einfach aufgebaut sein, Reparaturarbeiten ohne Spezialwerkzeuge und im Idealfall auch ohne Spezialwissen durchführbar sein. Typische GT-Fahrzeuge werden für den Betrieb durch Laien entwickelt.

Seit 2006 sorgt die *Balance of Performance* (BoP) für Chancengleichheit im Starterfeld. Es treten ja höchst unterschiedliche Fahrzeuge gegeneinander an, Abb. 6.7. Von Serienfahrzeugen abgeleitete Sportwagen mit Stahlkarosserie fahren mit Rennfahrzeugen mit CFK-Struktur um die Wette. Die Basis für jegliche Maßnahmen am Fahrzeug stellt eine Rundenzeitvorgabe des Veranstalters dar. Die Entwickler können selbst entscheiden, mit welchen Maßnahmen sie ihr Fahrzeug einbremsen bzw. schneller machen: Geringes Gewicht, hohe Motorleistung, Zusatzgewichte im Fahrzeug, Luftmengenbegrenzer (Restriktor) im Ansaugbereich, ... In den Rennen werden die Fahrzeuge beobachtet und erhalten beim nächsten Rennen gegebenenfalls Zusatzmassen oder andere Restriktoren.



Abb. 6.7 GT4-Rennen

Natürlich ist diese Gleichmacherei heikel, nicht vollständig kontrollierbar und nicht frei von Kritik. Die Veranstalter sehen das so: Wenn alle Teams unzufrieden sind und sich benachteiligt fühlen, passt die BoP.

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 *Dragster*. Die Fahrzeuge dieser Kategorie sind bloß auf eines ausgelegt: Maximale Längsbeschleunigung aus dem Stand über höchstens eine Viertelmeile (402 m). Dem (schlagartigen) Start kommt hierbei eine besonders wichtige Bedeutung hinzu. Die Antriebsreifen werden von der federartigen Kraftübertragung von der Felge über die Karkasse hin bis zum extrem haftenden Latsch auf das gewünschte Verhalten hin entwickelt. Das Wachstum des mit der Geschwindigkeit zunehmenden Rollradius der Reifen ist so groß, dass die Übersetzungsänderung einem Automatikgetriebe gleichkommt. Die Laufräder sollen möglichst geringen Roll- und Luftwiderstand aufweisen. Die Lenkung wird nur um die Mittellage gebraucht und gebremst wird hauptsächlich mittels Bremsschirm.

Eine provoziert große Achslastverlagerung auf die hintere Antriebsachse unterstützt die Reifen bei ihrer Aufgabe Traktionskraft zu übertragen. 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 [13]. Je weniger die Hinterachse beim Beschleunigen einsackt, desto konstanter bleiben die Gesamtschwerpunktshöhe und damit die gewollte Achslastverlagerung nach hinten. In einigen Rennserien werden an der Vorderachse Dämpfer mit extremem Verhältnis Zug-/Druckstufe (1:10) eingesetzt. Das führt zum raschen Anheben aber langsamen Wiederaufsinken des Bugs. Ein kurzer Radstand hat zwar einen ähnlichen Effekt, aber neben der Gefahr eines Überschlags spricht auch die mangelnde Stabilität bei hohen Geschwindigkeiten ($v_{max} > 500 \text{ km/h}$) dagegen.

Die Dragster mit beweglicher Hinterachse fahren unisono eine Starrachse. Dabei gilt es die bekannten Schwächen dieses Achstyps zu bekämpfen. Zum einen führt das Moment der Antriebswelle zu einem Reaktionskräftepaar an den Hinterrädern. Eine unerwünschte Radlastverlagerung und – bei ungünstiger Längsführung – Eigenlenken der Achse sind die Folge. Zum anderen beeinflussen die Räder einander gegenseitig (Trampeln). Daher wird viel Entwicklungsarbeit in die Längs- und Querführung der Achse gesteckt. Klassische Lösungen sind Schubstange (*traction bar*) und Stützlenker (*lift bar*), Abb. 6.8. Dabei werden Reaktionskräfte der Achsführungselemente zur Steigerung der Beschleunigung genutzt.

Damit beim Beschleunigen beide Antriebsräder die gleiche Aufstandskraft und damit die gleiche Umfangskraft übertragen, muss der Radlastunterschied, der durch das Antriebsmoment hervorgerufen wird, kompensiert werden, Abb. 6.9. Die statische Radlast wird

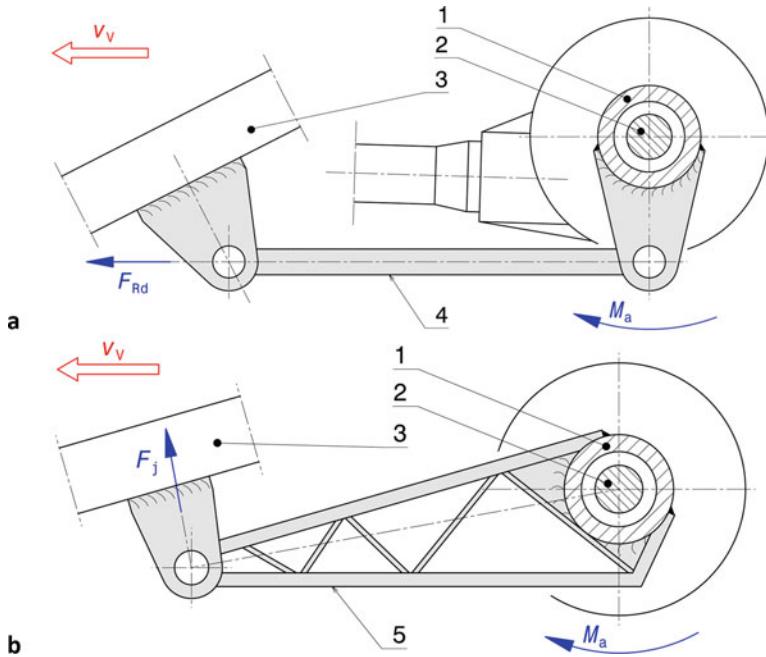


Abb. 6.8 Starrachsführungen mit gewollten Reaktionskräften

a Schubstange *traction bar*, b Stützstrebe *lift bar*

1 Starrachsrohr, 2 Seitenwelle, 3 Rahmen, 4 Schubstange, 5 Stützlenker

v_v Fahrzeuggeschwindigkeit, M_a Achsmoment, F_{Rd} Stangenkraft, F_j Aufstützkraft. Das Achsmoment M_a wirkt als Reaktionsmoment auf das Antriebsmoment der Reifen in dessen entgegengesetzter Richtung. Über die Schubstrebe (a) führt dies zu einer beschleunigenden Längskraft auf den Rahmen. Der Stützlenker (b) hebt den Rahmen bzw. drückt die Reifen auf die Fahrbahn und verbessert so den Initial-Grip

daher am rechten Hinterrad erhöht. Dies geschieht z. B. mit Hilfe einer Zusatz-Luftfeder, die auf der rechten Achsseite einen höheren Druck erhält.

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

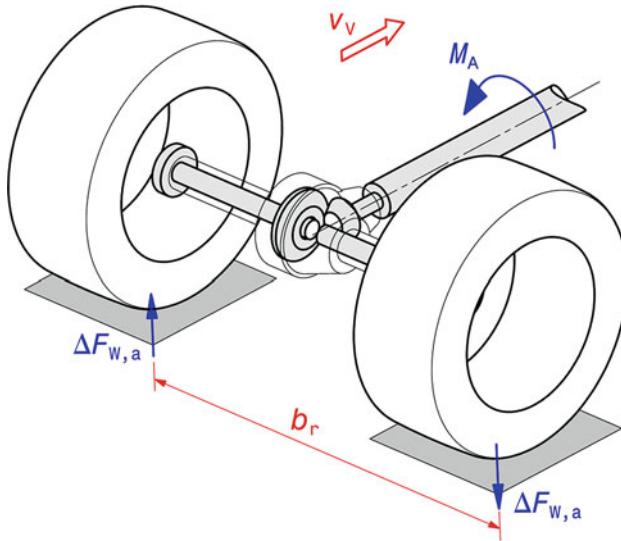


Abb. 6.9 Radlastunterschied an einer Starrachse durch Antriebsmoment

M_A Antriebsmoment der Antriebswelle, $\Delta F_{W,a}$ Radlastverlagerung, b_r Spurweite hinten, v_V Fahrzeuggeschwindigkeit

Das vom Motor kommende Antriebsmoment M_A ruft über die Starrachse ein Kräftepaar hervor, das die Radlast hinten links erhöht und rechts im gleichen Maß reduziert. Es gilt: $M_A = \Delta F_{W,a} b_r$

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 (*burnout*) mit 100 % Antriebsschlupf – bei manchen Serien mit Unterstützung von weichmachenden Bleichlaugen, die auf die Fahrbahn gegossen werden – mit dem Festlegen der Fahrspur und dem eigentlichen Anfahren. Die Wichtigkeit dieser Phase ist enorm, da 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) Endurance Race Vehicles/Le Mans Prototypes. 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 vereitelt.

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. Die Begrenzung der Kraftstoffmenge macht sich bei der Rundenzeit bemerkbar. Verbraucht der Wagen zuviel Treibstoff pro Runde, schafft er die Renndistanz nicht. Der limitierte Kraftstoffmassenstrom wiederum beschneidet die Maximalleistung (Leistung ist physikalisch der zeitliche Energiefluss). Der vorgeschriebene Einheitskraftstoff lässt den Entwicklern für eine Leistungssteigerung nur noch den Freiraum den indizierten und den mechanischen Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine zu steigern. Kann man einen Teil der Energie beim Bremsen in einem Speicher zwischenlagern und beim anschließenden Beschleunigen wieder nutzen, so wird der Bedarf an fossilem Kraftstoff verringert und der gesparte Treibstoff kann zur Steigerung der Rundenzeit dienen.

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. Aber auch unterschiedliche Rennsituationen (Pace-Car-Phasen, Behinderung durch langsamere Fahrzeuge, Fahrfehler, Wetter, ...) führen dazu, dass nicht in jeder Runde soviel Energie rückgewonnen werden kann wie „geplant“. Dass ist insofern von Interesse, als das Reglement auch die maximale zurückgewonnene Energie pro Runde festschreibt. Man wird also versuchen genau an diese Grenze heranzukommen. Damit der Fahrer aber nicht auch noch mit Überlegungen zu Energieaufteilung und Energieeinsatz belastet wird, übernimmt ein Bordrechner diese Aufgabe. Allein die Vorstellung, dass der Fahrer ständig mit zwei Bremspedalen bzw. – hebel (Frikitionsbremse, Generator) und zwei Fahrpedalen (Verbrennungsmotor, Elektromotor) hantieren müsste, führt das vor Augen. Dieses Energiemanagementsystem ist dermaßen rennentscheidend, dass die großen Teams die erforderliche Software im eigenen Hause entwickeln. Das Bemühen in jeder Runde dieselbe Menge an Boostenergie zu speichern geht so weit, dass in bestimmten Situationen noch in der Beschleunigungsphase auf der Geraden mit dem Rekuperieren begonnen wird. Der Fahrer merkt dies (neben einer Cockitanzeige) daran,

dass – obwohl er voll am Gas steht – die Einspritzmenge an Kraftstoff zurückgenommen wird und der Wagen nach einer Segelphase in den Bremsbetrieb bei völlig abgestellter Einspritzung übergeht. Dazu muss das Energiemanagement aber auch zu jeder Zeit mettergenau wissen, wo sich das Fahrzeug auf der Strecke befindet. Die Entwicklung der erforderlichen Algorithmen und das Erfinden von zum Teil selbstlernenden Systemen gehört mittlerweile zum Alltag der Konstrukteure von LMP-Fahrzeugen. Neben dem Verbrennungsmotor wird auch bei den elektrischen Maschinen und den Energiespeichern daran gearbeitet den Wirkungsgrad in die Höhe zu treiben. Ein höherer Wirkungsgrad bedeutet bessere Ausnutzung der vorhandenen Energie und gleichzeitig weniger Verluste, also weniger Kühlbedarf. Kleinere Kühlflächen wiederum erfreuen die Aerodynamiker.

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. Rückblickeyeinrichtungen, 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.

Drift-Challenge Ein Mittelding zwischen Rennsport und Show stellt dieser Bewerb dar. Einerseits wollen die Teilnehmer den vorgegebenen Kurs möglichst rasch bewältigen, andererseits wachen Juroren darüber, ob die Fahrer bestimmte Passagen im Drift nehmen. Ist die Schrägfahrt zu wenig ausgeprägt oder zu kurz, wird das mit Strafpunkten geahndet. Darüber hinaus soll bei S-Kurven der Wechsel von der einen zur anderen Seite elegant und ohne Pendeln des Fahrzeugs erfolgen. Insgesamt bewerten die Preisrichter Linienwahl, Schwimmwinkel (hier Driftwinkel genannt) und Geschwindigkeit. In Europa werden seit 2008 internationale Bewerbe ausgetragen: King of Europe und DriftMasters. Ein durchzugskräftiger, leistungsstarker Motor mit vorbildlicher Fahrbarkeit über dem gesamten Drehzahlbereich hilft enorm den erwünschten Fahrzustand des Lastübersteuerns (*Power-Overshoot*) zu erreichen und zu halten. Um mit der Spitze in Europa mithalten zu können sind Mindestkennwerte von 370 kW und 700 N m erforderlich. Auch eine auf die Hinterräder (hydraulisch) wirkende Handbremse ohne Rastfunktion (*Fly-Off-Handbremse*) erfüllt in Notfällen zum Einleiten großer Schräglauwinkel an der Hinterachse ihren Dienst. Driften bedeutet fahrdynamisch, dass der Schwimmwinkel extrem groß ist (bis 90°) und der Lenkwinkel dasselbe Vorzeichen aufweist (Gegenlenken), siehe auch Abb. 5.47. Die Vorderachse muss dabei weitaus größere Einschlagwinkel ermöglichen als das bei konventioneller Kurvenfahrt erforderlich wäre, damit der Drift nicht in einem Dreher endet – was gar keine Punkte und zusätzlich Zeitverlust bedeutet. Eine schnellere Lenkübersetzung – womöglich kompensiert durch eine Lenkunterstützung – leistet an der Stelle ebenfalls gute Hilfe. Generell wird der Lenkeinschlag möglichst weit ausgelegt, was – wenn Serienfahrzeugen als Basis dienen – zumindest eine Änderung des Lenkgestänges und meist eine völlige Neuauslegung der Lenkanlage bedeutet. Ein Durchschlagen der

Spurstange verbietet sich selbstredend, aber auch ein offener Übertragungswinkel (um 0 bzw. 180°) zwischen Spurstange und Lenkhebel führt gepaart mit Toleranzen und Elastizitäten zu undefinierten Zuständen der Vorderräder. Der Nachlauf wird eher kleiner als beim Serienfahrzeug eingestellt, weil der Sturzzuwachs beim Gegen-Einschlagen in die falsche Richtung erfolgt. Die Vorderräder müssen in dem Fahrzustand der Gierbewegung entgegengesetzte Seitenkräfte aufbauen. Typische Werte liegen zwischen 6 bis 8°. Manche Fahrer bevorzugen große Nachlaufwinkel. Das erhöht zwar die erforderlichen Lenkräfte, beim Umsetzen (der elegante Vorzeichenwechsel des Driftwinkels) lassen sie jedoch das Lenkrad einfach los und die Rückstellkräfte drehen das Lenkrad wesentlich schneller zurück als er das mit den Armen schaffen würde. Auch bei der Stellung der Räder gibt es keine einheitlichen Vorstellungen der Fahrer. Im Gegenteil: Manche schwören auf Nachspur an der Vorderachse, während andere Vorspur einstellen. Die Hinterräder werden bei großem Umfangsschlupf betrieben, so dass die Seitenkräfte durchwegs kleiner als das Maximum sind. Diese Reifen brauchen sehr kleinen Sturz. Es erweist sich für den Reifenverschleiß sogar günstiger, dass der Reifen möglichst senkrecht zur Fahrbahn steht.

Große Federwege helfen vor allem bei welligen Strecken den erforderlichen hohen Grip der Reifen aufzubauen. Allgemein erweist sich die Kombination weiche Aufbaufedern und straffe Dämpfer als günstig. Die Zugstufe wird eher weich und die Druckstufe hart eingestellt. Vor allem an der Hinterachse verbessert die Druckstufe das Umsetzverhalten stark. Eine robuste Differenzialsperre an der Hinterachse arbeitet in dieselbe Richtung. Eine Starrachse hinten erweist sich in diesem Sport als günstig: Keine Sturzänderungen der Räder, durch gleich lange Längslenker wird Wanklenken vermieden und es lässt sich durch einen tiefgelegenen Nickpol eine Nickunterstützung (also das Gegenteil von Anti-Squat) einstellen. Diese so geförderte Achslastverlagerung nach hinten bedeutet mehr Vortrieb.

Eine höhere Hinterachslast (also ein nach hinten verschobener Gesamtschwerpunkt) unterstützt die Gierbewegungen beim Umsetzen und erleichtert so dem Fahrer das Leben.

Die Verbesserung von aerodynamischen Abtriebskräften spielt trotz des Wunsches nach hohen Schlupfwerten an der Hinterachse eine Rolle, weil die Fahrzeit ja auch in die Wertung eingeht.

Bei einigen Serien wird aus Umweltschutzgründen (Lärm-, Rauchemissionen und Reifenverschleiß) auf bewässerter Piste gefahren, Abb. 6.10. Eine gute Latschentwässerung durch das Reifenprofil und guter Nassgriff wird an beiden Achsen gebraucht. Scharfkantige Profil-Stollen und Einschnitte in der Lauffläche, die Lamellen wie bei Winterreifen bilden, haben sich hierin bewährt.

6.2 Entwicklungswerkzeuge *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. 6.3. Darüber hinaus werden diese Techniken selbstständig



Abb. 6.10 Drift-Challenge

Die Drift Challenge Austria (DCA) wurde auf bewässerter Strecke ausgetragen

weiter verfeinert und somit die Entwicklungsergebnisse verbessert. Wir wollen zur genaueren Betrachtung diese Werkzeuge einzeln herausheben:

- Datenerfassung und -analyse
- Simulation
- Prüfstände und Prüfeinrichtungen
- Fahrversuch

Nachfolgend werden diese Techniken näher beschrieben.

6.2.1 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. Weil diese Werkzeuge solche Bedeutung haben, sind ihnen eigene Kap. 2, 3 und 4 gewidmet. An dieser Stelle sollen der Vollständigkeit halber einige weitere Bereiche herausgegriffen werden, bei denen Datenerfassung die Fahrzeugentwicklung prägt.

Dämpferabstimmung Datenanalysen helfen beim gezielten Abstimmen der Dämpfer, siehe Abschn. 5.3.3.2.

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. 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.

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. 6.11 und 6.12) erfasst, die auf kritische Stellen geklebt werden. Am stehenden



Abb. 6.11 Temperatur-Messstreifen

Der Messstreifen zeigt die größte im Betrieb aufgetretene Temperatur des Dämpfers durch Verfärbung an

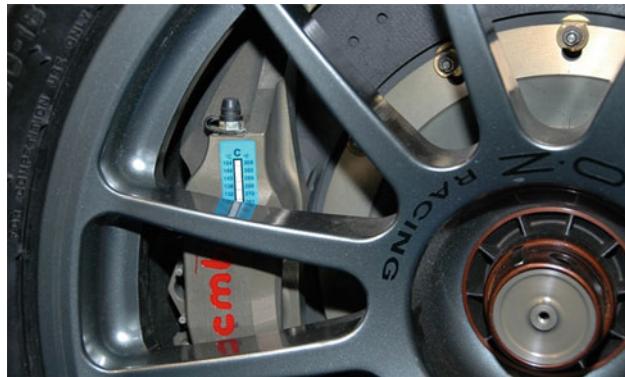


Abb. 6.12 Temperatur-Messstreifen

Der Messstreifen erfasst die Maximaltemperatur der Bremszange eines FIA-GT-Wagens

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.

Datenmanagement Data Management. Eine große Datenmenge hat jedoch nicht nur Vorteile. Mit der Menge an erfassten 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 [16]. 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. Tab. 6.3 stellt die Anforderungen bei der Datenverwaltung von Rennsport und Serie gegenüber.

Tab. 6.3 Übersicht der Unterschiede in der Datenverwaltung bei Rennsport und Serie, nach [16]

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

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 Schalt-drehzahlen und Überdrehzahlen (Fehlschaltungen). Über Häufigkeitsverteilung bevorzugte Drehzahlbereiche für Motorhersteller bzw. -tuner aufzeigen.

Fahrpedalstellung: Vollastanteile ermitteln (mit demselben Ziel wie oben bei Motordrehzahl). Fahrbarkeitsprobleme im Kurvenausgang feststellen. Balance-Probleme ermitteln (abruptes Gaswegnehmen).

Längsbeschleunigung (Beschleunigungsaufnehmer): Bremsverzögerung. Bremspunkte exakter feststellen als über Geschwindigkeitskanal. Zusammen mit Querbeschleunigung Ausnutzen des Reifenpotenzials prüfen.

Querbeschleunigung (Beschleunigungsaufnehmer): Reifenpotenzial bei Kurvenfahrt ermitteln. Zusammen mit Längsbeschleunigung $g-g$ -Diagramme erstellen. Zusammen mit Lenkwinkelsensor Eigenlenkverhalten analysieren.

Lenkwinkel (Drehgeber): Einlenkpunkt des Fahrers festlegen. In Zusammenarbeit mit Gieratensensor oder Querbeschleunigung Eigenlenkverhalten des Wagens untersuchen.

Federweg (linearer Wegaufnehmer): Aerodynamischen Abtrieb, Nick- und Wankbewegungen feststellen.

6.2.2 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 Modell Experimente durchgeführt [3]. 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 liegenden 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. 6.13. Umgekehrt lassen sich grundsätzliche Aussagen bereits mit erstaunlich einfachen Modellen treffen.

Als physikalische Modelle bieten sich u. a. an: Massepunkt-, Einspur- und Zweispurmodelle. Die mathematische Betrachtung (Rechnermodell) kann stationär (ohne Zeit-einfluss), quasi-stationär und instationär (transient, zeitabhängig) erfolgen. Die sich daraus ergebenden Kombinationen sind in Tab. 6.4 zusammengestellt. Der stationär betrachtete

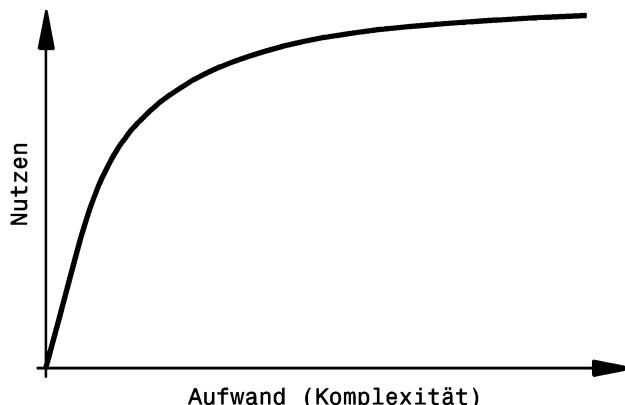


Abb. 6.13 Nutzen einer Simulation als Funktion des Aufwands

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

Tab. 6.4 Simulationsmodelle von Fahrzeugen

Physikalisches Modell	Mathematisches Modell		
	Stationär ($t = \text{const}$)	quasi-stationär	instationär ($t \neq \text{const}$)
Massepunkt	x	x	
Einspur	x	x	x
Zweispur	x	x	x

Massepunkt ist dabei das einfachste Modell und das instationäre Zweispurmodell am aufwändigsten.

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 -Diagramme⁸ dargestellt. Damit sind die Grenzen von Längs- und Querbeschleunigung, die ein Fahrer zu fahren bereit ist, abgesteckt. Abb. 6.14 zeigt exemplarisch für drei verschiedene Fahrttypen ebene Schnitte aus einem 3D- g - g - v -Diagramm. Der Normalfahrer (blaue Kurven) verhält sich mit zunehmender Fahrzeuggeschwindigkeit v_v immer vorsichtiger, während der Rennfahrer (rote Kurven) die Grenzen auszuloten imstande ist. Das Diagramm Längsbeschleunigung über Querbeschleunigung (rechts oben) zeigt für eine Fahrzeuggeschwindigkeit die Grenzen des Fahrverhaltens, die auch in Abb. 2.31 zu erkennen sind.

Beispiel Anhand eines einfachen Beispiels führen wir uns das Wesentliche einer Simulation vor Augen. Es soll der Beschleunigungsvorgang eines Fahrzeugs aus dem Stand über 75 m untersucht werden. Das ist eine der dynamischen Disziplinen bei jedem Formel-Student-Wettbewerb, weshalb ein solches Fahrzeug die Eingabedaten liefern soll. Das Vollastmoment M sei in Drehzahlschritten n von 1000 min^{-1} bekannt. Zwischenwerte können interpoliert werden. Die Motorleistung P folgt daraus direkt durch die bekannte Beziehung

$$P = \frac{1}{1000} M \omega = M \frac{\pi \cdot n}{30.000} \quad (6.1)$$

P Leistung, kW

n Drehzahl, min^{-1}

M Moment, N m

Abb. 6.15 stellt die Motor-Eingabedaten samt den Ergebnissen dar. Dabei wurde im Drehzahlbereich von 0 bis 2000 min^{-1} ein konstantes Moment angenommen, das tatsächlich vom Motor erst knapp über 2000 min^{-1} aufgebracht werden kann. Dieser Momenten-

⁸Siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 2 *Konzept*.

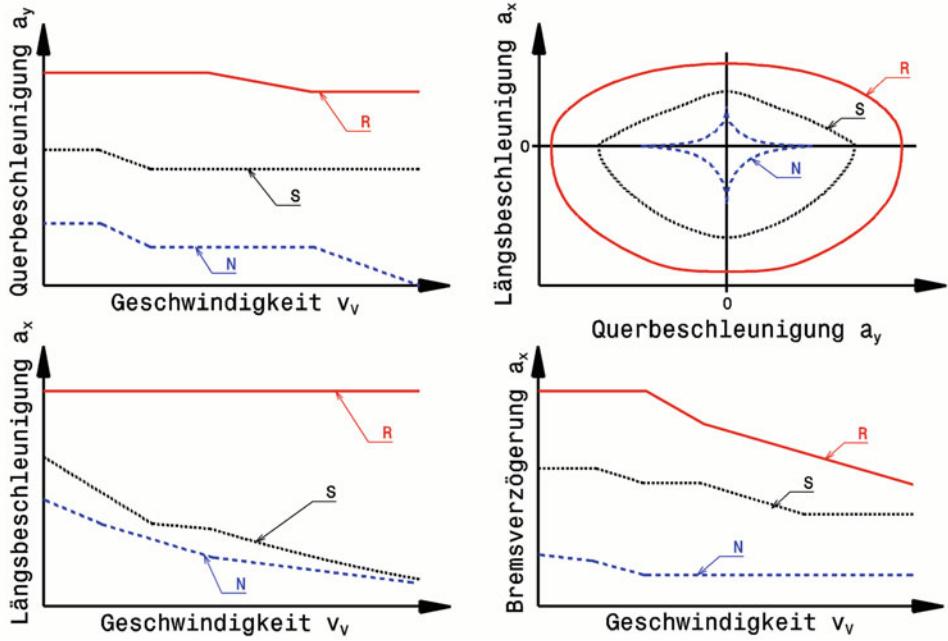


Abb. 6.14 Verhalten von Fahrertypen, nach [15]

R: Rennfahrer

S: Sportlicher Fahrer

N: Normalfahrer

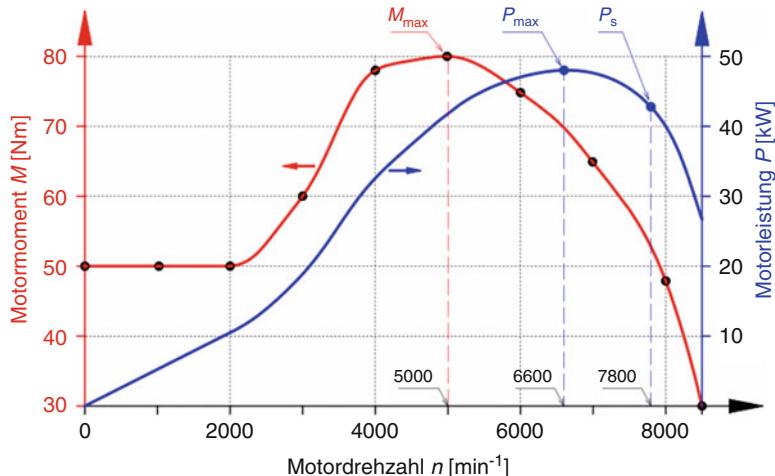


Abb. 6.15 Verlauf von Motormoment und -leistung über der Drehzahl

Vom Motormoment M sind die Werte in Schritten von 1000 min^{-1} Motordrehzahl n bekannt (schwarze Punkte). Zwischenwerte werden extrapoliert (rote Kurve). Die Motorleistung P wird aus Drehzahl und Moment errechnet (blaue Kurve)

verlauf soll den Anfahrvorgang darstellen, bei dem in Wirklichkeit die schleifende Kuppelung die feste Übersetzung zwischen Kurbelwelle und Antriebsräder aufhebt. Das ist somit eine erste Vereinfachung für diese Simulation.

Die Berechnung des zurückgelegten Wegs über der Zeit (gewünschtes Simulationsergebnis) verläuft in folgenden Schritten. Ausgehend von der Geschwindigkeit $v_V = 0$ wird über die Getriebeübersetzung und den dynamischen Reifenradius r_{dyn} die aktuelle Motordrehzahl n ermittelt. Aus dieser Motordrehzahl folgt das größte zu Verfügung stehende Motormoment M . Die Zugkraft $F_{W,X,A}$ an den Antriebsräder errechnet sich aus dem Motormoment wieder aus Reifenradius und den Übersetzungen. Die Differenz zwischen der Zugkraft und den gesamten der Bewegung entgegenwirkenden Fahrwiderständen bildet den Zugkraftüberschuss, der zum Beschleunigen zur Verfügung steht. Die Beschleunigung a_X folgt aus dem Zugkraftüberschuss mit Hilfe des zweiten Newton'schen Gesetzes (Bewegungsgesetz). Aus der Beschleunigung ergibt sich die Geschwindigkeit durch Integration über der Zeit. Der gesuchte Weg s wiederum errechnet sich aus der Integration der Geschwindigkeit. Diese Integrationen entziehen sich im Allgemeinen einer einfachen analytischen Behandlung, weil die Beschleunigung Terme enthält, die selbst von der Geschwindigkeit (also dem Ergebnis) abhängig sind (Differentialgleichung). Numerisch lassen sich diese Integrationen zumindest mit einem Rechner leichter lösen, wenn auch nur näherungsweise. Dies ist eine zweite Vereinfachung für diese Simulation. Für unser Beispiel soll das anschauliche Euler'sche Streckenzugverfahren dafür genutzt werden.

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:

$$a_X = f(v_V, t) = \frac{dv_V}{dt} \quad (6.2)$$

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 Δt zu:

Für $t = t_1 = t_0 + \Delta t$ wird $v_{V,1} = v_{V,0} + \Delta t \cdot a_{X,0}$ Δt Zeitschritt, s.

Für alle weiteren Zeitschritte folgt die Geschwindigkeit analog. Es gilt also allgemein zum Zeitpunkt t_k :

Für $t = t_{k+1} = t_k + \Delta t = t_0 + k \cdot \Delta t$ wird $v_{V,k+1} = v_{V,k} + \Delta t \cdot a_{X,k}$ Δt Zeitschritt, s. $k = 1, 2, 3, \dots$ (6.3)

k Zählvariable, -.

$k = 1, 2, 3, \dots$

Je kleiner der Zeitschritt Δt , desto näher liegt das Ergebnis an der exakten Lösung.

Der zurückgelegte Weg s wird analog ermittelt:

$$s_{k+1} = s_k + \Delta t \cdot v_{V,k} \quad (6.4)$$

Abschließend können die Werte von v_V und s über der Zeit t aufgetragen werden. Dort, wo der Graph des zurückgelegten Wegs den Wert 75 m erreicht, lässt sich die Laufzeit ablesen.

Nachstehend folgt der MATLAB-Code⁹ dieser Simulation. Daraus können auch ohne tiefere Programmierkenntnisse die wesentlichen Schritte und Gleichungen erfasst werden. (Hinweis: Nicht kompilierte Kommentare folgen nach dem %-Zeichen)

```

1 %% Simulation eines Beschleunigungsvorgangs
2 clear all; clc; close all;
3 load('Motormoment.mat') % Daten Motormoment einlesen
4 m= 285; % [kg] Fahrzeuggesamtmasse inkl. Fahrer
5 g= 9.81; % [m/s^2] Erdbeschleunigung
6 rho_L= 1.26; % [kg/m^3] Luftdichte
7
8 i(1)= 1.8; % [-] Uebersetzung 1. Gang
9 i(2)= 1.17; % [-] Uebersetzung 2. Gang
10 i(3)= 0.96; % [-] Uebersetzung 3. Gang
11
12 i_Achs= 5.5; % [-] Achsuebersetzung
13 r_dyn= 0.255; % [m] dynamischer Reifenradius
14 k_R= 0.02; % [-] Rollwiderstandsbeiwert
15 cw= 0.6; % [-] Cw-Wert
16 A_V= 0.7; % [m^2] Stirnflaeche
17
18 n_schalt= 6600; % [min^-1] Schaltzahl
19 v_V_end= 115/3.6; % [km/h -> m/s] Endgeschwindigkeit
20
21 delta_t= 0.01; % [s] Zeitschritt für Integration
22
23 %% Rechnungsbeginn
24 ig= i.*i_Achs; % Gesamtübersetzungen ermitteln
25
26 % Startwerte für Eulerverfahren
27 Gang= 1; % 1. Gang
28 v_V(1)= 0; % [m/s] Anfangsgeschwindigkeit

```

(Fortsetzung)

⁹MATLAB® ist eine höherwertige Programmiersprache der 4. Generation. MATLAB ist eine Marke von The MathWorks, Inc. Es existieren auch OpenSource-Softwaretools, die diesen Code verarbeiten können, z. B. Octave.

```

29 s(1)=0; % [m] Anfangsweg
30 k=1; % Zaehlvariable
31
32 while v_V(k) <= v_V_end % aktuelle Geschwindigkeit v_V(k) in m/s
33 ni(k)=v_V(k)*30/pi*ig(Gang)/r_dyn;% aktuelle Motordrehzahl in
min^-1 ermitteln
34 if ni(k) >= n_schalt % Gang erhöhen, wenn Schaltdrehzahl erreicht
35 Gang=Gang+1;
36 if Gang >= 3 Gang = 3; end % höchste Gangzahl ist mit 3 begrenzt
37 ni(k)=v_V(k)*30/pi*ig(Gang)/r_dyn; % Drehzahl nach Gangwechsel
ermitteln
38 end
39
40 Mi=interp1(n,M,ni(k),'cubic','extrap'); % Motormoment
interpoliert aus Daten-File
41
42 F_VX=Mi*ig(Gang)/r_dyn; % [N] Zugkraft an der Hinterachse
43
44 F_R=k_R*m*g; % [N] Rollwiderstand
45 F_L=rho_L*v_V(k)^2/2*cw*A_V; % [N] Luftwiderstand
46 F_dr=F_R+F_L; % [N] Gesamtwiderstand
47 a_X=(F_VX-F_dr)/m; % [m/s^2] aktuelle Beschleunigung in
X-Richtung
48 v_V(k+1)=v_V(k)+a_X*delta_t; % [m/s] Euler'sches
Streckenzugverfahren fuer % Geschwindigkeit
49 s(k+1)=s(k)+v_V(k)*delta_t; % [m] Euler'sches
Streckenzugverfahren fuer
% zurueckgelegten Weg
50 k=k+1;
51 end
52
53 %% Plotten der Ergebnisse
54 t=0:delta_t:(k-1)*delta_t; % Zeitvektor zum Plotten erzeugen
55
56 figure(1) % Neues Fenster erzeugen
57 subplot(3,1,1), plot(t,v_V.*3.6,'r') % Geschwindigkeit plotten
58 title('Geschwindigkeit'), xlabel('t [s]'), ylabel('v_V [km/h]'),
grid on, hold on
59
60 subplot(3,1,2), plot(t,s,'r');
61 title('Zurückgelegter Weg'), xlabel('t [s]'), ylabel('s [m]'),
grid on, hold on
62

```

(Fortsetzung)

```

63 t(end) = [] ; % letzten Zeitwert entfernen, damit Vektor gleich lang
wie ni
64 subplot(3,1,3), plot(t,ni,'r')
65 title('Motordrehzahl'), xlabel('t [s]'), ylabel('n [min^-^1]'),
grid on, hold on
66
67 in_min= min(find(s>=75)) ; % Index ermitteln für Weg s= 75 m
68 t_lauff=t(in_min) % [s] Laufzeit fuer 75 m

```

A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Gesamtmasse m :	290	kg			← Eingabezelle		
2	Zeitschritt für Integration Δt :	0,01	s			← Startwerte		
4	Größe:	t	s(t)	$v_v(t)$	$F_{v,x}$	F_{dr}	a_x	$v(t+\Delta t) = v(t) + a_x \Delta t$
5	Einheit:	s	m	m/s	N	N	m/s^2	$s(t+\Delta t) = s(t) + v_v(t) \Delta t$
6		0	0	0	1941,2	56,898	$= (E6-F6)/m$	$= D6+G6*\Delta t$
7		$= B6+\Delta t$	$= I6$	$= H6$	1941,2	56,899	$= (E7-F7)/m$	$= D7+G7*\Delta t$
8		$= B7+\Delta t$	$= I7$	$= H7$	1941,2	56,902	$= (E8-F8)/m$	$= D8+G8*\Delta t$
9								

Abb. 6.16 Eulersches Streckenzugverfahren in einem Tabellenkalkulationsprogramm

Die Werte von $F_{v,x}$ und F_{dr} sind der Übersichtlichkeit halber direkt eingetragen, müssten für eine vollständige Berechnung natürlich ebenso aus vorhergehenden Werten berechnet werden. Die weiteren Iterationsschritte folgen, indem die beiden letzten Zeilen analog nach unten fortgeführt werden. Die Eingabezelle D1 heißt „,m“ und Zelle D2 heißt „,delta_t“

Diese Simulation kann auch mit einem Tabellenkalkulationsprogramm durchgeführt werden, siehe z. B. [24]. Abb. 6.16 stellt die wesentlichen Zeilen des Euler'schen Streckenzugverfahrens dar.

Obwohl diese Simulation die Wirklichkeit nicht vollständig abbildet – Anfahrvorgang, Reifenschlupf, veränderlicher Reifenradius, veränderlicher Rollwiderstand usw. – lassen sich dennoch Prinzipuntersuchungen damit durchführen. Wir wollen als Beispiel den Einfluss der Schaltdrehzahl auf die Laufzeit untersuchen. Die Simulation wird daher jeweils mit den Schaltdrehzahlen 5000, 6600 und 7800 min^{-1} durchgeführt. Bei 5000 min^{-1} liegt das maximale Motormoment an, bei 6600 min^{-1} die maximale Leistung. Bei 7800 min^{-1} schneidet sich im Zugkraftdiagramm die Zugkraftkurve des 1. Gangs mit jener des zweiten, siehe Abb. 6.17. Bei dieser Schaltdrehzahl ist der Abstand der Motorzugkraft zur effektiven Zugkrafthyperbel $F_{v,x,e}$ am geringsten.¹⁰

Die Ergebnisse der drei Simulationen sind in Abb. 6.18 zu sehen. Erwartungsgemäß erweist sich die Variante mit der Schaltdrehzahl im Schnittpunkt der Zugkraftkurven (blau) als die schnellste: In 4,48 s sind die 75 m erreicht. Schaltet man beim maximalen Motormoment (grün), benötigt man am längsten, nämlich 4,69 s. Was in dieser Simulation

¹⁰Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 *Antrieb*, Kap. 4.

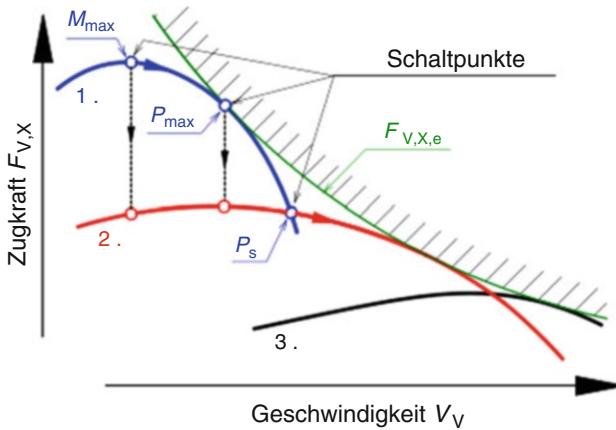


Abb. 6.17 Zugkraftdiagramm zur Erläuterung der drei unterschiedlichen Schaltdrehzahlen des Simulationsbeispiels

Dargestellt sind die Motorzugkraftkurven der drei Gänge und die effektive Zugkrafthyperbel $F_{V,X,e}$ ($=P_{\max}/v_V$). In der Simulation werden drei unterschiedliche Schaltdrehzahlen untersucht, nämlich bei maximalem Motormoment M_{\max} , bei max. Motorleistung P_{\max} und im Schnittpunkt P_s aufeinanderfolgender Gänge

u. a. unberücksichtigt geblieben ist, ist die Schaltzeit; also die Zeit der Zugkraftunterbrechung. Dabei schneidet diese Variante noch besser ab, weil bloß einmal geschaltet werden muss, während bei den beiden anderen Schaltdrehzahlen zweimal der Gang gewechselt wird (Diagramm unten). Für genauere Untersuchungen könnte man die rotatorischen Massen mit einem gangabhängigen Drehmassenzuschlag berücksichtigen und/oder Getriebewirkungsgrade einführen sowie das Wachsen des dynamischen Reifenradius mit einkalkulieren.

Rundenzeitsimulation Lap Time Simulation. Ein weiteres Beispiel soll die grundständische Vorgehensweise bei einer Rundenzeitsimulation anschaulich darlegen. Die großen 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. Abb. 6.19 veranschaulicht das zugehörige physikalische Modell.

Die Fahrwiderstände F_{dr} werden durch Gleichungen beschrieben, in die wesentliche Fahrzeugeigenschaften (Masse, Querschnittsfläche, c_w -Wert, ...) eingehen.¹¹ Die resultie-

¹¹ Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 Antrieb, Kap. 4.

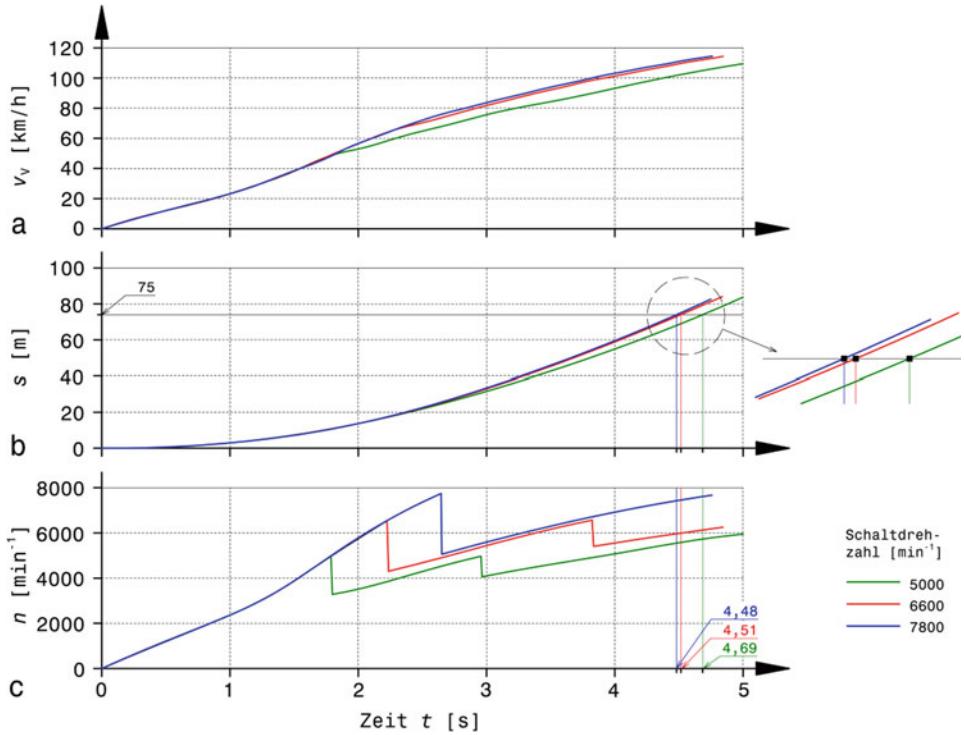


Abb. 6.18 Ergebnisse des Simulationsbeispiels „Beschleunigung über 75 m“

Über der Laufzeit t sind aufgetragen die Fahrzeuggeschwindigkeit v_V (a), der zurückgelegte Weg s (b) und die Motordrehzahl n (c)

rende Beschleunigung a_X ergibt sich aus dem Quotienten des Zugkraftüberschusses $F_{V,X,ex}$ mit der reduzierten Fahrzeugmasse. Der Zugkraftüberschuss selbst folgt aus der Differenz der Antriebskraft $F_{W,X,A}$ und der Fahrwiderstände F_{dr} . Es gilt also:

$$a_X = \frac{F_{V,X,ex}}{m_{V,t} \cdot k_m} = \frac{F_{W,X,A} - F_{dr}}{m_{V,t} \cdot k_m} \quad (6.5)$$

a_X	Längsbeschleunigung, 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 Vollastbeschleunigung mit einem idealen Getriebe dar) und wird von der maximalen Motorleistung $P_{M,\max}$ bestimmt. Die Antriebskraft wird somit:

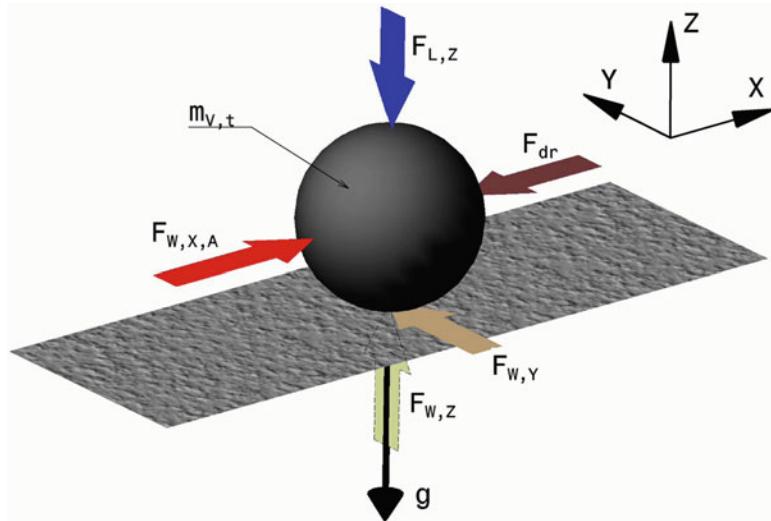


Abb. 6.19 Freikörperbild des Fahrzeugmodells einer einfachen Rundenzeitsimulation

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 $F_{W,Y}$

$$F_{W,X,A} = F_{V,X,e} = \frac{3600 \cdot P_{M,\max}}{v_v} \eta \quad (6.6)$$

$P_{M,\max}$ maximale Motorleistung, kW

v_v Fahrgeschwindigkeit, km/h

η 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 $F_{W,X,\max}$. Für das Gesamtfahrzeug gilt vereinfacht:

$$F_{W,X,\max} = \mu_{W,X} \cdot (m_{V,t} \cdot g + F_{L,Z}) \cdot \Phi_A \quad (6.7)$$

$F_{W,X,\max}$ maximale durch die Reifen übertragbare Zugkraft, N

$F_{L,Z}$ aerodynamische Abtriebskraft,¹² N. $F_{L,Z} = f(v_v)$

Φ_A Anteil der Achslast an der Antriebsachse, -. Für ein allradgetriebenes Fahrzeug ist $\Phi_A = 1$.

¹²Siehe z. B. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 5, (5.5).

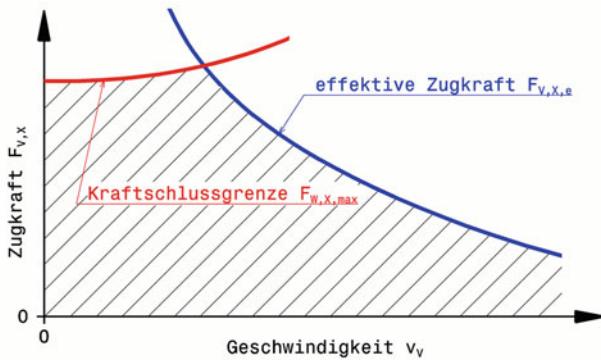


Abb. 6.20 Bereich der fahrbaren Zugkraft (schematisch)

Der fahrbare Bereich wird begrenzt durch die maximale Reibung der angetriebenen Reifen und die größte Zugkraft des Motors

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. 6.20.

Damit ist die Beschleunigung $a_x(t)$ bestimmt und die Geschwindigkeit $v_v(t)$ kann daraus errechnet werden.

Weil im Ausdruck der Beschleunigung einige der obigen Größen von der Geschwindigkeit selbst abhängig sind, lässt sich die resultierende Geschwindigkeit allerdings nicht mit einfachen mathematischen Methoden ermitteln, sondern es liegt eine Differenzialgleichung vor. Diese Differenzialgleichung kann jedoch näherungsweise numerisch gelöst werden wie im obigen Beispiel ausgeführt wurde, z. B. mit (6.3).

Beim Bremsen wird statt der Motorzugkraft $F_{W,X,A}$ aus (6.6) die negative Bremskraft $F_{W,X,B}$ in die Berechnung der resultierenden Kraft auf das Fahrzeug, (6.5), eingesetzt:

$$a_x = \frac{-F_{W,X,B} - F_{dr}}{m_{V,t} \cdot k_m} \quad (6.8)$$

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 der auf das Fahrzeug wirkenden Gesamtbremskraft¹³ $F_{V,X,B}$, indem nur die Anteile berücksichtigt werden, die über die Reifen übertragen werden (die Anteile aus den Fahrwiderständen berücksichtigt ja (6.8)):

¹³Genaueres siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 6, (6.7).

$$F_{W,X,B} = \mu_{W,X} \cdot \left(m_{V,t} \cdot g + \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot c_A \cdot A_V \cdot v_V^2 \right) \quad (6.9)$$

$F_{W,X,B}$ 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 $v_{co,max}$ ¹⁴ beschreibt folgender Zusammenhang:

$$v_{co,max} = \sqrt{\frac{g}{\frac{1}{\mu_{W,Y}R} - \frac{\rho_L \cdot c_A \cdot A_V}{2m_{V,t}}}} \quad (6.10)$$

Die Kurve selbst wird mit konstanter Geschwindigkeit, also mit Beschleunigung $a_x=0$ befahren. Ist der Radius dieser Kurve größer als der kritische Radius¹⁵ R_{krit} , 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, (6.3), vorgenommen. Abb. 6.21 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 Spitz. Man erkennt daraus auch die typische Fahrweise eines Rennfahrers: Sein Bestreben 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

¹⁴Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 5, (5.6).

¹⁵Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 5, (5.7).

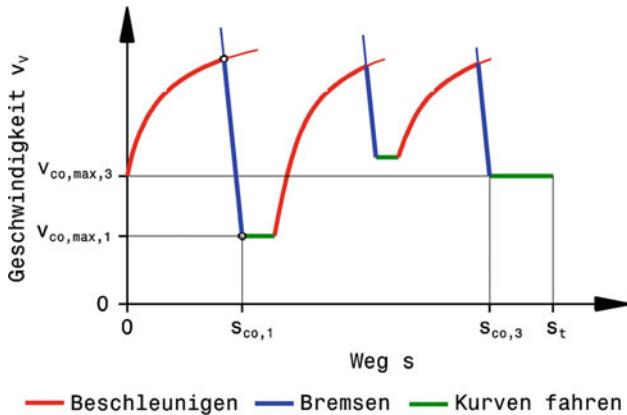


Abb. 6.21 Vorgehensweise bei Rundenzeitsimulation (schematisch)

Beschleunigung, Bremsen und Kurvenfahrten wechseln einander ab. Die maximale Kurvengeschwindigkeit $v_{co,max}$ diktiert das vorhergehende Bremsmanöver

$s_{co,1}$ Weg bis zu Kurveneingang erste Kurve

s_t Streckenlänge

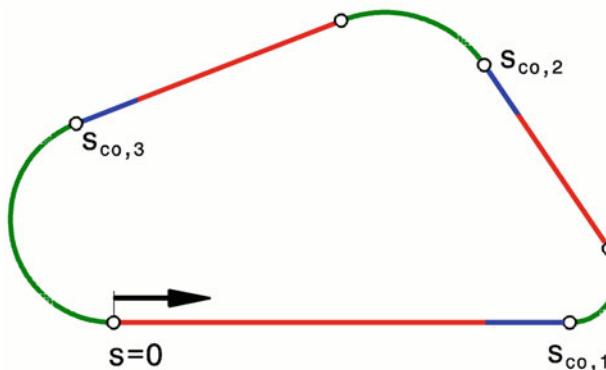


Abb. 6.22 Aufteilung einer Strecke (schematisch)

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

nur mit der Motorbremse verzögern, und mit moderater Geschwindigkeit die Kurve durchfahren.

Die zu simulierende Strecke wird in geometrische Abschnitte (Gerade, Kreisbögen) aufgeteilt, wobei mit einer Geraden begonnen wird, Abb. 6.22. 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 (6.3) 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:

$$s_n = \int_0^{t_n} v_V(t) dt \approx \sum_{i=0}^{n-1} \frac{v_{V,i+1} + v_{V,i}}{2} \cdot \Delta t \quad (6.11)$$

s_n Wegstrecke zu Zeitpunkt t_n , m

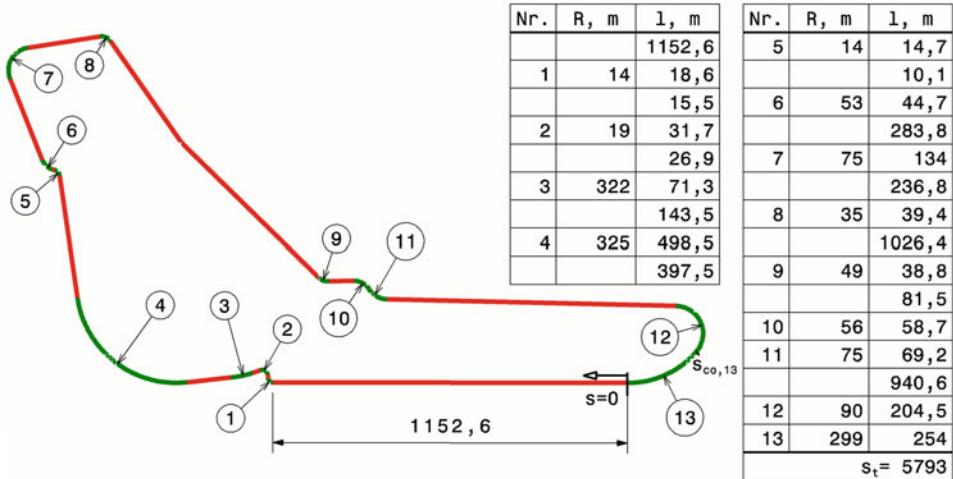
Wenn der Weg der Gesamtlänge s_t der zu simulierenden Strecke entspricht, ist die Simulation beendet. Der dazugehörige Zeitpunkt t_t ist die gesuchte Rundenzzeit. Diese Simulation fußt im Grunde auf dem zweiten Newtonschen Axiom (6.5) und benutzt damit die fünf wesentlichen Parameter, die die Fahrleistungen 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 [1] 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 [4] stammt. Die Richtigkeit der Größenverhältnisse kann mit der offiziellen Länge der Strecke, aus [5], abgesichert werden. Abb. 6.23 zeigt die wesentlichen Abmessungen der Strecke, wie sie für die Simulation gebraucht werden.

Tab. 6.5 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 (6.10), 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 Δt von 0,1 s zeigt die Abb. 6.24. Die 5793 m werden in 1:27,6 min bewältigt. Das Ergebnis einer vergleichbaren Messung auf dieser Strecke ist in Abb. 1.48 zu sehen: 1:23,85 min wurden gestoppt. Die Differenz

**Abb. 6.23** Streckenverlauf Monza für Simulation

Kurven sind mit fortlaufenden Nummern gekennzeichnet. Zusätzlich sind die wesentlichen Streckendaten in einer Tabelle eingetragen:

R Kurvenradius, l Länge des Abschnitts, s_t Gesamtlänge

Tab. 6.5 Eingabedaten für Rundenzeitsimulation Kurs Monza

Bezeichnung	Wert	Bezeichnung	Wert
Fahrzeugmasse $m_{v,t}$	600 kg	Rollwiderstandszahl k_R	0,013
Drehmassenzuschlagsfaktor k_m	1,2	Reibungskoeffizient längs $\mu_{W,X}$	2,0
Achslastanteil Hinterachse Φ_A	0,58	Reibungskoeffizient quer $\mu_{W,Y}$	2,0
maximale Motorleistung $P_{M,max}$	610 kW	Luftdichte ρ_L	1,189 kg/m ³
Wirkungsgrad Antriebstrang η	0,88	proj. Querschnittsfläche A_V	1,24 m ²

zur Simulation beträgt in dem Fall 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.¹⁶

¹⁶Ein Beispiel für eine vollständige derartige Auswertung findet sich im Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamt Fahrzeug*, Kap. 5, Abb. 5.89 und Abb. 5.90.

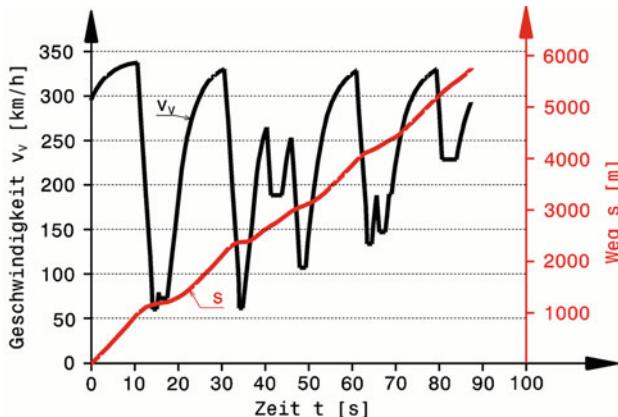


Abb. 6.24 Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit einer Runde in Monza (Simulation)
Zusätzlich ist der zurückgelegte Weg eingetragen

Eine solche Punktmassen-Simulation wurde übrigens in den 1950er-Jahren zur Gestaltung der Grand-Prix-Strecke in Watkins Glen (USA) herangezogen. Das Ziel der Planer war eine mittlere Geschwindigkeit von 160 km/h für damalige Formel-1-Wagen sicherzustellen [27].

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 Reifenpotenzials, Wahl der Fahrlinie), und Verkehr (andere Fahrzeuge). In der Wirklichkeit kommen noch hinzu: Streckeneinfluss (Bodenwellen, Neigung, Oberfläche, ...), Fahrzeuggröße (4 nichtlineare Reifen, Massenverteilung, ...), Getriebeabstufungen und Windeinfluss um einige wesentliche zu nennen.

Eine Simulation kann auch bei grundsätzlichen Konzept-Entscheidungen unterstützen. Als Beispiel dient die Frage, ob aerodynamische Abtriebshilfen auch in der Formula-Student-Serie, deren Fahrzeuge nun nicht gerade als übermotorisiert gelten und deren Kurse keine Hochgeschwindigkeitsstrecken sind, Vorteile bringen, Abb. 6.25. Mit aerodynamischen Abtriebshilfen (rot) kann später und stärker gebremst werden (z. B. Bereich a) bzw. muss gar nicht verzögert werden (z. B. bei 700 und 950 m). Auch in den Kurven (z. B. Bereich b) macht sich der Vorteil bemerkbar. Die kleinste Geschwindigkeit liegt stets über jener des Vergleichswagens (blau).

Obige Simulationen zeigen 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

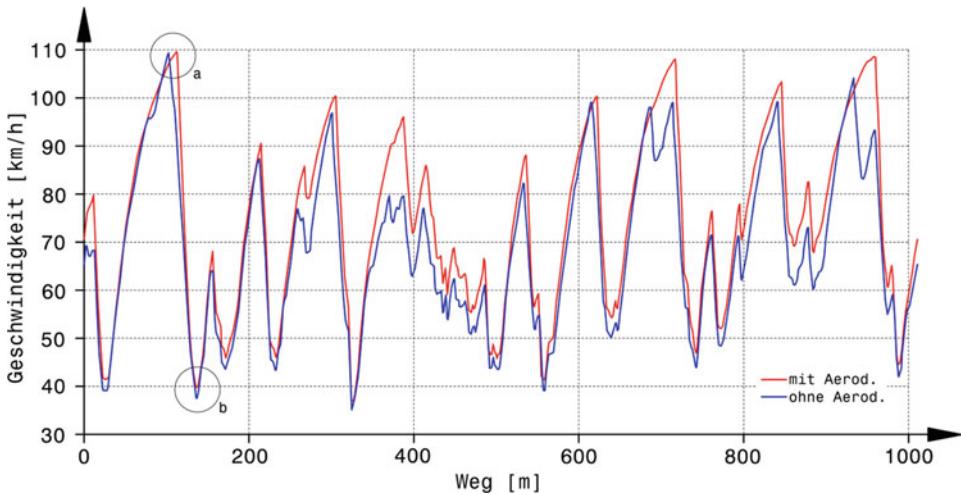


Abb. 6.25 Rundenzeitvergleich: Formula-Student-Fahrzeug mit und ohne aerodynamische Hilfen, nach [48]

Dargestellt ist eine fliegende Runde eines Formula-Student-Wagens beim Endurance-Rennen (Formula-Student-Austria-Bewerb 2015. Software: OptimumLap). Einmal ohne und einmal mit aerodynamischen Abtriebshilfen bestehend aus Front- und Heckflügel samt Flügel-Seitenkästen sowie Unterboden mit Heckdiffusor. Alle anderen Fahrzeugparameter sind in beiden Fällen gleich. Die Rundenzeit beträgt 52,6 s bzw. 56,9 s, das sind 4,3 s Vorsprung für den Wagen mit Abtriebshilfen. Zur Orientierung sind zwei wiederkehrende Bereiche exemplarisch hervorgehoben: a Bremsbeginn, b Kurvenscheitel

Reibungspotenzial 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. Auch durch den Einsatz wesentlich komplexerer Simulationsmodelle, wie etwa Zweispurmodelle mit Berücksichtigung von Fahrwerkseinflüssen und Straßenrauigkeiten, wird die Aussage, was das beste Set-up ist, nicht leichter. Die Simulation nutzt ja auch ein Fahrermodell, das nicht immer wie der reale Fahrer reagiert und schon deshalb von der Wirklichkeit abweichen wird. Zielführender zum Finden eines Set-ups erweist sich eine Kombination: Der menschliche Fahrer sitzt in einem Simulator (Abschn. 6.2.3.1) und „fährt“ eine Strecke mit unterschiedlichen Einstellungen ab. Die Umgebungsbedingungen werden also simuliert, die Aktionen und Reaktionen des Fahrers sind echt.

Es muss an dieser Stelle auch noch festgehalten werden, dass das theoretisch ideale, also schnellste Set-up tatsächlich nicht den gewünschten Erfolg bringt. Das theoretisch beste Set-up erweist sich für den menschlichen Fahrer als zu instabil und somit unfahrbar.

Allgemein werden Simulationen – je nach Komplexität des Fahrzeug/Fahrermodells – unter anderem für folgende Aufgabenstellungen herangezogen [2]:

- 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 Fahrzeuggmasse, 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. 6.26), 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 Kampflinie (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 Kampflinie (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.

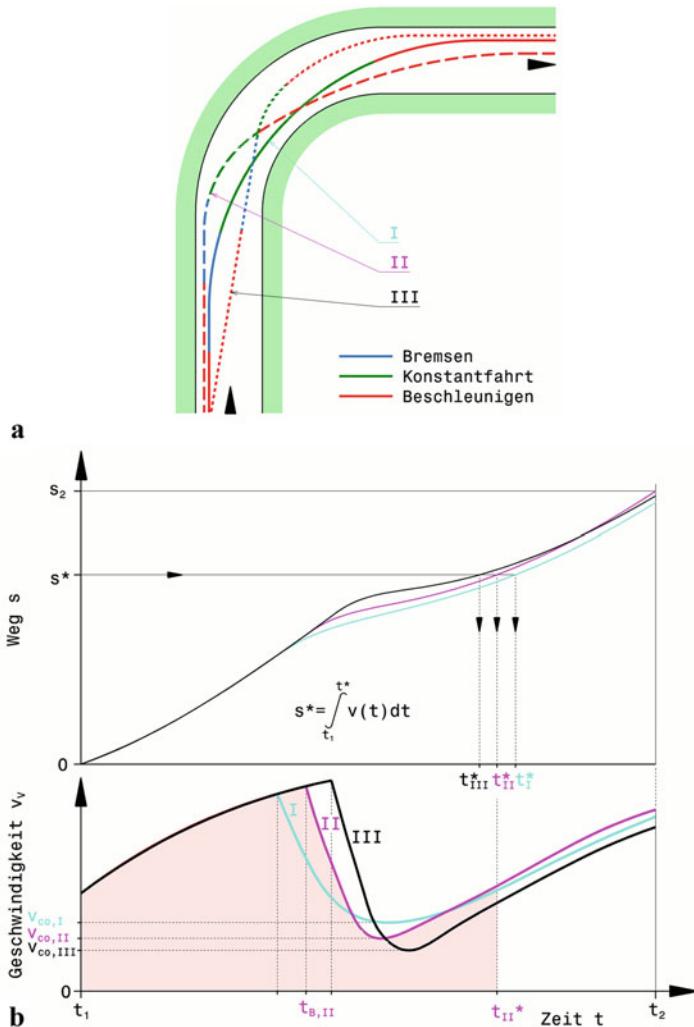


Abb. 6.26 Fahrlinien in einer Kurve

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)

Aus dem Geschwindigkeitsverlauf erhält man durch Integration den zurückgelegten Weg s (Abb. 6.26b). Zum zeitlichen Vergleich der drei Fahrlinien muss ein bestimmter Weg s^* betrachtet werden. Bis zum gewählten Weg s^* ist die Kampflinie (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 der Folgekurve zwangsweise 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 diktieren muss. Zusammengefasst bedeutet das, ein Zusammensetzen vieler kleinster Abschnittszeiten führt zu einer unrealistisch minimalen Gesamtzeit.

Weitere rechnergestützte Methoden, die in der Entwicklung eingesetzt werden, sind der Simulation zuzuordnen. So etwa die MM-Methode, Genauereres siehe Kap. 5. Damit können Einflussanalysen durchgeführt werden oder grundsätzliche Entscheidungen zum Fahrzeugkonzept getroffen werden. Denkbare Einflussanalysen sind Einfluss Aero-Balance Vorderachse auf maximale Querbeschleunigung und Fahrverhalten im Grenzbereich (Dreh-Tendenz), Einfluss der Sturzänderung, Einfluss der Spurwinkel an Vorder- und Hinterachse, Variation der Stabilisatorsteifigkeit, Einfluss der Steifigkeit der Aufbaufeder und Einfluss der Wankzentrums Höhen [34].

6.2.3 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. 6.3. Bei Streckentests kann sich das Team so auf die Steigerung der Fahrleistungen konzentrieren.

Eine Einteilung von Prüfeinrichtungen lässt sich nach den zu untersuchenden Baugruppen vornehmen. So gibt es Prüfstände für das Gesamtfahrzeug, für Motoren und Getriebe sowie für Einzelteile bzw. Module.

6.2.3.1 Gesamtfahrzeugprüfeinrichtungen *Full Car Testing Facilities*

Fahrsimulator Driving Simulator

Ein Fahrsimulator vermittelt einer Testperson den Eindruck ein Fahrzeug 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 ein 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 bzw.



Abb. 6.27 Fahrsimulator auf Hexapod-Basis

Driver-in-the-loop (DIL) in Abwandlung des Begriffs Hardware-in-the Loop (HIL) sprechen. Abb. 6.27 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 Sinnesindrücke 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 nämliche 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 [26].

Fahrdynamikprüfstände *Road Simulator*

Die vergleichsweise einfachste Art die Vertikaldynamik, also das Aufbauverhalten herverufen 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 grundsätzliche Feder-Dämpferauslegung 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. 6.28. 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

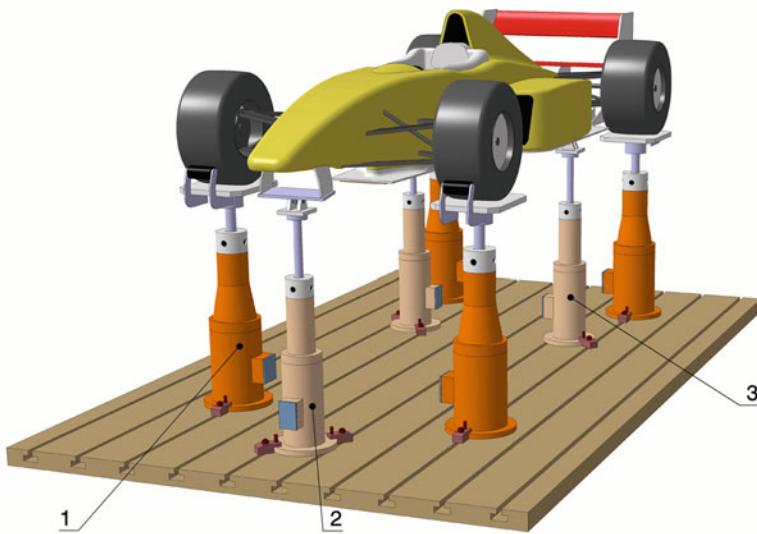


Abb. 6.28 7-Stempel-Prüfstand

1 Stempel für Radlasten, 2 Stempel für Abtrieb des Frontflügels und Nicken, 3 Stempel für Abtrieb Diffusor sowie Heckflügel und Wanken

Frequenz und Feder/Dämpferabstimmung mehr oder weniger. Vor der näheren Betrachtung des Fahrzeugverhaltens sollen die typischen Frequenzbereiche von Fahrzeugkomponenten in Erinnerung gerufen werden.¹⁷ 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. 6.29. 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 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 ($z_{B_0}/h = 2$). 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

¹⁷Vgl. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Abschn. 3.2.2 *Schwingungsdämpfer*.

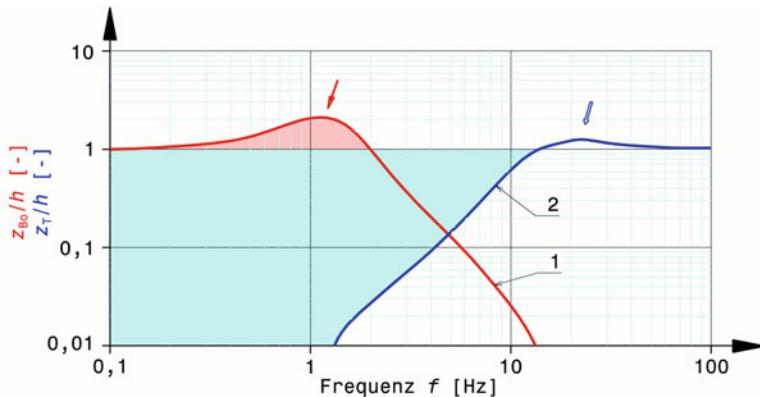


Abb. 6.29 Ermittlung von Stabilität und Reifenhaftung mittels Übertragungsfunktionen
 1 Übertragungsfunktion zwischen Stempel und Aufbau, 2 Übertragungsfunktion zwischen Stempel und Reifendeformation
 h Hubbewegungen der Stempel (Straße), z_{Bo} Hubbewegungen der gefederten Massen, z_T Deformation des Reifens

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 $z_T/h = 1$). In der Praxis werden die Stempel über eine harmonische Funktion (Sinusschwingung) mit steigender Frequenz angesteuert (*sweep test*). Das Maximum der Hubgeschwindigkeit bleibt dabei konstant. Die Hubamplitude muss so mit dem Kehrwert der Erregungsfrequenz abnehmen. Das bildet den Oberflächenverlauf realer Straßen nach: Hohe Bodenwellen haben eine große „Wellenlänge“, regen also ein Fahrzeug beim Befahren niederfrequent an, und niedrige Unebenheiten weisen kleine Wellenlängen auf, führen beim Befahren somit zu hochfrequenten Anregungen.

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 Grippotenzial, 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 Viertralfahrzeugs wird der Einfluss der Radmasse ersichtlich. Dieses Rechenmodell besteht aus

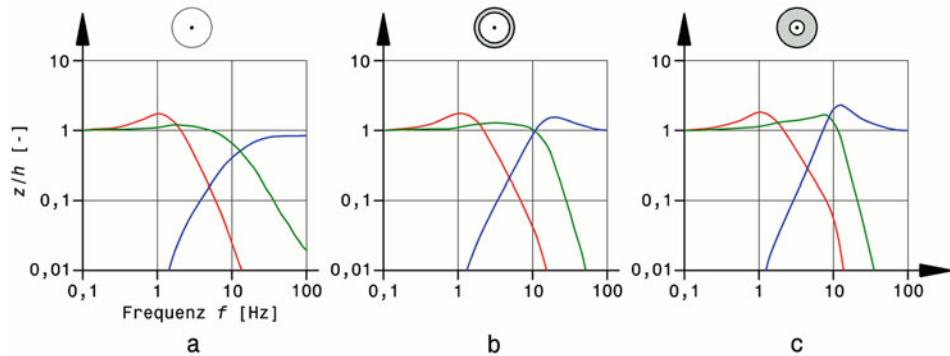


Abb. 6.30 Frequenzgänge eines Viertelfahrzeugs mit unterschiedlichen Rädern, nach [2]

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 Reifendefformation

Eingabegrößen sind: Aufbauteilmasse 300 kg, Federrate 20 N/mm, Dämpfungsrate 3800 N s/m, Reifenfederrate 300 N/mm, Reifendämpfung 300 N s/m

einem Gebilde, das ein Viertel der Aufbaumasse mit einem Rad repräsentiert.¹⁸ 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. 6.30. Man erkennt, dass die Übertragungsfunktion Straße zu Rad (grüne Kurve) in der Nähe der Eigenfrequenz des Rads (ca. 10 Hz) groß wird. Auch die Reifendefformation (blau) wächst stark um diese Frequenz an. Beim schwereren Rad (c) ist die Reifendefformation 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. 6.31. Das Diagramm mit mittlerer Dämpfung (b) ist demnach dasselbe wie in Abb. 6.30. Bei geringer Dämpfung (a) schwingt der Aufbau stärker über (rote Kurve bei etwa 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 Reifendefformation (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

¹⁸Vgl. Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Kap. 3, Abb. 3.25.

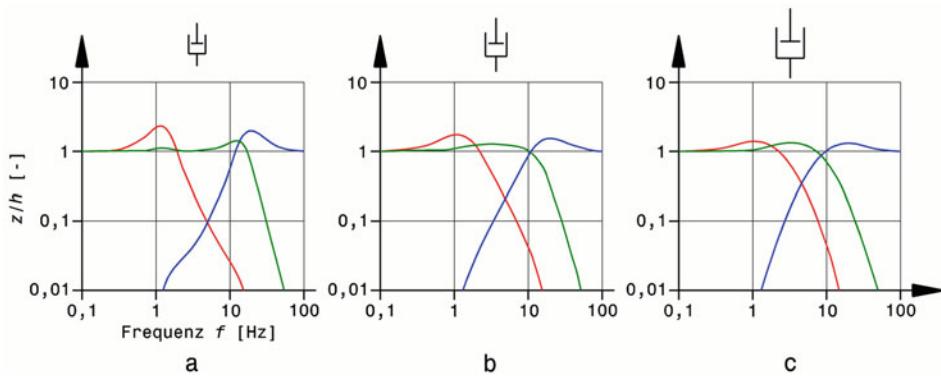


Abb. 6.31 Frequenzgänge eines Viertelfahrzeugs mit unterschiedlicher Dämpfung, nach [2]
a weiche Dämpfung (2500 N s/m), **b** normale Dämpfung (3800 N s/m), **c** harte Dämpfung (4800 N s/m)
Das Fahrzeug entspricht jenem aus Abb. 6.30, ebenso die farbliche Zuordnung zu den Übertragungsfunktionen

Federeigenschaften aufweisen. Im Gegensatz zur Rechnung werden diese Einflüsse aber auf einer Mehrstempelanlage ohne Mehraufwand erfasst.

Elastokinematik-Prüfstände *Kinematics and Compliance (K&C) Measuring Rig*

Auf einem solchen Prüfstand wird jedes Rad des Fahrzeugs durch einen Aufbau wie in Abb. 6.61 aufgenommen und über jeweils 6 Freiheitsgrade bewegt bzw. gehalten. Die Bewegungen sind längs, quer und vertikal gerichtet, die Drehungen wirken um die Vertikal-, Rad- und Längsachse. Entweder wird der Wagenkasten gehalten und die Räder bewegt oder umgekehrt. Neben der Untersuchung von kinematischen Eigenschaften der Radaufhängung und der Lenkung werden die Auswirkungen von Elastizitäten von Federn, Stabilisatoren, Lenkern, Gelenken und Rahmen festgestellt. Ebenso wirken sich Reibungskräfte in den Gelenken aus, was die Messergebnisse realistischer gegenüber reinen CAD-Modellen macht. In sechs Versuchspaketen werden sämtliche kinematischen Größen eines Fahrzeugs erfasst. Diese sechs Tests sind: Vertikalbewegung, Wankbewegung, Lenkraddrehung, Längskraft auf Reifen, Querkraft auf Reifen und Moment um Vertikalachse auf Reifen. Resultate solcher Untersuchungen sind u. a. Spurweitenänderungen beim Federn, Federungslenken, kinematische und kraftbasierte Wankzentren vorne und hinten, radbezogene Federraten, Wanksteifigkeiten vorne und hinten, Wanklenken, Lenkübersetzung, Lenkungselastizitäten, Spurdifferenzwinkel, Sturzänderungen beim Federn und durch Seitenkräfte, Vorspuränderungen durch Umfangskräfte, Nachlaufänderungen beim Federn und durch Umfangskräfte.

Straßensimulator *Full-Car Road Simulator*

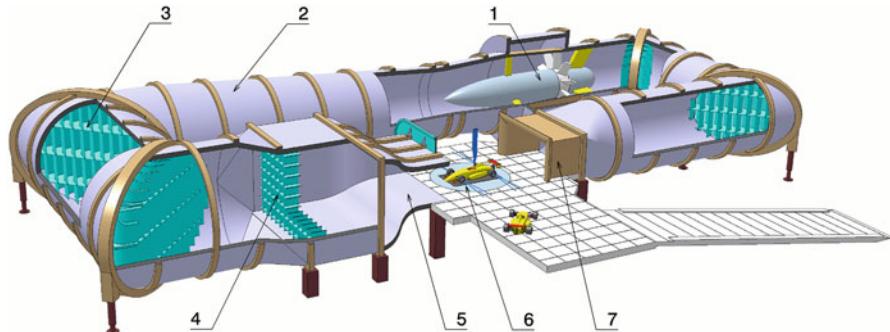
Soll das Verhalten des gesamten Fahrzeugs durch auf die Reifen einwirkenden Kräfte simuliert werden, wird das Fahrzeug wie auf einem Elastokinematik-Prüfstand aufgebaut.

Der Wagenkasten wird jedoch nicht festgehalten, sondern kann sich frei bewegen. Nun können die Belastungen von aufgezeichneten Streckenfahrten wiedergegeben werden (*track replay*), indem auf jedes Rad Umfangs-, Seiten- und Vertikalkräfte einwirken, ebenso wie Brems/Antriebs-, Lenk- und Kippmomente. Damit können die Auswirkungen eines Rennens auf das gesamte Fahrzeug simuliert werden. Darauf hinaus können wie bei einem 7-Stempel-Prüfstand auch noch Luftkräfte auf den Wagenkasten aufgebracht werden.

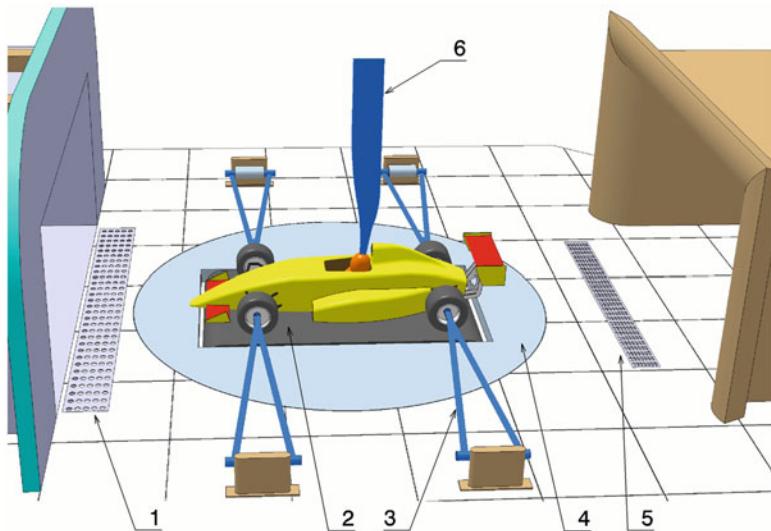
Windkanal Wind Tunnel

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 Abtriebwerte und geringere Luftwiderstände als in der Wirklichkeit gemessen werden. Ist die Bodenfreiheit des Fahrzeugs sehr klein, verfälscht die Grenzschicht die Unterbodenströmung 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 Boden-Grenzschicht am Beginn der Messstrecke abgesaugt und deren erneuter Aufbau durch ein nachgeschaltetes, mit Windgeschwindigkeit bewegtes Laufband verhindert wird. Die Rotation der Räder 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. 6.32. 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 Umlenkshaufeln (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 von der Decke her gehalten wird. Die abströmende

**Abb. 6.32** 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***Abb. 6.33** Detail der Messstrecke von Abb. 6.321 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*

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. 6.33. 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 gefesselt 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. Für Detailuntersuchungen werden deshalb auch Abgasströme zumindest mit durch den Profilstiel eingespeister Druckluft simuliert. Nur so können Aussagen zur Wirksamkeit der Verlegung eines Abgasrohres in einen Diffusorbereich oder ähnliches gemacht werden.

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 – 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 Ähnlichkeitsgröße 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. Die Lage des Druckpunkts in Längsrichtung liefert eine Aussage über die Aufteilung des Abtriebs auf die beiden Achsen. 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. Im Allgemeinen reagieren die zur Fahrbahn gewandten Flächen eines Fahrzeugs (geringer Druck, hohe Strömungsgeschwindigkeit) empfindlicher auf Änderungen (Bodenabstand, Neigung, Rauigkeit, ...) und sind einflussreicher auf den Abtrieb als jene, die man von oben sehen kann. In der Entwicklung wird demnach den nicht sichtbaren Flächen mehr Aufmerksamkeit geschenkt [51]. Dazu kommen Seitenwindanströmungen, Fahrten bei großen Schwimmwinkeln und Windschattenfahrten. Auch die Beaufschlagung von Wärmetauschern und der Luftdurchsatz 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 demonstriert bzw. mindestens die Bremsbacken auseinander gespreizt.

Weitere Versuchseinrichtungen *Further Testing Facilities*

Schwerpunktlage

Zur Erfassung von Schwerpunktlage, Massenträgheitsmomente um die Hauptachsen, Größe der ungefederten Massen und weiterer Gesamtfahrzeugdaten werden Einrichtungen benötigt, die es erlauben rennfertige Fahrzeuge zu pendeln, zu kippen und einseitig anzuheben.

Die Lage des Schwerpunkts V des Gesamtfahrzeugs in Längsrichtung kann durch Wägen der Radlasten vorne und hinten auf einer horizontalen Ebene ermittelt werden, Abb. 6.34 mit Index n = V:

$$F_{V,t} = F_{V,f,l} + F_{V,f,rs} + F_{V,r,l} + F_{V,r,rs} \quad (6.12)$$

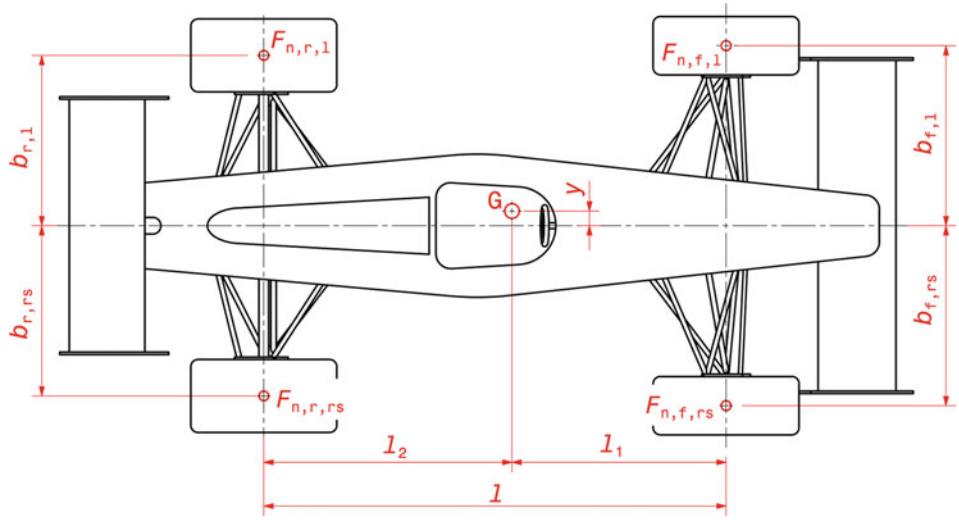


Abb. 6.34 Ermittlung der Schwerpunktlagen (allgemein)

Je nachdem, welche Radlasten für F_n (F_V oder F_{Bo}) herangezogen werden, wird die Lage des Gesamtgeschwungspunkts (Punkt G ist V) oder der gefederten Massen (Punkt G ist Bo) errechnet. In Längsrichtung sind bei $G = V$ die Entsprechungen $l_2 = l_r$ und $l_1 = l_f$

$$m_{V,t} = \frac{F_{V,t}}{g} \quad (6.13)$$

$F_{V,t}$ (der Index z entfällt in diesem Abschnitt aus Gründen der Übersichtlichkeit.)

Gesamtgewicht, N

$m_{V,t}$
 $F_{V,f,l}$ bzw. rs
 $F_{V,r,l}$ bzw. rs

Gesamtmasse, kg
Radlasten vorne links bzw. rechts, N
Radlasten hinten links bzw. rechts, N

Die Abstände in Längsrichtung folgen allgemein aus dem Momentengleichgewicht der Vertikalkräfte um einen Radaufstandspunkt:

$$l_1 = \frac{F_{n,r,l} + F_{n,r,rs}}{F_{n,f,l} + F_{n,f,rs} + F_{n,r,l} + F_{n,r,rs}} l \quad (6.14a)$$

$$l_2 = \frac{F_{n,f,l} + F_{n,f,rs}}{F_{n,f,l} + F_{n,f,rs} + F_{n,r,l} + F_{n,r,rs}} l \quad (6.14b)$$

- l Radstand, m. Radstand ist der horizontale(!) Abstand der Radmitten in der Seitenansicht. $l = l_1 + l_2$.

Mit den Radlasten des Gesamtfahrzeugs folgt daraus konkret:

$$l_f = \frac{F_{V,r,l} + F_{V,r,rs}}{F_{V,t}} l \quad (6.15a)$$

$$l_r = \frac{F_{V,f,l} + F_{V,f,rs}}{F_{V,t}} l = l - l_f \quad (6.15b)$$

l_f, l_r Fahrzeugschwerpunktsabstand vorne bzw. hinten, m

Für die seitliche Lage des Schwerpunkts gilt allgemein, Abb. 6.34:

$$y = \frac{F_{n,f,l}(b_{f,l} - b_{r,l}) - F_{n,r,rs}(b_{r,rs} + b_{r,l}) - F_{n,f,rs}(b_{f,rs} + b_{r,l})}{F_{n,f,l} + F_{n,f,rs} + F_{n,r,l} + F_{n,r,rs}} + b_{r,l} \quad (6.16)$$

$y, b_{f,l}, b_{f,rs}, b_{r,l}, b_{r,rs}$ Längen, m

$F_{n,f,l}$ bzw. rs allgemeine Radlasten vorne links bzw. rechts, N

$F_{n,r,l}$ bzw. rs allgemeine Radlasten hinten links bzw. rechts, N

Setzt man in dieser Gleichung die entsprechenden Radlasten F_V ein, erhält man die seitliche Lage des Gesamtschwerpunkts V .

Zur Berechnung der Schwerpunktshöhe (*height of centre of gravity*) muss eine Achse des Fahrzeugs angehoben werden, Abb. 6.35. Je höher die Achse angehoben wird, desto genauer, weil ein trigonometrischer Term des Nickwinkels zur Berechnung herangezogen wird. Die Hubhöhe wird bei üblichen Fahrzeugen deutlich über 1 m liegen. Die Achslast der anderen Achse, deren Räder frei rollen können müssen, wird gemessen. Ebenso muss die Waage frei von Querkräften bleiben, damit das Messergebnis nicht verfälscht wird. Die Bremsen müssen gelöst sein und die Aufbaufedern müssen in der Fahrstellung blockiert werden, damit die geometrischen Verhältnisse durch die Schrägstellung nicht geändert werden. Damit das Fahrzeug nicht abstürzen kann, müssen die Räder der angehobenen Achse mit Keilen o. ä. gesichert werden. Außerdem soll der Reifendruck auf ca. 3 bar erhöht werden, damit die Federung der Reifen vernachlässigbar bleibt. Die Schwerpunktshöhe h'_V über den Radmittnen ergibt sich aus:

$$h'_V = \left(\frac{F_{V,f} + \Delta F}{F_{V,t}} - \frac{l_r}{l} \right) \cdot \frac{l^2 + \Delta r^2}{l} \cdot \frac{1}{\tan(\alpha) - \frac{\Delta r}{l}} \quad (6.17)$$

$$\text{mit } \tan(\alpha) = \frac{h + \Delta r}{\sqrt{l^2 - h^2 - 2h\Delta r}}$$

h'_V Schwerpunktshöhe über Radmittnen, m

ΔF Achslastdifferenz durch Fahrzeug-Schrägstellung, N. Gemessen wird der Wert von $(F_{V,f} + \Delta F)$

h Hubhöhe einer Achse (gemessen), m

Δr Differenz der dynamischen Reifenradien hinten und vorne, m. $\Delta r = r_{dyn,r} - r_{dyn,f}$

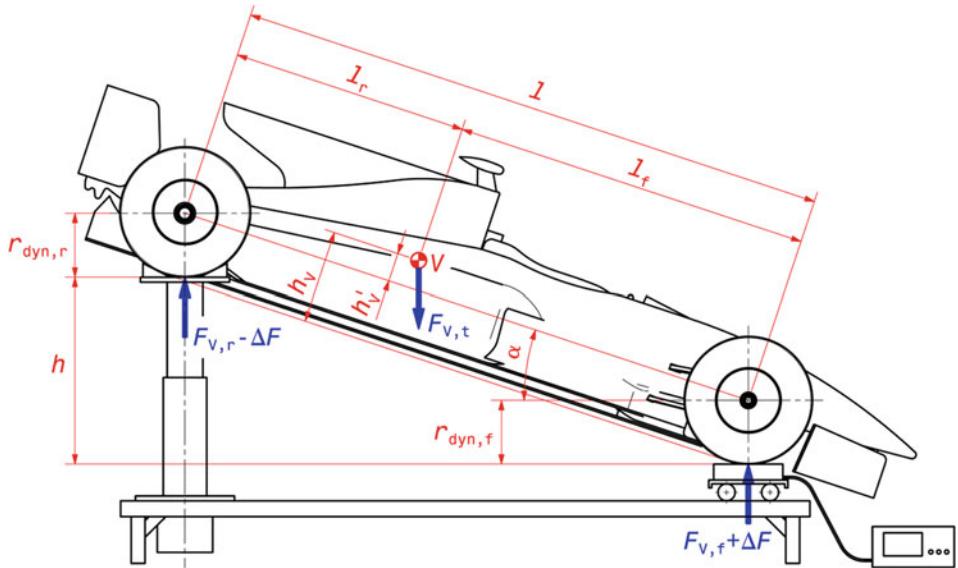


Abb. 6.35 Ermittlung der Schwerpunktshöhe (*centre of gravity height*) eines Fahrzeugs
Die Hinterachse des Wagens ist mit Keilen fixiert und über Hydraulikstempel angehoben. Die Vorderachse ruht auf beweglichen Waagen. Die Messgrößen sind die Hubhöhe h und die aktuelle Achslast vorne ($F_{V,f} + \Delta F$). Damit lässt sich die Schwerpunktshöhe h_V errechnen

Haben die Reifen an beiden Achsen dieselben Radien ($\Delta r = 0$), vereinfacht sich dieser Ausdruck:

$$h'_V = \frac{l}{F_{V,t}} \cdot \frac{\Delta F}{h} \cdot \sqrt{l^2 - h^2} \quad (6.18)$$

$$\text{mit } \Delta F = (F_{V,f} + \Delta F) - F_{V,f}$$

$$F_{V,f} = F_{V,l} + F_{V,rs}$$

Die Messung wird mit verschiedenen Hubhöhen wiederholt und der Mittelwert aus den Ergebnissen gebildet.

Die im Allgemeinen interessantere Schwerpunktshöhe ist jene über dem Fahrbahniveau, wenn das Fahrzeug fährt. Diese folgt durch Addition des dynamischen Reifenradius. Die Verwendung des statischen Halbmessers führt bei dynamischen Berechnungen zu Fehlern, weil er kleiner ist als der dynamische. Sind die Reifen an Vorder- und Hinterachse nicht gleich groß, muss zusätzlich noch der auf Schwerpunktniveau wirksame Abstand errechnet werden:

$$h_V = h'_V + r_{dyn,V} \quad (6.19)$$

$$r_{dyn,V} = r_{dyn,f} \frac{l_r}{l} + r_{dyn,r} \frac{l_f}{l} \quad (6.20)$$

h_V	Schwerpunkthöhe über Fahrbahn, m
$r_{dyn,V}$	dynamischer Reifenradius auf Schwerpunktabstand gemittelt, m. $r_{dyn,V} = r_{dyn}$, wenn alle Räder gleich groß sind.
$r_{dyn,f}, r_{dyn,r}$	dynamischer Reifenradius vorne bzw. hinten, m
l_f, l_r	Schwerpunktsabstände aus (6.15a) und (6.15b)

Aufteilung der Massen

Zur Bestimmung der ungefederten Massen (*unsprung mass*) wird der Wagenkasten aber nicht die Räder aufgebockt und die sich einstellenden Radlasten ermittelt. Die einzelnen Feder/Dämpferelemente sind dabei von der wagenseitigen Abstützung gelöst, Abb. 6.36.

Die ungefederten Massen folgen unmittelbar aus den Messwerten:

$$m_{U,f} = \frac{1}{g} (F_{U,f,rs} + F_{U,f,l}) \quad (6.21a)$$

$$m_{U,r} = \frac{1}{g} (F_{U,r,rs} + F_{U,r,l}) \quad (6.21b)$$

$m_{U,f}$ bzw. $m_{U,r}$	ungefederte Massen vorne bzw. hinten
$F_{U,f,rs}$ bzw. $F_{U,f,l}$	Radlasten bei aufgebocktem Wagenkasten vorne links bzw. rechts, N
$F_{U,r,rs}$ bzw. $F_{U,r,l}$	Radlasten bei aufgebocktem Wagenkasten hinten links bzw. rechts, N

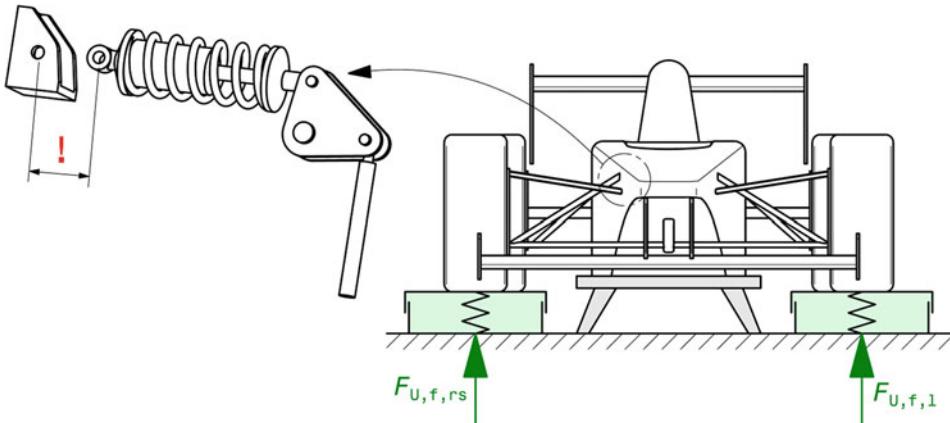


Abb. 6.36 Ermitteln der ungefederten Massen durch Wägen

Näherungsweise können die ungefederten Massen auch rechnerisch aus Konstruktionsdaten der Radaufhängungen ermittelt werden, Abb. 6.37.

Die gefederte Masse (*sprung mass*) stellt die Ergänzung zur Gesamtmasse des Fahrzeugs dar. Sie kann somit aus der Gesamtmasse abzüglich der ungefederten Massen ermittelt werden:

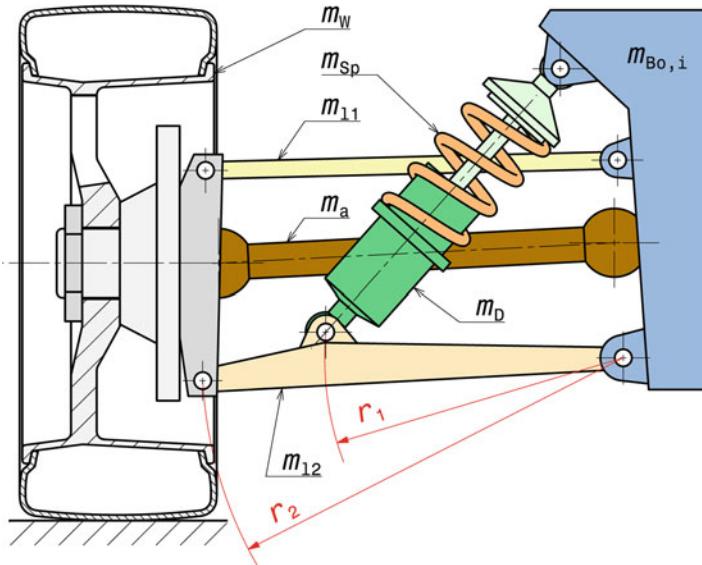


Abb. 6.37 Rechnerisches Aufteilen der Achsmassen

Bei der dargestellten Radaufhängung zählt man zu den ungefederten Massen das Rad (m_W) samt Reifen und alle Teile, die sich im selben Maße mitbewegen: Radnabe mit Radmutter, Radbremse und Radträger. Symmetrische Verbindungsteile, deren Enden einerseits mit dem Rad andererseits mit dem Wagenkasten (gefedeerte Masse $m_{Bo,i}$) verbunden sind, werden jeweils zur Hälfte den entsprechenden Massen zugeschlagen. Im Beispiel sind das der obere Lenker (m_{l1}) und die Antriebswelle (m_a). Asymmetrische Teile werden in zwei Massen zerlegt, die den beiden Gelenken zugeordnet werden. Die Aufteilung erfolgt über deren statisches Moment (Masse mal Schwerpunktsabstand). Im Beispiel betrifft das den unteren Lenker (m_{l2}). Teile, die indirekt mit dem Rad mitbewegt werden, werden anteilmäßig den ungefederten Massen zugeschlagen. Der Dämpfer (m_D) bewegt sich nur im Verhältnis r_1/r_2 mit. Außerdem ist er mit dem anderen Ende am Wagenkasten gebunden. Es wird daher nur seine halbe Masse in der Kalkulation berücksichtigt: Sein ungefedelter Anteil beträgt somit $r_1/r_2 \cdot 0,5m_D$. Ist der Dämpfer extrem asymmetrisch, nimmt man die Masse des schwereren Teils (hier dunkelgrün) anstelle der Hälfte. Die Gesamtbilanz, d. h. die Gesamtmasse muss jedoch der Fahrzeugmasse entsprechen. Man muss also die restliche Masse $(1 - r_1/r_2 \cdot 0,5)m_D$ jedenfalls der gefederten Masse zuweisen. Auch die Aufbaufeder (m_{Sp}) wird jeweils zur Hälfte bei den ungefederten bzw. gefederten Massen berücksichtigt. Bei einer typischen Blattfeder sieht das anders aus. Sie wird zu ca. 90 % den ungefederten Massen zugeschlagen. Die ungefederten Massen dieser Aufhängung (linke und rechte Seite) stellen sich zusammenfassend folgend dar:

$$m_{U,i} = 2 \left(m_W + 0,5m_{l1} + 0,5m_a + \frac{r_1}{r_2}m_{l2} + 0,5\frac{r_1}{r_2}m_D + 0,5\frac{r_1}{r_2}m_{Sp} \right)$$

Wobei hier angenommen wurde, dass der Schwerpunkt des unteren Lenkers im Abstand r_1 vom Gelenk liegt. Die gefederte Masse $m_{Bo,i,t}$ ist das Komplement zur Gesamtmasse:

$$m_{Bo,i,t} = m_{Bo,i} + 2 \left(0,5m_{l1} + 0,5m_a + \frac{r_2-r_1}{r_2}m_{l2} + \frac{2r_2-r_1}{2r_2}m_D + \frac{2r_2-r_1}{2r_2}m_{Sp} \right)$$

$$m_{Bo} = m_{V,t} - (m_{U,f} + m_{U,r})m_{Bo} \quad \text{gefederter Masse, kg}$$

Aus den Radlasten mit (F_U) und ohne Unterstützung (F_V) des Wagenkastens werden die Radaufstands Kräfte der gefederten Masse m_{Bo} errechnet:

$$F_{Bo,f,l} = F_{V,f,l} - F_{U,f,l} \quad F_{Bo,f,rs} = F_{V,f,rs} - F_{U,f,rs} \quad (6.22a)$$

$$F_{Bo,r,l} = F_{V,r,l} - F_{U,r,l} \quad F_{Bo,r,rs} = F_{V,r,rs} - F_{U,r,rs} \quad (6.22b)$$

$F_{Bo,f,l}$ bzw. rs Radlasten vorne links bzw. rechts der gefederten Massen, N

$F_{Bo,r,l}$ bzw. rs Radlasten hinten links bzw. rechts der gefederten Massen, N

Die zugehörigen Massen vorne und hinten folgen aus den errechneten Radaufstands Kräften:

$$m_{Bo,f} = \frac{1}{g} (F_{Bo,f,l} + F_{Bo,f,rs}) \quad (6.23a)$$

$$m_{Bo,r} = \frac{1}{g} (F_{Bo,r,l} + F_{Bo,r,rs}) \quad (6.23b)$$

$m_{Bo,f}$ bzw. $m_{Bo,r}$ gefederte Massen vorne bzw. hinten, kg

Die Lage des Schwerpunkts Bo der gefederten Massen in Längsrichtung errechnet sich aus (6.14a) und (6.14b) mit Index $n = Bo$ und nach (6.16) mit den Radlasten nach (6.22a) und (6.22b). Die Höhe von Bo kann aus der Forderung berechnet werden, dass die Trägheits Kräfte der Gesamtmasse bei Kurvenfahrt dasselbe Wankmoment hervorrufen wie gefederte und ungefederte Massen zusammen, Abb. 6.38. Der Schwerpunkt der ungefederten Massen kann dabei in guter Näherung auf der Höhe der Radmittten angenommen werden.

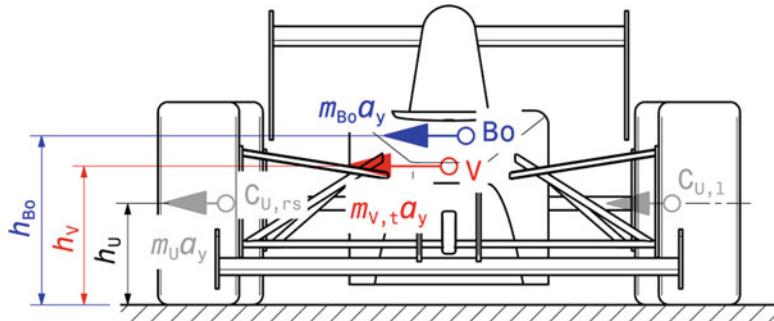


Abb. 6.38 Rechnerische Ermittlung der Schwerpunkthöhe der gefederten Massen

Bo Schwerpunkt der gefederten Massen, V Schwerpunkt des Gesamtfahrzeugs, $C_{U,rs}$ bzw. 1 Schwerpunkte der ungefederten Massen rechts bzw. links

Anmerkung: Die tatsächlichen Höhen können andere Verhältnisse zueinander haben: Bei Formel-1-Fahrzeugen liegt Bo tiefer als C_U

$$h_{Bo} = \frac{1}{m_{Bo}} (m_{V,t} h_V - m_U h_U) \quad (6.24)$$

- h_{Bo} Höhe des Schwerpunkts der gefederten Massen, m
 h_U Höhe des Schwerpunkts der ungefederten Massen, m.
 Hier: Höhe der Radmitte (Näherung)
 m_U ungefederte Massen, kg. $m_U = m_{U,f} + m_{U,r}$

Ebenso bedeutend für Berechnungen dynamischer Vorgänge sind Massenträgheitsmomente (*moment of inertia*). Und zwar das um die z -Achse des Gesamtfahrzeugs und jene um die x - sowie y -Achse der gefederten Massen (Wagenkasten plus Teile der Radaufhängung). Abb. 6.39 zeigt eine Möglichkeit, wie durch Pendeln ein Massenträgheitsmoment ermittelt werden kann. In dem Fall soll das Trägheitsmoment der gefederten Massen um die Längsachse (Wanken) festgestellt werden. Die Plattform ist über ein zugsteifes Gehänge (Seile, Ketten, Stangen) mit einem reibungssarmen Drehlager (meist Wälzlager) an der Decke oder einem Gestell befestigt. Zunächst muss das Trägheitsmoment der leeren Plattform bestimmt werden. Dazu wird diese max. 20° ausgelenkt und losgelassen, so dass sie um die x -Achse (durch Punkt A) schwingen kann. Die Messgröße ist die Periodendauer T_0 . Diese wird durch Erfassen des mittleren Werts einiger Zyklen mit der Stoppuhr bzw. mit Hilfe einer

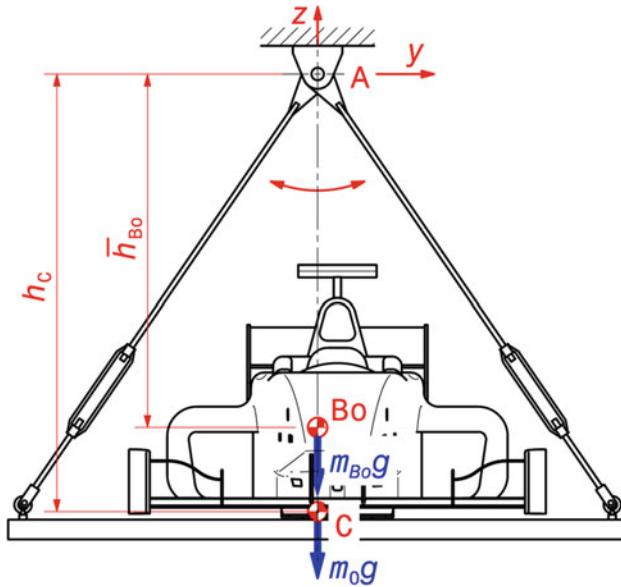


Abb. 6.39 Messung des Massenträgheitsmoments der gefederten Masse um die Längsachse
 Die ungefederten Massen des Wagens sind entfernt und der Schwerpunkt der verbleibenden gefederten Massen ist mit dem der Schwingplattform vertikal ausgerichtet. Die Messgröße ist die Periodendauer für das Pendeln um die x -Achse (Punkt A) nach einer kleinen Auslenkung

Bo Schwerpunkt der gefederten Massen m_{Bo} , C Schwerpunkt der Plattform samt Aufhängung (Masse m_0)

Lichtschranke oder mittels Beschleunigungsaufnehmer eruiert. Das Massenträgheitsmoment der Plattform samt Aufhängung um die x -Achse ist:

$$J_0 = \frac{1}{4\pi^2} m_0 g h_C T_0^2 \quad (6.25)$$

J_0 Massenträgheitsmoment der Plattform um x -Achse, kgm^2

m_0 Masse der Plattform samt Aufhängung, kg

h_C Schwerpunktsabstand der Plattform samt Aufhängung vom Drehpunkt A, m

T_0 Periodendauer (*period*) der Pendelbewegung Plattform allein, s

Anschließend wird der Wagen (ohne Räder und Radaufhängung) auf der Plattform so platziert, dass die Schwerpunkte von Plattform und Wagen vertikal ausgerichtet sind. Die Plattform wird wieder wie vorhin in eine Pendelbewegung versetzt und erneut die Periodendauer gemessen. Daraus errechnet sich das Massenträgheitsmoment des Wagenkastens unter Einsatz des Satzes von Steiner zu:

$$J_{Bo,X} = \frac{1}{4\pi^2} (m_0 h_C + m_{Bo} \bar{h}_{Bo}) g T^2 - J_0 - m_{Bo} \bar{h}_{Bo}^2 \quad (6.26)$$

$J_{Bo,X}$ Massenträgheitsmoment des Wagenkastens um die x -Achse (durch Schwerpunkt Bo), kg m^2

\bar{h}_{Bo} Abstand des Schwerpunkts Bo vom Drehpunkt A, m

m_{Bo} Masse des Wagenkastens, kg

T Periodendauer der Pendelbewegung, s

Zur Bestimmung des Massenträgheitsmoments der gefederten Massen um die y -Achse (Nicken) muss der Wagenkasten bloß um 90° auf der Plattform gedreht werden (so dass er in der Abbildung in der Seitenansicht zu sehen ist). Mit dieser Einrichtung lässt sich auch das Trägheitsmoment um die Hochachse (Gieren) des gesamten Fahrzeugs zumindest von Fahrzeugen mit freistehenden Rädern ermitteln. In dem Fall muss das Fahrzeug seitlich auf den Reifenflanken einer Wagenseite auf der Plattform platziert werden (so dass es in der Abbildung von oben zu sehen ist). Für Tourenwagen und andere Fahrzeuge, bei denen diese eher ungewöhnliche Stellung nicht möglich ist, wird die sogenannte Trifilarmethode (Dreifadenmethode) eingesetzt. Dabei vollführt das Fahrzeug eine Gierschwingung, indem es in „gewohnter“ Weise auf einer Plattform steht, Abb. 6.40. Die Plattform hängt an drei gleich langen Seilen (Name!) an der Decke oder einem Gestell knapp über dem Boden. Die Seile hängen lotrecht und ihre Aufhängungspunkte liegen auf einem Kreis mit dem Radius r . Die senkrechte Projektion des Mittelpunkts dieses Kreises trifft den Schwerpunkt C der Plattform. Zunächst wird die Plattform allein ohne Fahrzeug um die Hochachse verdreht und losgelassen. Sie vollführt nun eine Drehschwingung um die z -Achse. Das Rückstellmoment entsteht dadurch, dass die Seile durch die Drehung schräg gestellt werden und die Plattform angehoben wird. Der untenstehenden Berechnung liegt eine Linearisierung

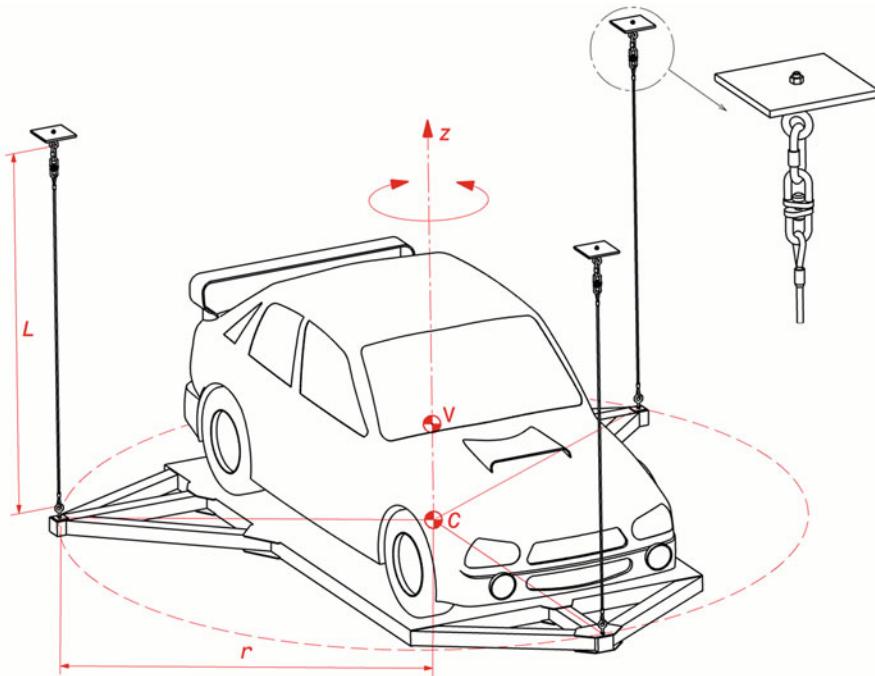


Abb. 6.40 Massenträgheitsmessung mittels Trifilarmethode

Die Seile sind so befestigt, dass sie sich drehen können

V Fahrzeugschwerpunkt, C Schwerpunkt der Plattform samt Aufhängungsteile unten

zu Grunde und deshalb ist das Ergebnis umso genauer, je länger die Seile sind.¹⁹ Gemessen wird die Periodendauer T_0 der Schwingung. Am besten wie oben erwähnt den Mittelwert aus einigen Schwingungen bilden. Anschließend wird das Fahrzeug so auf der Plattform platziert, dass sein Schwerpunkt V über dem Schwerpunkt C der Plattform ruht. Die Periodendauer T dieser Konstellation wird wie oben ermittelt. Das Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs um die z -Achse durch den Schwerpunkt errechnet sich aus den gemessenen Werten zu:

$$J_{V,z} = \frac{1}{4\pi^2} \frac{gr^2}{L} [m_{V,t}T^2 + m_0(T^2 - T_0^2)] \quad (6.27)$$

$J_{V,z}$ Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs um die z -Achse (durch Schwerpunkt V), kg m^2

r Abstand Seilaufhängung zu Mittelpunkt C , m

L Seillänge (Abstand zwischen den starren Aufhängungsaugen), m

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

m_0 Masse der Plattform samt unterer Aufhängungsteile, kg

T, T_0 Periodendauer der Schwingung mit bzw. ohne Fahrzeug, s

¹⁹Genauer: Je kleiner der Schräglistungswinkel der Seile zur Lotrechten ist.

Torsionssteifigkeit des Rahmens (Monocoques)

Die Messung der Torsionssteifigkeit eines Chassis dient als Abgleich zur konstruktiven Auslegungsrechnung und zeigt mögliche Fehler bei der Fertigung eines Monocoques bzw. Schwachstellen bei der Gestaltung von Verbindungen zwischen Motor, Getriebe und Monocoque auf. Für fahrdynamische Betrachtungen reicht die Steifigkeit von Achse zu Achse. Eine Erfassung des Steifigkeitsverlaufs über die Fahrzeuglänge ist für eine Analyse der Gesamtstruktur wesentlich. Es existieren unterschiedliche Methoden, von denen zwei vorgestellt werden sollen.

Bei der Methode 1 steht das zu untersuchende Fahrzeug auf einer ebenen Messplatte, Abb. 6.41. Es wird nicht zusätzlich fixiert, sondern höchstens mit einer Zusatzmasse im Bereich des Sitzes beschwert. Anstelle der Räder sind Platten (4) montiert, auf denen das Fahrzeug ruht und die zusätzliches Gewicht (ca. 4×20 kg) aufbringen. Die Feder-Dämpfer-Einheiten sind durch steife Platzhalter ersetzt. Eine Radnabe, im Bild die linke vordere, wird mittels zweier Hydraulikzylinder (5) angehoben.²⁰ Sämtliche Radaufstands Kräfte werden von Kraftaufnehmern (6) erfasst. Damit das Fahrzeug sich möglichst frei verwinden kann, stehen die Kraftaufnehmer auf Kugelpfannen (7), die darüber hinaus ein Einrasten in die Nutenplatte verhindern. Alle vier Aufstands Kräfte werden daraufhin überwacht, dass es zu keinem Abheben kommt, was das Messergebnis verfälschen würde. Die vertikale Verschiebung der Radnabe wird über eine Messuhr (3) erfasst. Soll der Steifigkeitsverlauf über die Wagenlänge gemessen werden, werden Messlatten (1) an den interessierenden Stellen angebracht. Die Verdrehung des Querschnitts wird über die vertikale Höhenänderung der Endpunkte der Messlatte errechnet. Die örtlichen Verdrehwinkel können auch über Inklinometer (Neigungsmesser) gemessen werden. Die Hubhöhe des Radträgers wird von einigen Teams über Laser-Abstandssensoren aufgezeichnet.

Die analytische Betrachtung der Messung nach Methode 1 erfolgt anhand des Modells aus Abb. 6.42. Die Hebelarme, mit denen die Auflagerkräfte an der betrachteten Achse im Ausgangszustand ($M_{ts} = 0$) angreifen, folgen aus dem Momentengleichgewicht:

$$b_{rs} = \frac{F_{W,l}}{F_{W,rs} + F_{W,l}} b \quad (6.28a)$$

$$b_l = \frac{F_{W,rs}}{F_{W,rs} + F_{W,l}} b \quad (6.28b)$$

$F_{W,l}$ bzw. $F_{W,rs}$ Auflagerkräfte einer Achsseite links bzw. rechts, N
 b_l, b_{rs}, b Abmessungen, m. Siehe Abb. 6.42.

²⁰Je nach Größe und Steifigkeit um ca. max. 20 mm.

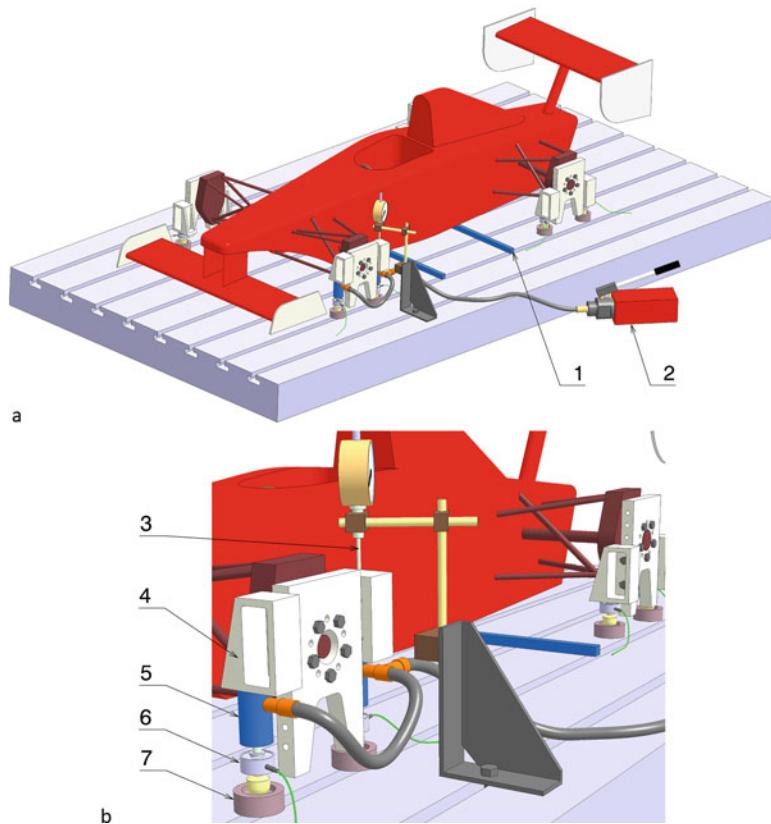


Abb. 6.41 Messung der Torsionssteifigkeit, Methode 1

a Gesamtansicht des Messaufbaus, b Detail der Radaufhängung links vorne.

1 Messlatte *measuring rod*, 2 Hydraulikpumpe *hydraulic pump*, 3 Messuhr *dial gauge*, 4 Radersatz *wheel substitute*, 5 Hydraulikzylinder *hydraulic cylinder*, 6 Kraftaufnehmer *load cell*, 7 Kugelpfanne *ball socket*

Wird der linke Radträger mit der Kraft $F_{W,l,1}$ angehoben, so wirkt folgendes Torsionsmoment auf das Chassis:

$$M_{ts} = \Delta F_{W,l} b_l - \Delta F_{W,rs} b_{rs} \quad (6.29)$$

M_{ts} aufgebrachtes Torsionsmoment, N m

$\Delta F_{W,l}$ bzw. rs Differenz der Radlasten bei (Index 1) und vor (Index 0) dem Erhöhen des linken Radaufstandspunkts, N.

$$\Delta F_{W,n} = F_{W,n,1} - F_{W,n,0} \text{ mit Index } n = l \text{ bzw. rs.}$$

Bei gleichen Radlasten links und rechts im Ausgangszustand vereinfacht sich (6.29) zu:

$$M_{ts} = (\Delta F_{W,l} - \Delta F_{W,rs}) \frac{b}{2} \quad (6.30)$$

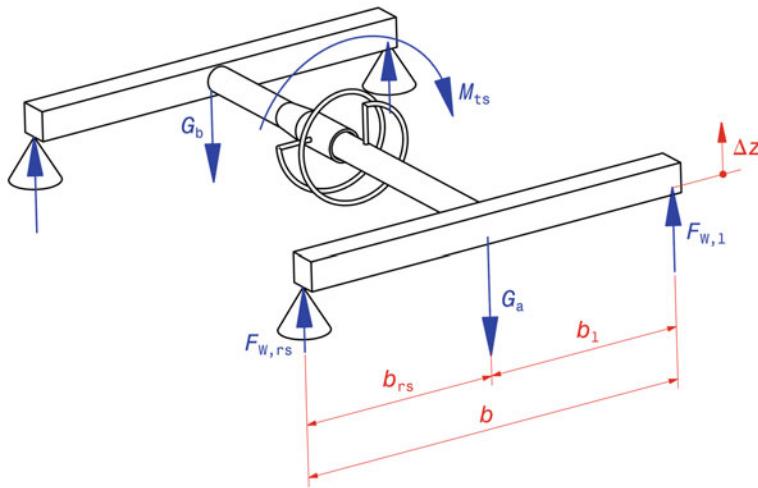


Abb. 6.42 Berechnungsskizze zu Methode 1

Das Fahrzeug wird aus zwei Achsen die torsionsweich aber biegesteif miteinander verbunden sind repräsentiert. Die linke Radnabe wird um Δz angehoben werden. Die übrigen drei behalten ihre Positionen (durch kegelförmige Auflager gekennzeichnet). Die Gewichtskräfte G_a und G_b repräsentieren die Gewichtsanteile an den beiden Achsen, die durch das Eigengewicht plus Zusatzzmassen hervorgerufen werden

Der Verdrehwinkel an einer ausgesuchten Stelle j wird durch Messen der vertikalen Verschiebungen der beiden Endpunkte der Messlatte an dieser Stelle ermittelt:

$$\beta_j = \arctan \frac{\Delta z_{l,j} - \Delta z_{rs,j}}{b_j} \quad (6.31)$$

β_j Torsionswinkel an Stelle j , °

$\Delta z_{l,j}$ bzw. $\Delta z_{rs,j}$ Höhenänderung eines Endpunkts auf der linken bzw. rechten Seite, mm. Die Differenz wird aus den Höhen bei (Index 1) und vor (Index 0) der Belastung ermittelt:

$$\Delta z = z_1 - z_0$$

b_j Abstand der beiden Endpunkte, mm

Die gesamte Torsionssteifigkeit des Chassis von Achse zu Achse folgt damit zu:

$$c_{ts} = \frac{M_{ts}}{\beta_t} \quad (6.32)$$

c_{ts} Torsionssteifigkeit, N m/°

M_{ts} Torsionsmoment, N m

β_t gesamter Torsionswinkel, °. Das ist der Winkel an der Achse mit dem angehobenen Radträger.

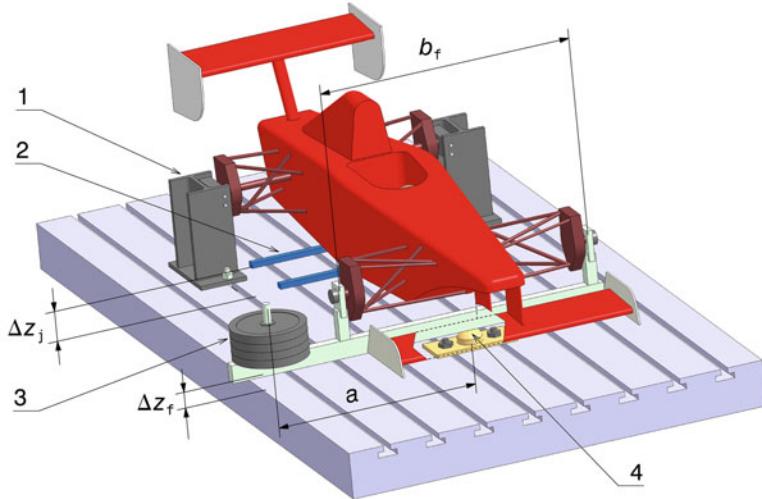


Abb. 6.43 Messung der Torsionssteifigkeit, Methode 2

1 Vorrichtung zum Halten der hinteren Nabens, *fixed device linked to rear hubs*, 2 Messlatten an ausgesuchten Stellen *measurement bar at places of interest*, 3 Gewichte weight, 4 Kugelkopf ball support

Tatsächlich wird das Fahrzeug beim Anheben eines Radträgers nicht nur torquiert, sondern auch gebogen. Man erfasst mit dieser Methode also genau genommen nicht eine reine Torsionssteifigkeit des Chassis. Im Bereich der Achsen wird nebenbei auch die Nachgiebigkeit der Radaufhängung mit erfasst.

Den Nachteil des Biegeeinflusses der obigen Methode versucht Folgende zu umgehen, Abb. 6.43. Das Fahrzeug wird z. B. an den Radträgern der Hinterachse durch eine Vorrichtung (1) festgehalten. Die Radträger der Vorderachse sind über einen Balken miteinander verbunden, der auf einem Kugelkopf (4) frei beweglich aufrastet. Das Torsionsmoment wird am Balken durch Gewichte (3) aufgebracht. Abgesehen vom Eigengewicht des Chassis wirkt so ein reines Torsionsmoment auf den Rahmen. Das Torsionsmoment, das über die vorderen Nabens eingeleitet wird, ist:

$$M_{ts} = Ga = F_{W,z,f}b_f \quad (6.33)$$

G Gewicht, N

a Hebelarm, m. Siehe Abb. 6.43

Die Verdrehung an bestimmten interessierenden Abschnitten des Rahmens wird wie bei obiger Methode durch Messen der Vertikalverschiebung Δz_j von Bezugspunkten j ermittelt, an denen Messlatten (2) befestigt sind. Rechnerische Vergleiche zwischen den beiden Methoden weisen für Methode 2 ein um ca. 10 % steiferes Ergebnis aus. Abschließend sei festgehalten, dass alle Messmethoden Nachteile bzw. Unschärfe aufweisen. Wichtig ist

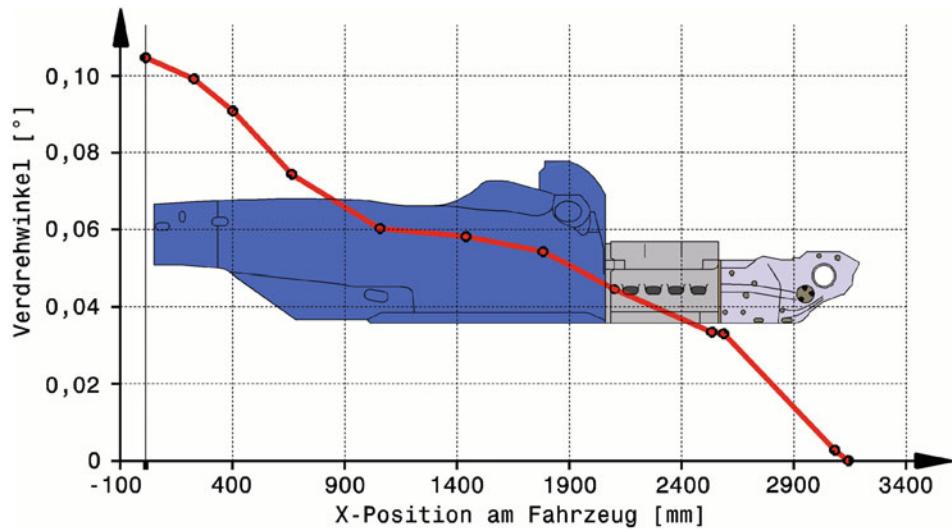


Abb. 6.44 Torsionswinkel über der Fahrzeugposition in Längsrichtung eines Formel-1-Wagens (BMW-Sauber) [43]

Der Motor (2,4 l V8-Saugmotor) ist voll tragendes Element zwischen Monocoque und Getriebe

im Zuge einer Entwicklung die Änderungen festzustellen und nicht den Absolutwert. Deshalb ist es nicht entscheidend, welche Methode man einsetzt, sondern dass man für Vergleiche immer dieselbe Methode heranzieht.

Ein typisches Messergebnis zeigt Abb. 6.44. 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 bei dem Fahrzeug keine ausgeprägten Schwachstellen dar.

6.2.3.2 Motorprüfeinrichtungen *Engine Testing Facilities*

Motorprüfstand *Dynamometer*

Ein Motorprüfstand ist unverzichtbarer Bestandteil jeder gezielten Motorentwicklung. Neue Verbrennungsverfahren (Ladungswechselkanäle, Brennraumdecke- und Kolbenbodenform, Injektor- und Zündkerzenlage, Ventilsteuzeiten, ...) werden üblicherweise an einem Einzylinder-Prüfstand entwickelt, bevor ein Vollmotor aufgebaut wird. Im Grunde geht es darum für den Motor nachvollziehbare Umgebungs- und Betriebsbedingungen zu schaffen und diese – neben den interessierenden mechanischen Größen Drehmoment und Drehzahl – auch zu messen, Abb. 6.45. Es lassen sich grob drei Messbereiche identifizieren. Den Kern der Untersuchungen stellt die innermotorische Analytik dar. Sie dient dazu den Verbrennungsablauf zu untersuchen und verbessern. Die Thermodynamik betrachtet den Brennraum als abgeschlossenes System und liefert basierend auf Messgrößen wie Druck, Temperatur und Volumen (über Kurbelwinkel und Bohrung) Aussagen

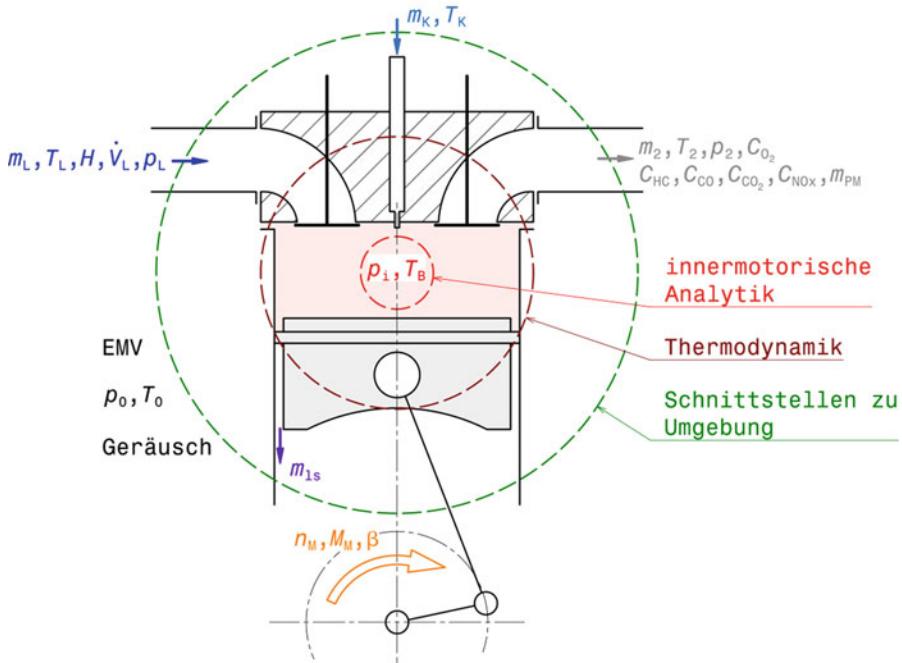


Abb. 6.45 Messbereiche am Motorprüfstand schematisch, nach [39]

Messgrößen der Messstellen *measure variables of metering points*:

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*

β : Kurbelwinkel *crank angle*

p_i : indizierter Druck *indicated pressure*

T_B : Verbrennungstemperatur *combustion temperature*

C: Konzentration *concentration*

EMV Elektromagnetische Verträglichkeit *EMC electromagnetic compatibility*

m_{ls} Leckgas *blow-by gas*

Indizes: L Luft, K Kraftstoff, 2 Abgas, 0 Umgebung, O₂ Sauerstoff *oxygen*, HC unverbrannte Kohlenwasserstoffe *unburnt hydrocarbons*, CO Kohlenmonoxid *carbonmonoxide*, CO₂ Kohlenstoffdioxid *carbon dioxide*, NOx Stickoxide *nitrogens*, PM Partikel *particulate matter*

über Wärmefreisetzung, Druckverlauf und Verbrennungsschwerpunkt. Für thermodynamische Berechnungen und allgemein für die Vergleichbarkeit müssen an den Schnittstellen zur Umgebung Messungen vorgenommen werden. Die angesaugte Luft, der zugeführte Brennstoff, das ausgestoßene Abgas und letztlich die Motordrehzahl und das Motormoment werden erfasst. Für Pkw-Motoren sind auch noch Geräusch- und Abgasemissionen sowie elektromagnetische Phänomene von Bedeutung. Bei Rennmotoren interessiert vor-

nehmlich die Sauerstoffkonzentration im Abgas. Mit ihr wird die Luftzahl Lambda ermittelt. Diese wiederum ist Basis für die Einstellung und Kontrolle des Gemischbildungssystems.

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 Spitzenleistung 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, nach bestimmten Zielvorgaben (Leistung, Abgasemission, Geräusch, ...) 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 Verbrennungsdiagnostik. 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. 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.²¹

Das Schema eines dynamischen Prüfstands ist in Abb. 6.46 zu sehen. Die Entfeuchtung (2) erfolgt unmittelbar am Eingang (1) der Verbrennungsluft. Hier haben sich Kälte-trockner 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 Bereit-

²¹ Siehe dazu auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 5 *Aerodynamik, Airbox*.

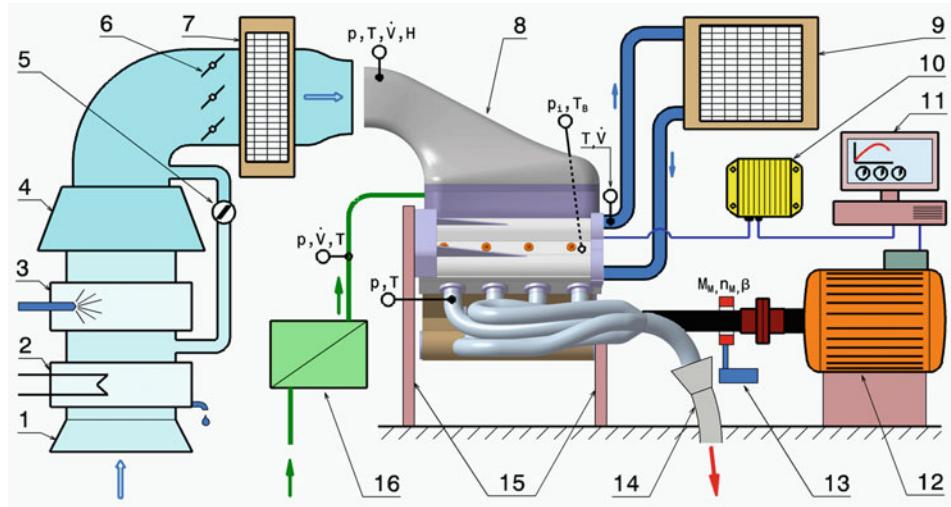


Abb. 6.46 Schema eines Motorprüfstands

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 Drehzahlaufnehmer *torque and rotational speed sensor, crankshaft position sensor*, 14 Abgasabfuhr *exhaust gas outlet*, 15 Aufnahmeverrichtung *rig*, 16 Kraftstoffkonditionierung *fuel conditioning unit*

stellung von vorbereiteter, komprimierter Luft die Klappen (Bypass-Klappe (5) und Regelklappe (6)) samt derer Ansteuerung eine große Rolle [17]. 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 [18]. 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 [19]: Maximale Drehzahl 10.000 min^{-1} , max. Drehmoment 1000 N m, Drehzahlgradient $10.000 \text{ min}^{-1}/\text{s}$, Kraftstofffluss 180 l/h, Kühlleistung

Tab. 6.6 Beispiele von Messstellen samt Wertebereich, tw. [39]

Messort	Temperatur, °C		Druck, bar (bezogen auf Atmosphäre)		
	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum regulär	Maximum Spitze
Einlassluft	-20	60	-1	1	4
Ladeluft	-20	250	-1	4	8
Abgas	0	1000	0	1	3
Zylinderfüllung	0	2000	-1	250	>400
Kraftstoff, Niederdruck	-20	100	0	6	15
Common Rail			0	Systemdruck ^a	2-Systemdruck
Kühlmittel	-20	150	-1	2	3
Schmieröl	-20	150	0	16	32

^a z. B. 2800 bar beim Audi R18 LMP 1

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).

Tab. 6.6 bietet eine Übersicht über die wichtigsten Messstellen am Motor und ihren Wertebereich mit Sicherheitsspielraum.

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.

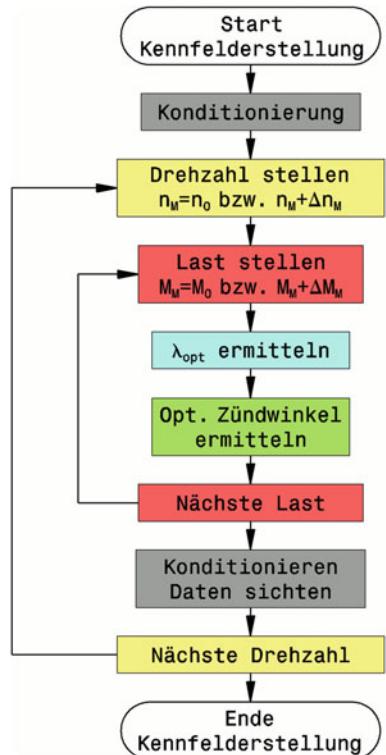
Die erste Aufgabe am stationären Motorprüfstand ist die Applikation. Das elektronische Steuergerät benötigt Daten, damit es aus gemessenen Größen (Drehzahl, eingebrachte Luftmasse, Temperatur, ...) die benötigten Werte von Kraftstoffmenge und Zündzeitpunkt ermitteln kann. Diese Daten werden systematisch 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 Luftpumpe 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 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. 6.47 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 Volllast. Für jeden Punkt muss das Luft-Kraftstoffverhältnis und der Zündzeitpunkt festgelegt werden. Im Allgemeinen beginnt die Entwicklung mit dem Luft-Kraftstoffverhältnis (Kennwert Luftzahl λ). Dabei wird

Abb. 6.47 Ablauf bei der Erstellung eines Motorkennfelds



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 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 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.

Rennmotoren werden typischerweise nicht lange im Teillastbereich betrieben. Deshalb kann eine einfach zu programmierende Steigerung der Vorzündung über der Motordrehzahl ausreichen.

Zur Bestimmung des wirkungsgradoptimalen Zündzeitpunkts werden entweder die Spitzendrucklage oder repräsentative Punkte des Brennverlaufs herangezogen. Beispielsweise für die Verbrennungsdagnostik zeigt Abb. 6.48 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 zugeführten Energie. Der Summenbrennverlauf (*mass fraction burn*) ergibt sich daraus durch Integration über dem Kurbelwinkel. Bei 50 % liegt der Verbrennungsschwerpunkt und bei 100 % das Brennende. Dieser 50 %-Punkt (CA50) sollte zwischen 6 und 8° KW nach OT liegen, der Spitzendruck tritt dann bei etwa 10 bis 14° KW nach OT auf.

Abb. 6.49 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*).

Schwenkprüfstand *Tilt Rig*

Der Motor wird bei dieser Prüfstandsart nicht nur gefeuert betrieben, sondern auch um zwei Achsen (quer – Nicken und längs – Wanken) geschwenkt. Dadurch ändern sich die Verhältnisse für Kühlmitteldurchströmung, Ölrücklauf (und Blow-By), Ölabsaugung

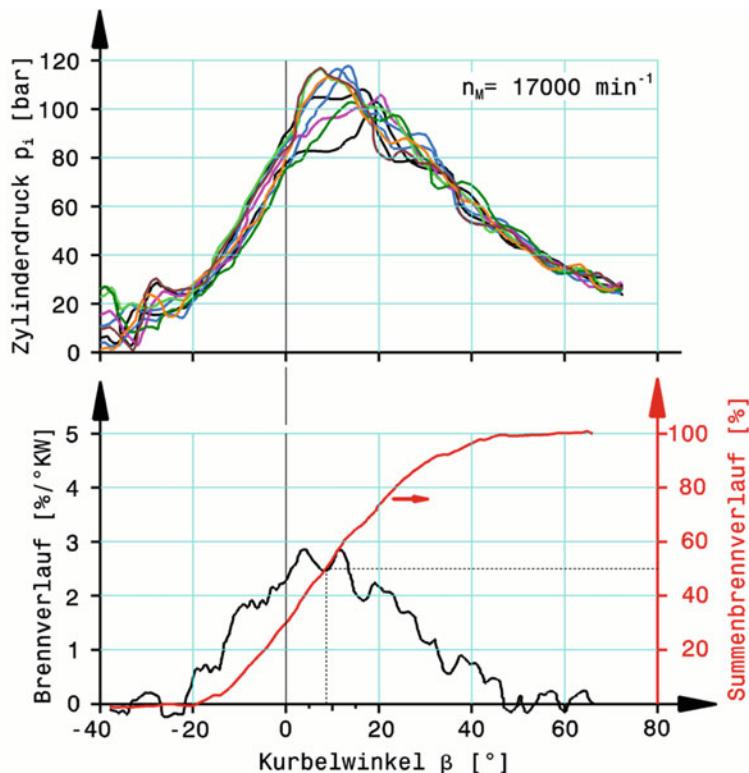


Abb. 6.48 Beispiel einer Verbrennungsanalyse [20]

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° KW verbrannt

sowie Ölspiegel im Öltank wie in einem bewegten Fahrzeug. Trägheitskräfte beim Bremsen bzw. Beschleunigen sowie bei Kurvenfahrt wirken ja auch auf das Kühlmedium und das Schmieröl ein. Damit können quasistatisch sowohl extreme Geländefahrten als auch Beschleunigungen in Längs- und Querrichtung bis 1 g (bei Schwenkwinkel 45°) simuliert werden. Extremere Beschleunigungen können dargestellt werden, wenn der Motor dynamisch geschwenkt werden kann. Neben der eigentlichen Fähigkeit des Motors mit diesen Umständen zu Rande zu kommen ist vor allem der Luftgehalt im Schmieröl im Fokus der Untersuchung. In den Ölsumpf eintauchende Kurbelwangen bei Nasssumpforschmierung (selten bei Rennmotoren) und abreißende Saugströme bei Pumpeneinlässen führen zu hohem Luftgehalt im Öl. Das reduziert Wärmeabfuhr und Schmierwirkung. Außerdem verursacht es Probleme, falls dieses Öl auch als Hydraulikfluid Kräfte aufbauen soll. Die eingeschlossene Luft lässt das Öl kompressibel werden, wodurch Kettenspanner, Ventilspielausgleichselemente usw. nicht mehr einwandfrei arbeiten.

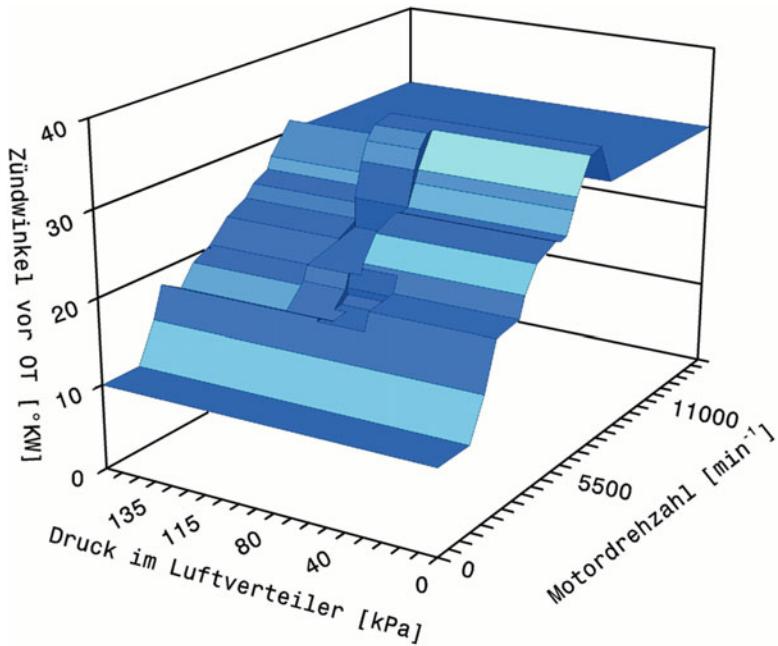


Abb. 6.49 Zündkennfeld für einen kleinvolumigen Ottomotor, nach [21]

Grundmotor: Yamaha 5SL1-AE1, 4 Zylinder, 600 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

Motorkomponentenprüfstände *Engine Components Testing Facilities*

Neben Motorprüfständen sind zahlreiche Komponentenprüfstände zur Unterstützung der Entwicklung einzelner Motorteile im Einsatz. Auf einem Blasprüfstand (*Flow Bench*) werden Ladungswechselkanäle samt Ventilkopfausführungen vermessen und hinsichtlich Massendurchfluss optimiert. Bei Einlasskanälen kommen noch Tumble- bzw. Drallerzeugung als Kriterien der Strömung hinzu. Ein Ventiltriebprüfstand (*Cam Rig*) ermöglicht die isolierte Untersuchung des Ventilhubverhaltens, indem nur die Ventiltriebsteile von einem Elektromotor angetrieben werden. Neben der Ventilhubbewegung (Hub über Zeit, Abheben vom Ventilsitz durch Rückprall, Flattern durch Resonanzen) werden so auch Verschleiß der Abnehmerteile (Tasse, Schlepphebel, Rolle, ...), Ventilfederverhalten, Schmierwirkung und Betriebsfestigkeiten untersucht. Schmierölpumpen (Saug- und Druckpumpen) werden ebenso einzeln vermessen wie Wasserpumpen und Kraftstoffförderer. Förderraten, Druckverhältnisse, Wirkungsgrade und Grenzbetriebszustände (Entlüftung, Luftabscheidung, Kavitation) sowie Lebensdauer sind in dem Fall Untersuchungsfelder.

Einzelne Motorbaugruppen aber auch gesamte Motoren werden auf Reibungsprüfständen hinsichtlich Verlustleistung untersucht. Dabei wird das erforderliche Antriebsmoment des geschleppten Motors bei unterschiedlichen Drehzahlen und Schmieröltemperaturen

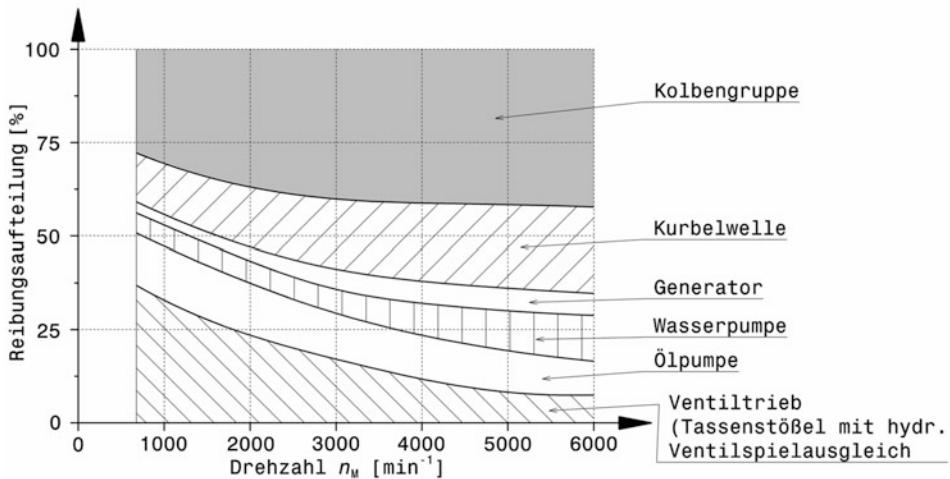


Abb. 6.50 Aufteilung der Reibleistungsanteile bei einem Ottomotor, nach [33]

aufgezeichnet. In Folge werden nach und nach einzelne Verbraucher entfernt und die Messreihen wiederholt (Strip-Down-Methode), bis schließlich nur noch die Kurbelwelle allein rotiert. Aus der Differenz der aufeinanderfolgend erfassten Leistungen kann der Beitrag der entfernten Baugruppe ermittelt werden. Abb. 6.50 zeigt beispielhaft das Ergebnis einer solchen Untersuchung. Der Einfluss von Kühlmitteltemperatur, Schmierölsorten, Bau teilbeschichtungen, Bearbeitungsverfahren für Oberflächen, Kolbenringvorspannungen und Werkstoffen auf die Verlustleistung wird dabei herausgearbeitet und die Erkenntnisse fließen in die nächste Baustufe und in die folgende Motorgeneration ein. In Rennserien, in denen weite Bereiche des Motors vom Reglement diktiert werden, stellt das eine der Haupt störichtungen bei der Weiterentwicklung für einen Wettbewerbsvorteil dar.

Der Einfluss von Injektorlage und -type auf Gemischbildung und Gemischtransport wird auf eigenen Prüfständen in durchsichtigen Saugrohren oder in Einzylindermotoren mit durchsichtigem Kolbenboden eruiert. Dabei werden mit Hilfe von Laser-Systemen und Hochgeschwindigkeitskameras u. a. Strahlform, Tröpfchengröße, Tropfengeschwindigkeit und Eindringtiefe erfasst und aufgezeichnet.

6.2.3.3 Getriebeprüfseinrichtungen *Transmission Testing Facilities*

Getriebeprüfstand *Transmission Test Rig*

Auf einem dynamischen Getriebeprüfstand, Abb. 6.51, 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 $0,014 \text{ kg m}^2$, für NASCAR-Tests bei $0,5 \text{ kg m}^2$ [22] (zum Vergleich weisen Belastungseinheiten für Pkw-Anwendungen etwa 1 kg m^2

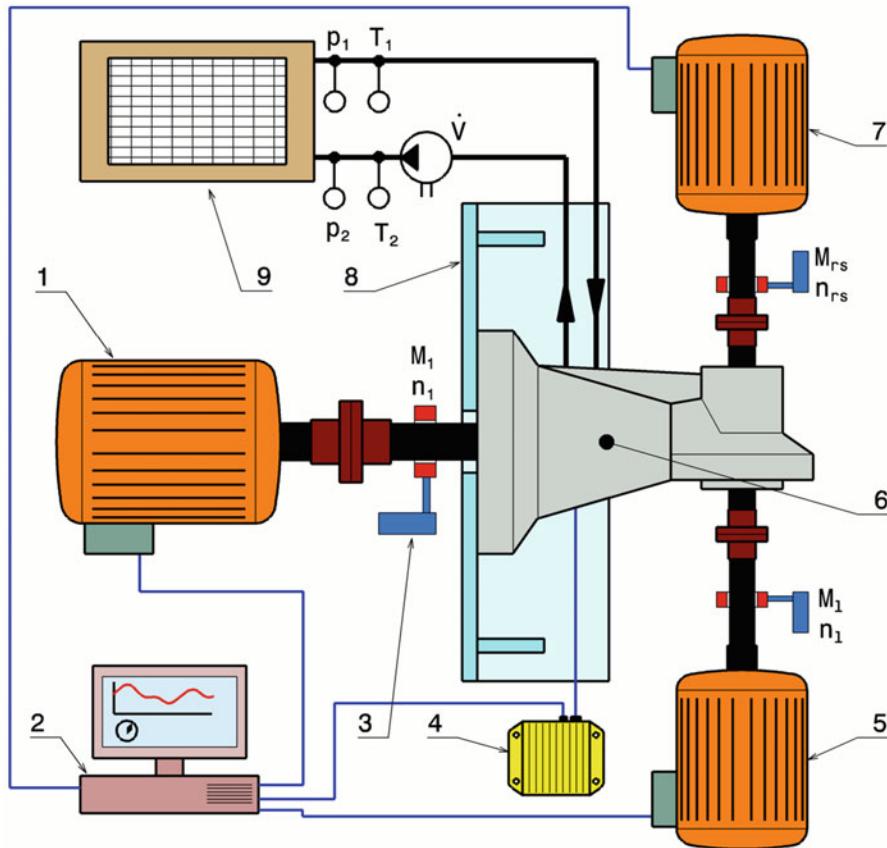


Abb. 6.51 Schema eines Getriebeprüfstands

1 Antriebsmotor *driving motor*, 2 Rechner computer *computer*, 3 Drehmoment- und Drehzahlafnehmer *torque and rotational speed sensor*, 4 Getriebesteuergerät *transmission control unit*, 5 Linke Belastungseinheit *power absorber unit left*, 6 Prüfling *test specimen*, 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 *oil pressure in resp. out*

T_1, T_2 : Öltemperatur Eingang bzw. Ausgang *oil temperature in resp. out*

\dot{V} : Volumenstrom *flow rate*

M_1, M_l, M_{rs} : Drehmoment Eingang, Ausgang links bzw. rechts *torque input, output left resp. right*
 n_1, n_l, n_{rs} : Drehzahl Eingang, Ausgang links bzw. rechts *rotational speed input, output left resp. right*

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 Schiebemotors (Motorbremse bzw. Aktivierung Energie-rückgewinnung) aufbringen. 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 Differential 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 Ölspiegel 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.

Antriebstrangprüfstand Powertrain Testing Rig

Zur gemeinsamen Untersuchung der Motor-Getriebeeinheit (*power pack*) werden manchmal die beiden oben beschriebenen Prüfstände von Motor und Getriebe 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.

Besonders wichtig sind solche Prüfstände für die Abstimmung von Hybridantrieben, also der Kombination von Verbrennungsmotoren und elektrischen Maschinen. Dabei kommt der Simulation des Batterieverhaltens eine besondere Aufgabe zu. Dies wird durch einen Batteriemulator bewerkstelligt. Dieser wird zwar vom Wechselspannungs-Stromnetz versorgt, simuliert aber eine Gleichspannungsquelle mit der Möglichkeit kurzfristig enorme Ströme zu liefern – wie es eben eine Batterie kann. Außerdem lassen sich „auf Knopfdruck“ unterschiedliche Ladezustände (SOC) bzw. Alterungszustände (SOH) einer Batterie darstellen. Auf so einem Prüfstand können Strategien, wie das Verhalten zwischen den einzelnen Energielieferanten und -verbrauchern eingestellt werden soll, erarbeitet werden.

Komponentenprüfstand Components Test Rig

Wie auch bei den Verbrennungsmotoren so werden auch bei Getrieben einzelne Module, wie etwa innere Schaltung und Schmierungssysteme, isoliert untersucht.

Genauso existieren Schwenkprüfstände, die dieselbe Aufgabe haben wie bei Verbrennungsmotoren. Extreme Fahrzustände (Beschleunigen, Bremsen, Kurvenfahren, Geländefahrt) rufen bei Schmierung und einzelnen Bauteilen ebenso extreme Zustände hervor, die die Funktion beeinträchtigen oder sogar außer Kraft setzen können. Über öldichte Sichtfenster im Gehäuse, mitbewegte Kameras, Druckaufnehmer an neuralgischen Stellen, Temperaturmessstellen usw. werden diese Bereiche beobachtet bzw. der zeitliche Verlauf der Messgrößen aufgezeichnet. In Kombination mit der Analyse von Simulationsergebnissen werden Abhilfemaßnahmen ausgearbeitet, die wiederum am Prüfstand untersucht werden. Wenn das Verhalten auch bei extremen Zuständen tolerierbar (definierte Zeitdauer, Auswirkung der Schädigung) ist, geht das Getriebe ins Rennen.

6.2.3.4 Komponentenprüfeinrichtungen *Components Testing Facilities*

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 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.

Kupplungsprüfstand *Clutch Test Rig*. Bremsen und Schaltkupplungen sind vom wesentlichen Aufbau her gleich. Beide Maschinenelemente erfüllen ja auch die gleiche Funktion: Sie übertragen ein stufenlos einstellbares Moment zwischen zwei Bauteilen mit unterschiedlicher Drehzahl. So ist es auch naheliegend Kupplungsprüfstände ähnlich den Bremsenprüfständen aufzubauen. Im Gegensatz zu den Bremsentesteinrichtungen verfügen Kupplungsprüfstände über zwei elektrische Maschinen, die den Prüfling belasten. Eine

Maschine simuliert den Antrieb, die andere stellt den Widerstand durch den Abtrieb her. So lassen sich gezielt Differenzdrehzahlen und Übertragungsmomente einstellen bzw. Betätigungswege und Anpresskräfte vorgeben. Gemessen und aufgezeichnet werden jeweils die sich einstellenden Größen, z. B. das übertragene Moment über dem Betätigungs weg. So werden Einflüssen von Temperatur, Verschleiß, Werkstoffpaarung, Relativgeschwindigkeit usw. erfasst. Bei Nasskupplungen kommen als weitere wichtige Einflussparameter Ölsorten und Nutformen hinzu.

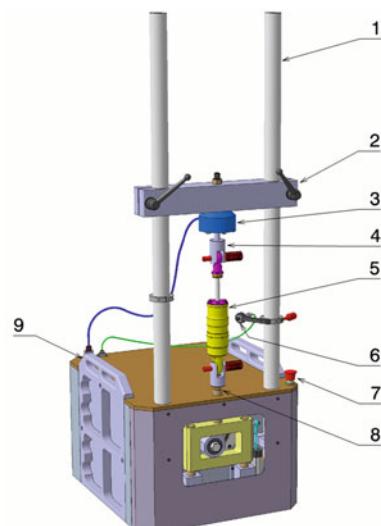
Dämpferprüfstand Damper Dynamometer

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. Es gibt zwei grundsätzliche Bauarten. Prüfstände, die über eine Kurbelschleife den Dämpfer anregen, und Prüfstände, die direkt eine geradlinige Bewegung über Hydraulikzylinder oder elektromagnetische Aktuatoren (EMA) erzeugen. Aufbau und Funktion eines Kurbelschleifen-Prüfstands sollen an Hand einer mobilen Einrichtung, wie sie von vielen Teams gerne eingesetzt wird, erklärt werden, Abb. 6.52.

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.

Abb. 6.52 Mobilier 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*



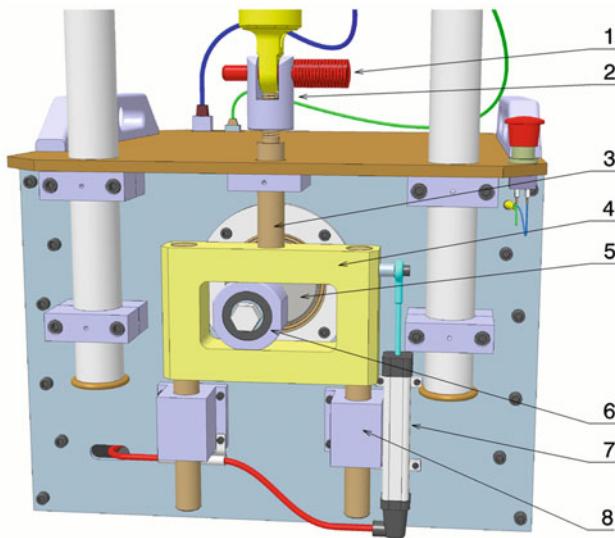


Abb. 6.53 Detail des Dämpferprüfstands von Abb. 6.52 (Abdeckung entfernt)

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

Die genaue Arbeitsweise des Aktuators erkennt man bei abgenommener Abdeckung, Abb. 6.53. 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 zurückgelegte Weg wird von einem Wegaufnehmer (7) erfasst. Die dazu gehörige Kraft misst der Kraftaufnehmer (3, Abb. 6.52) 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. 6.54.

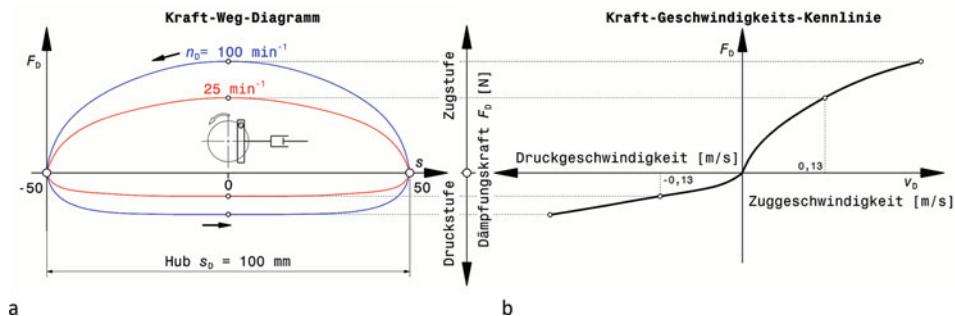


Abb. 6.54 Ermittlung von Dämpferkennlinien, nach [30]

Die Werte von der Prüfmaschine (a) werden als Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie (b) aufgetragen

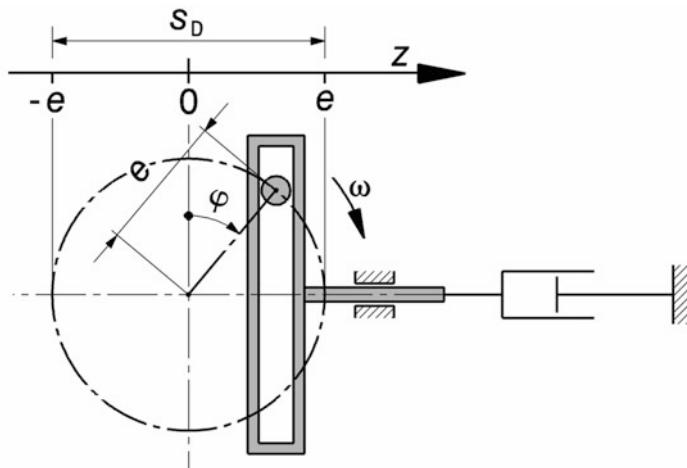


Abb. 6.55 Skizze zu Kinematik einer Kurbelschleife

Benennung der Größen siehe (6.34)

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 typische Dämpferdiagramme (Kennlinie Kraft über Geschwindigkeit).²² Aus praktischen Erfahrungen aus Messungen ist anzumerken, dass bei baugleichen Dämpfern Kraftunterschiede bei gleicher Kolbengeschwindigkeit von bis zu $\pm 50 \text{ N}$ auftreten können.

Die mathematischen Zusammenhänge folgen aus der Kinematik der Kurbelschleife, Abb. 6.55. Im Gegensatz zum oben vorgestellten Prüfstand ist in dieser Abb. der Dämpfer

²²Zur Dämpferauslegung siehe auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Abschn. 3.2.

liegend angeordnet. Die Wegkomponente z folgt aus dem Kurbelwinkel φ , die Dämpfergeschwindigkeit aus deren Ableitung nach der Zeit:

$$z = e \cdot \sin(\varphi) \quad (6.34)$$

$$\dot{z} = v_D = e \cdot \omega \cdot \cos(\varphi) \quad (6.35)$$

mit $\omega = \dot{\varphi}$

z	Weg, m
e	Exzentrizität, m
φ	Kurbelwinkel, rad
s_D	Dämpferhub, m. $s_D = 2e$
ω	Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle, s^{-1}
v_D	Kolbengeschwindigkeit des Dämpfers, m/s

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 π 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, einem elektromagnetischen Aktuator oder einem hydraulischen Stempel ausgerüstet sein, der den gewünschten Geschwindigkeits-Weg-Verlauf für die Kolbenstange darstellen kann. Die maximale Dämpfergeschwindigkeit, die gegenwärtige Prüfstände darstellen können, liegt bei 4 m/s. Bei Rallye- und Off-Road-Fahrzeugen wurden jedoch weit höhere Werte (7 bis 8 m/s) bei harten Landungen gemessen [45]. Diese Extremsituationen können nur bei Streckentests dargestellt werden.

Der charakteristische Verlauf einer typischen Dämpferkennlinie kann in drei Bereiche eingeteilt werden, Abb. 6.56. 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 Druckdifferenz wirkt:²³

²³Vgl. auch Handbuch Rennwagentechnik Bd. 4 *Fahrwerk*, Abschn. 3.2.2, insbesondere (3.12).

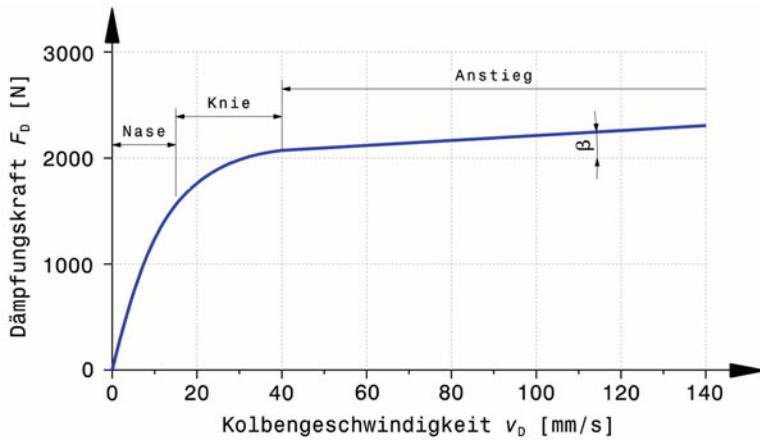


Abb. 6.56 Allgemeine Dämpferkennlinie

Der Verlauf der Kennlinie kann typischerweise in drei Bereiche eingeteilt werden: Nase *nose*, Knie *knee*, Anstieg *slope*

$$F_D = \Delta p A_D \quad (6.36)$$

$$\dot{V} = v_D A_D \quad (6.37)$$

F_D Dämpferkraft, N

Δp Druckabfall, N/mm²

A_D Verdrängerfläche des Kolbens, mm². Diese Fläche ist jene Fläche, die das Öl im betrachteten Augenblick verschiebt (also abzüglich der aktiven Drosselbohrungen und in der Zugstufe ohne Kolbenstangenquerschnitt). Siehe auch Abb. 6.57.

\dot{V} Volumenstrom des Öls, mm³/s.

Die Druckdifferenz wiederum ist eine Funktion des Öl-Volumenstroms und der Drosselart. Abb. 6.58 liefert hierzu eine Zusammenstellung der wichtigsten hydraulischen Widerstände und ihrer Einflussgrößen.

Wie diese hydraulischen Widerstände im Dämpferkolben realisiert werden, zeigt Abb. 6.59 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

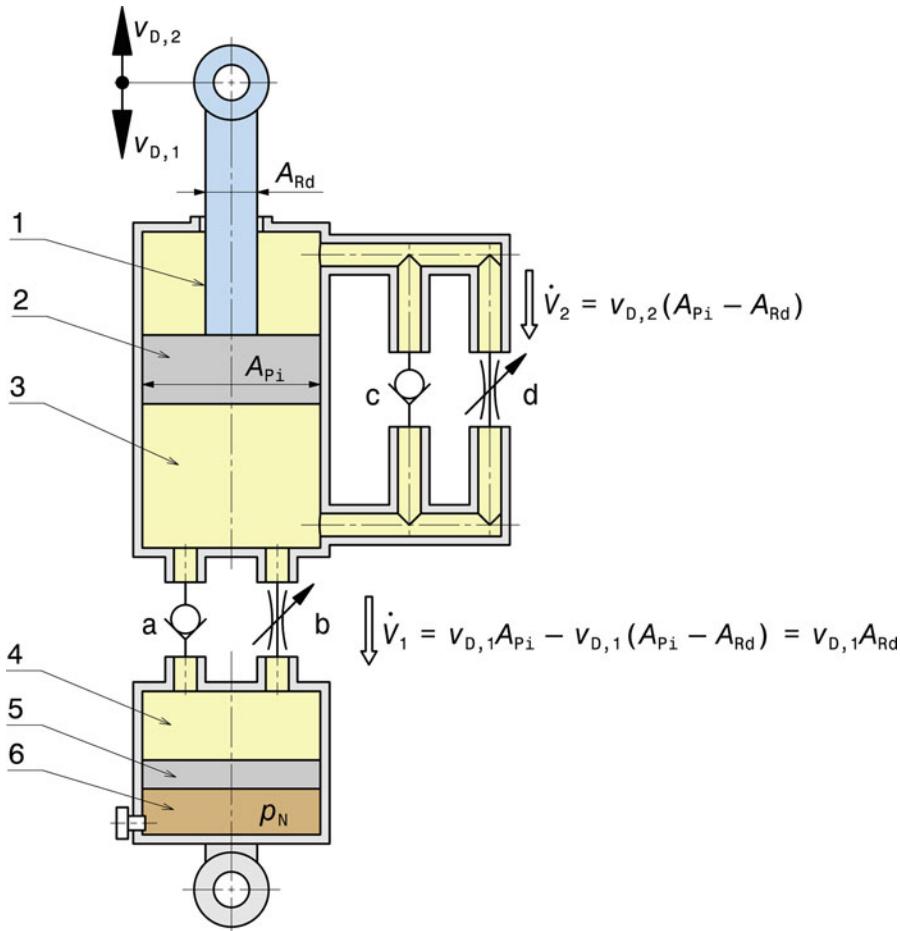


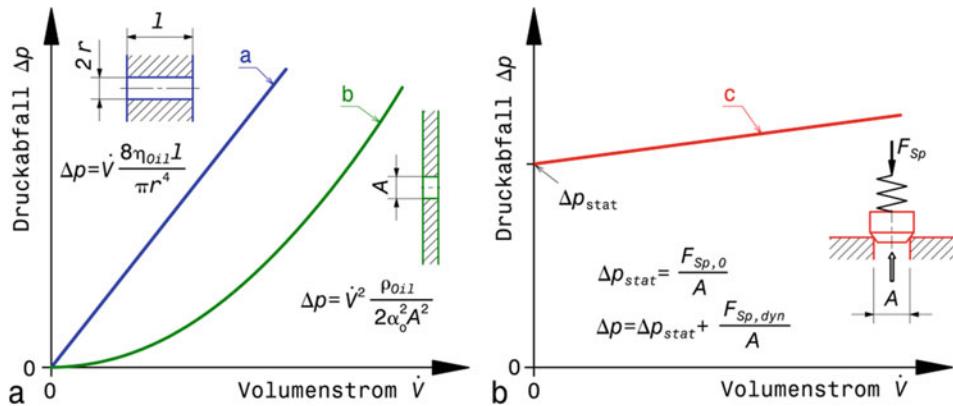
Abb. 6.57 Ölvolumeströme bei einem Einrohrdämpfer (Schema)

Je nach Bewegungsrichtung des Kolbens (Index 1 Druckstufe, 2 Zugstufe) wird der Hauptstrom des Öls entweder durch die Fußventile a und b in den Ausgleichsraum (4) gedrückt, der durch einen Trennkolben (5) von der Gasfeder (6) mit dem Druck p_N getrennt ist, oder über die Ventile c und d zurück in den Arbeitsraum (3) geschoben

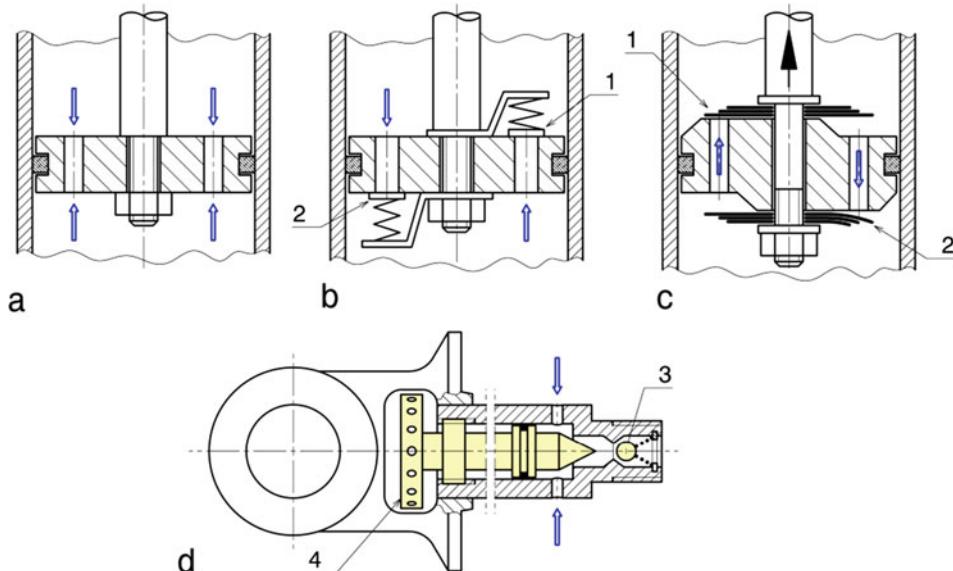
a, c Rückschlagventile *check valves*, b, d verstellbare Drossel *adjustable orifice*. Die Ventile c und d befinden sich meist im Kolben. Es gibt jedoch auch Ausführungen, die im Grunde dem gezeigten Schema entsprechen

1 Kolbenstange *piston rod*, 2 Kolben *piston*, 3 Arbeitsraum *working chamber*, 4 Ausgleichsraum *reservoir*, 5 Trennkolben *floating piston*, 6 Gasfeder *pneumatic spring*. A_{Rd} Fläche der Kolbenstange, A_{Pi} Kolbenfläche

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. 6.58** Wirkprinzipien hydraulischer Widestände

a laminare Strömung in Bohrung, **b** Drosselblende (turbulente Strömung), **c** Druckbegrenzungsventil
 η_{oil} dynamische Ölviskosität, N s/mm², ρ_{oil} Dichte des Öls, kg/mm³, A Drosselquerschnitt, mm², α_o Durchflusskoeffizient, -, F_{sp} Federkraft, N

**Abb. 6.59** Bauarten von Dämpferventilen, schematisch

a Drosselbohrungen *orifice*, **b** federbelastete Ventile *spring loaded valves*, **c** Paket von Federplättchen *stack of shims*. Die Kolbenstange führt 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 diktieren 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.

Abb. 6.60 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.

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



Abb. 6.60 Auswahl an unterschiedlichen Dämpferkolben

Die Gestaltung der Kolben (im Zusammenspiel mit den Ventilplättchen) zielt auf eine lineare Charakteristik im Hochgeschwindigkeitsbereich ab

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. 6.61. 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 Betätigungs gestänge 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.

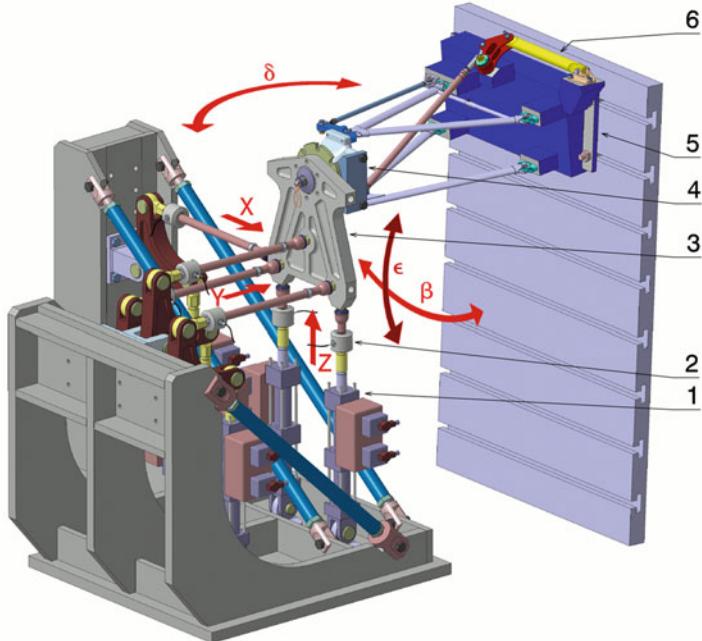


Abb. 6.61 6-Achs-Radaufhängungsprüfstand

Untersucht wird eine linke Vorderradaufhängung

1 Aktuator *actuator*, 2 Kraftaufnehmer *load cell*, 3 Radatrappe *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- (δ), Sturz- (ϵ) und Bremsmomente (β)

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 [23].

Reifenprüfstand *Tyre Test Rig*

Reifen können direkt am Fahrzeug oder isoliert an einem Prüfstand untersucht werden. Die hauptsächlich interessierenden Größen sind Längs- und Querkraft bzw. Rückstell- und Kippmoment sowie Rollwiderstand in Abhängigkeit von Schräglauftwinkel, Schlupf, Temperatur, Radlast und Fülldruck. Darüber hinaus können Verschleiß-, Federungs- und Dämpfungsverhalten erfasst werden. Eine Gegenüberstellung der grundsätzlichen Messmethoden bietet Tab. 6.7. Wie man erkennen kann, hat jede Methode ihre Vorteile und damit ihre Berechtigung.

Reifen wurden unter Laborbedingungen getestet und vermessen, indem sie gegen die Innen- oder Außenseite einer großen Stahlrolle (Durchmesser 2–3,5 m) gedrückt wurden. Insbesondere die Schräglauftreifigkeit fällt auf Außentrommeln (weniger Kontakt als auf Ebene) geringer aus als auf Innentrommeln (mehr Kontakt) [42]. Der für Straßen passendere Wert liegt zwischen diesen Extremen. Um die Ergebnisse der Messungen besser an die

Tab. 6.7 Vergleich von grundsätzlichen Reifenmessmethoden

Kriterium	Testmethode		
Einbauort des Prüfreifens	Prüfstand		Fahrzeug (auf Laufräder oder als zusätzliches Rad)
Umgebungsbedingungen	+	konstant, regelbar	– veränderlich
Oberfläche des Laufpartners	–	künstliche Oberfläche	+
Anbringung von Messaufnehmern	+	leicht	– schwierig
Verknüpfung der Messgrößen mit subjektiven (Fahr-)Eindrücken	–	nicht möglich	+
Wiederholbarkeit	+	gut	– mäßig
Kosten (Ausrüstung, Messung)	–	hoch	mittel
Mögliche Messumfänge	+	vielfältig	– eingeschränkt
Verfügbarkeit des Messsystems	–	gering	+
Erzielbare Umfangsgeschwindigkeiten	+	gefährlos bis zur Reifenerstörung	im Allgemeinen bis ca. 120 km/h

Legende: + vorteilhaft, – nachteilig

Realität anzupassen wurden daher Prüfstände mit einem flachen Laufband entwickelt, auf dem die Reifen ähnlich wie auf der Fahrbahn deformiert werden, Abb. 6.62. 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 Reifenauflstandsfläche 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 Schräglaufwinkel α dargestellt. Der gesamte A-förmige Aufbau (1) lässt sich um die Lager (5) kippen. Der Kippwinkel ist gleichbedeutend mit einem Sturzwinkel ϵ 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

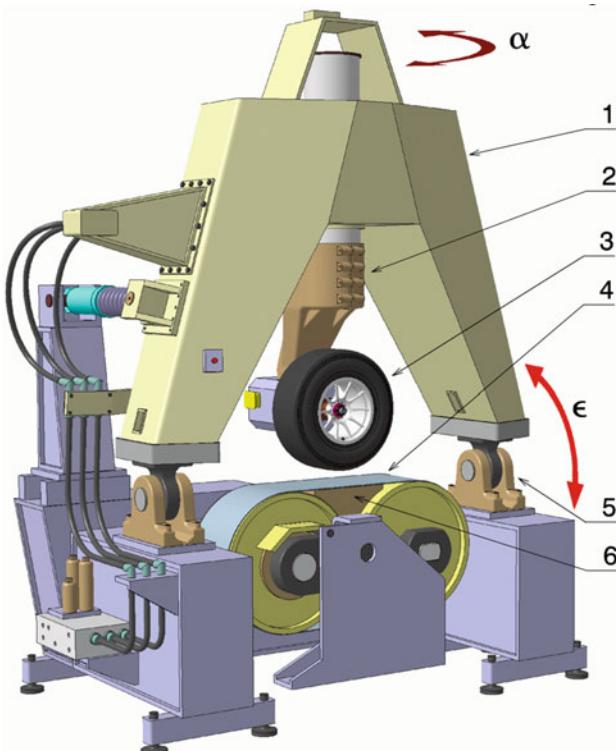


Abb. 6.62 Reifenprüfmaschine mit Laufband (*MTS Flat Trac System*)

Die geometrischen Einstellparameter (rot) sind Sturzwinkel ϵ und Schräglaufwinkel α

1 A-Gestell A-frame, 2 Radträger wheel carriage, 3 Prüfling specimen, 4 Laufband revolving belt, 5 Lager bearing, 6 Hydrodynamisches Wasserkugellager hydrodynamic water bearing

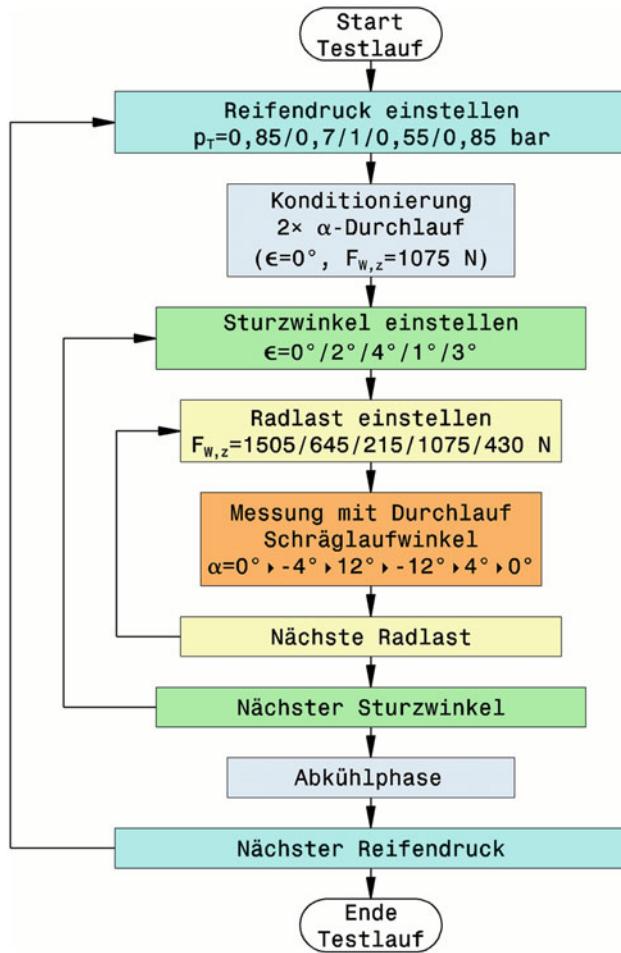


Abb. 6.63 Prüfablauf zur Ermittlung eines Reifenkennfeldes, Teil Querschlupf

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. Abb. 6.63 gibt einen möglichen Prüfprozedere für die Ermittlung der Einflüsse auf den Querschlupf wider. Das zentrale Element der Messung ist ein Ändern des Schräglauwinkels α 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.

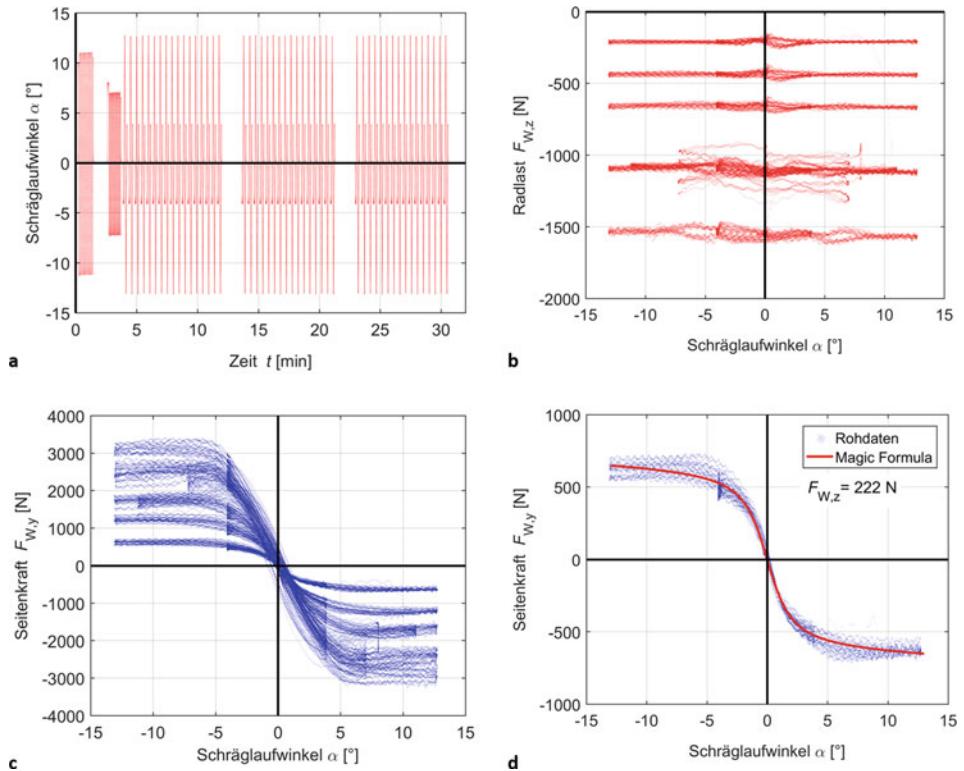


Abb. 6.64 Entstehung eines Reifenkennfelds aus Messdaten

a Verlauf des Schräglaufwinkels über der (Mess-)zeit, b Eingestellte Radlasten und Schräglaufwinkel, c Seitenkräfte über Schräglaufwinkel, d Seitenkraft bei bestimmter Radlast F_z über Schräglaufwinkel: Messdaten (blau) und angepasste Kurve Magic Formula (rot). Die Messprozedur dauerte insgesamt über 30 min und lieferte dabei ca. 192.000 Messpunkte je Kanal. Für das Erstellen des Diagramms d standen nach dem Filtern ca. 31.000 Messpunkte zur Verfügung

Die aufgezeichneten Messdaten müssen (wie bei jeglichen Messungen) aufbereitet werden. Durch Ausschließen der Signale der Übergangsbereiche (Ändern des Schräglaufbzw. Sturzwinkels) und Anpassen von glatten Kurven in die so erhaltene Punktewolke der Messsignale,²⁴ erhält man die Verläufe der quasistatischen Kräfte und Momente über Längs- und Querschlupf. Abb. 6.64 illustriert die Vorgehensweise an einem Beispiel. Bild a zeigt wie der Schräglaufwinkel im Zuge der Messreihen variiert wurde. Nach einer Einlaufphase und abschließenden Abkühlen startet die erste Messreihe nach ca. 2,5 min mit kurzem Aufwärmten und dem ersten Durchlauf (*Sweep*) von -13 bis $+13^\circ$ Schräglauft. Die Radlast bleibt dabei konstant. Anschließend wird die Radlast geändert und ein neuerlicher Schräglauft-Sweep wird durchfahren. Trägt man die erhaltenen Messpunkte

²⁴Z. B. mit der Methode der kleinsten (Fehler-)Quadrate.

als Radlast über dem Schräglaufwinkel auf (Abb. 6.64b), wird der Zweck der Messreihen klar. Für je fünf Radlasten wurden die Schräglaufwinkel im Untersuchungsbereich variiert. Man erkennt nebenbei auch, dass die eingestellte Radlast einer gewissen Streuung unterliegt. In Abb. 6.64c sind sämtliche gemessenen Seitenkräfte über dem Schräglaufwinkel aufgetragen. Filtert man diese Daten für einen bestimmten Radlastbereich (Sollwert plus/minus Streuung), erhält man Abb. 6.64d. Mit den so erhaltenen Werten wird eine Kurvenanpassung durchgeführt. Im vorliegenden Fall basierend auf der Magic Formula. Die Grundform dieser Funktion lautet [35]:

$$y = S_V + D \sin [\operatorname{Carctan}\{B(x + S_H) - E[B(x + S_H) - \arctan(B(x + S_H))]\}] \quad (6.38)$$

y	Ausgangsgröße, also Umfangskraft F_x , Seitenkraft F_y oder Rückstellmoment M_z
x	Eingangsgröße, also Schräglaufwinkel α oder Längsschlupf S_x
S_H, S_V	horizontale bzw. vertikale Verschiebung der Werte, so dass die Kurve nicht durch den Ursprung verläuft, z. B. durch eine Strukturseitenkraft (<i>Ply-Steer</i>), siehe auch Abb. 6.65.
B ,	Parameter zum Beeinflussen der Kurvenform. B Steifigkeitsfaktor <i>stiffness factor</i> , C Formfaktor <i>shape factor</i> , D Maximalwert <i>peak value</i> ,
C, D, E	E Krümmungsfaktor <i>curvature factor</i> . Das Produkt BCD repräsentiert die Steigung im Ursprung.

Der Maximalwert D kann direkt aus den Messwerten abgelesen werden. Der Formfaktor C kann durch den Maximalwert und die horizontale Asymptote errechnet werden:

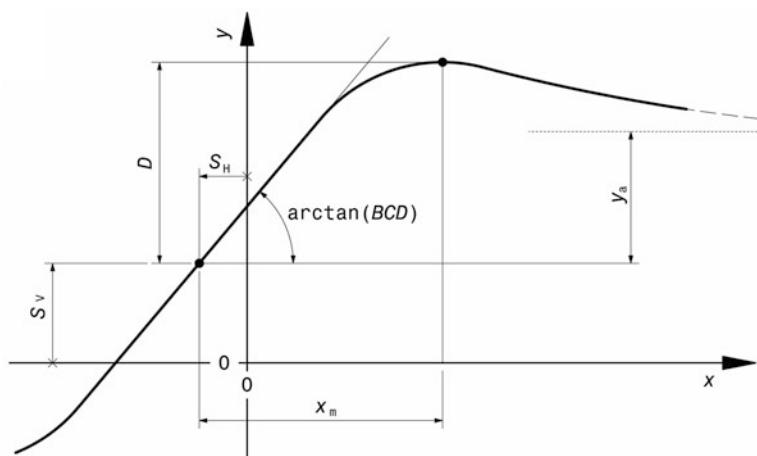


Abb. 6.65 Grundkurve der Magic Formula

$$C = 1 \pm \left(1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{y_a}{D} \right) \right) \quad (6.39)$$

y_a y-Abstand der Asymptote

Zur Wahl des Vorzeichens in der Gleichung:

- + bei lokalem Extremum (ausgeprägter Wert bei x_m)
- bei monoton wachsenden Werten.

Typische Werte von C laut [36]:

1,30 für Seitenkraft $F_{W,y}$

1,65 für Bremskraft $F_{W,x}$

2,40 für Rückstellmoment $M_{W,z}$

B folgt aus der Steigung im Ursprung ($x = -S_H, y = S_V$) direkt aus den Werten von D und C .

$$B = \frac{dy}{dx} \Big|_{x=0} \frac{1}{CD} = \frac{BCD}{CD} \quad (6.40)$$

Aus B , C und der Lage x_m des Maximums D kann E ermittelt werden:

$$E = \frac{Bx_m - \tan \left(\frac{\pi}{2C} \right)}{Bx_m - \arctan(Bx_m)} \quad \text{wenn } C > 1 \quad (6.41)$$

Wird diese Vorgehensweise für unterschiedliche Radlasten wiederholt, erhält man Kurvenscharen, die sich nur in den Parametern B , C , D und E unterscheiden. Damit lassen sich diese Parameter als Funktion der Radlast $F_{W,z}$ darstellen. Das Ergebnis ist eine vollständig analytische Beschreibung des (stationären) Reifenverhaltens, z. B. $F_{W,y} = f(F_{W,z}, \alpha)$ oder $F_{W,x} = f(F_{W,z}, S_x)$.

Weitere Prüfeinrichtungen *Further Testing Facilities*

Je nach Aufgabenstellung und Entwicklungsziel existieren zahlreiche weitere Prüfstände zur Untersuchung von Komponenten bzw. zur Absicherung ihrer Funktion über die geplante Lebensdauer (Betriebsfestigkeit *lifing*). Außerdem benötigt man Prüfeinrichtungen für den Nachweis, dass bestimmte Reglement-Vorgaben (Schwerpunktshöhen, Crashverhalten, ...) eingehalten wurden.

Schwingprüfstand *Shaker*. Dynamisch beanspruchte Bauteile haben – wenn sie zeitfest ausgelegt sind (und das zeichnet wirkungsvollen Leichtbau aus) – nur eine begrenzte Lebensdauer. Sind die Belastungen bzw. ein Belastungskollektiv aus vorangegangenen Bewerben bekannt, so können die zu untersuchenden Bauteile den zu erwartenden Belastungen im vollen Umfang oder zeitlich gerafft unterworfen werden. Mit einem Schwingprüfstand lässt sich die Anzahl der Lastwechsel bis zum Versagen des Bauteils ermitteln. Das Versagen eines Bauteils muss nicht unbedingt ein Bruch sein, sondern gerade bei sicherheitsrelevanten Bauteilen ist eine plastische Verformung anzustreben,

weil das zu beschränktem und damit kontrollierbarem Versagen führt. Andersherum kommt bei Schwingversuchen auch ein Überdimensionieren ans Licht. Für den Langstreckenklassiker der 24-Stunden von Le Mans werden lebenswichtige Bauteile so auf 36 h Rennbetrieb getrimmt. Exakt 24 h wären dafür zu wenig, schließlich muss das Fahrzeug ja auch Training und Qualifying sicher überstehen.

Neben mechanischen Belastungen gilt es für manche Bauteile aber auch thermische und klimatische Beanspruchungen zu ertragen. Dafür wurden **Klimakammern** (*Climatic Chamber*) entwickelt, in denen hohe und tiefe Temperaturen eingestellt werden können, ebenso wie unterschiedliche Luftfeuchten. Außerdem können bestimmte zeitliche Verläufe dieser Größen vorgegeben werden. Je nach Kammergröße befindet sich nur das Bauteil oder ein gesamter Prüfstand (Schwing-, Motor- oder Getriebeprüfstand) in der Kammer. Von Kaltstartversuchen „tiefgefrorener“ Verbrennungsmotoren bis zum Verhalten elektronischer Komponenten unter tropischen Bedingungen reicht die Palette der Versuchsmöglichkeiten.

In einigen Rennserien (z. B. Formel 1, WRC) ist die Schwerpunktshöhe des Motors reglementiert. Der Nachweis erfolgt unter Anwesenheit eines FIA-Kommissars²⁵ mit Hilfe einer Vorrichtung, die jeder Motorhersteller selbst für das zu prüfende Aggregat anfertigt. Abb. 6.66 zeigt ein solches Gestell für einen Reihenmotor. Für WRC-Motoren muss der Schwerpunkt des Rumpfmotors in einer festgesetzten Konfiguration mindestens 100 mm über der Kurbelwellenachse liegen. Das Drehgestell nimmt den Motor deshalb so auf, dass die Drehachse 100 mm über der parallelen Kurbelwellenachse liegt. Ist der Motor in jeder Stellung im Gleichgewicht, hat der Schwerpunkt exakt den vorgeschriebenen Abstand. Kippt der Motor mit dem Zylinderkopf nach unten, liegt der Schwerpunkt über dem Mindestmaß und der Motor ist reglementkonform. Liegt der Schwerpunkt zu tief, verharrt der Motor in der gezeigten Stellung und fällt bei dieser Prüfung durch.

Für den Nachweis der Funktion von Sicherheitssystemen (Crashelement, Überrollstrukturen, Rückhaltesysteme, ...) werden Versuchseinrichtungen benötigt, mit denen die z. B. von der FIA geforderten Kräfte und Verzögerungen auf die Testobjekte aufgebracht und die gewünschten physikalischen Größen aufgezeichnet werden können.²⁶

6.2.4 Fahrversuch *Track Test*

6.2.4.1 Ziel und Zweck *Aims and Objectives*

Bei diesen Tests geht es um das Handling des Wagens. Darunter versteht man die Beherrschbarkeit des Fahrverhaltens. Allgemein soll ein Fahrzeug leicht kontrollierbar sein, den Fahrer nicht durch unerwartete Reaktionen überraschen und den Grenzbereich

²⁵Zu FIA siehe Anhang.

²⁶Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 2 *Gesamtfahrzeug*, Kap. 3 *Sicherheit*.

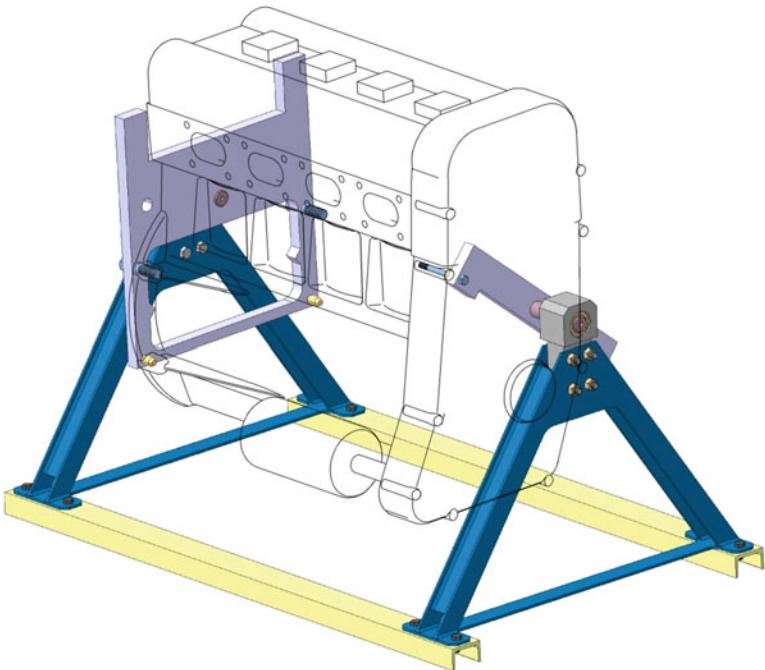


Abb. 6.66 Pendelvorrichtung für einen 4-Zyl.-Reihenmotor (WRC)

Die Vorrichtung besteht aus zwei Ständern, die je einen Drehzapfen aufnehmen. Auf den Drehzapfen sind ausgewuchtete Platten gelagert, mit denen die Stirnseiten des Motors verschraubt werden können. Die getriebeseitige Platte weist zwei dreieckförmige Markierungen auf, mit deren Hilfe die richtige Lage der Kurbelwellenmitte zur Drehmitte geprüft werden kann

deutlich anzeigen. Das grundsätzliche Verhalten eines Wagens soll sich auch bei hoher Geschwindigkeit oder nasser Fahrbahn nicht ändern. Gerade im Grenzbereich kommt es also auf ein gutes Handling eines (Renn-)Fahrzeugs an.

Folgende Kriterien, die sowohl im Fahrversuch ermittelt werden können als auch subjektiv wahrgenommen werden, können im Einzelnen genannt werden [31]:

- Geringe Totzeit, d. h. kurze Zeitspanne zwischen Fahrereingabe und Fahrzeugreaktion.
- Angemessene Verstärkung, d. h. die Fahrzeugreaktion soll so sein wie sie der Fahrer erwartet und nicht heftiger oder kaum spürbar.
- Stabilität kontra Agilität. Gutes Handling bedeutet ein ausgewogener Kompromiss zwischen Fahrstabilität und Agilität. Zu große Stabilität macht das Fahrzeug träge, zu große Agilität fordert den Fahrer zu stark als korrigierendes Glied im Regelkreis. Bei diesem Kompromiss tritt der Unterschied zwischen einem Pkw und einem Bewerbsfahrzeug am stärksten zu Tage. Für den Rennfahrer ist ein agiles Fahrzeug hilfreich beim Erzielen großer Lageänderungen und hoher Beschleunigungen (in sämtlichen Richtungen), der Normalfahrer erwartet ein gutmütiges, „verzeihendes“ Fahrzeug.

Stabilität heißt aber auch geringe Empfindlichkeit auf äußere Störungen (Bodenwellen, Spurrinnen, Windböen, ...). Bei Rennfahrzeugen wird der Kompromiss oft durch geringe Stabilität gepaart mit hoher Dämpfung aufgelöst [27].

- Schwimmwinkel β . Schwimmwinkel sollen klein bleiben, so dass der Fahrer in die Richtung schaut, in die er sich bewegt. Der Schwimmwinkel wird beispielsweise vom elektronischen Stabilitätsprogramm (ESP) als Maß für die Richtungsstabilität herangezogen und es regelt zur Stabilisierung Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel. Wird β zu groß, führt das zu Instabilität. Ein Winkel von $\beta = 0^\circ$ stellt allerdings nicht das Ideal dar, helfen doch Schwimmwinkel beim Einschätzen der Fahrsituation. Insbesondere das Verhalten der Hinterachse kann der Fahrer indirekt über den Schwimmwinkel erfühlen, vgl. (5.41): β hängt beim Einspurmodell nur vom hinteren Schräglauwinkel ab. Für Pkw mit Allradlenkung wird ein Schwimmwinkelanstieg von max. 1° proportional zur Querbeschleunigung empfohlen [44]. Die Vorderachse hat der Fahrer über das Lenkmoment buchstäblich in den Händen.
- Wankwinkel. Der Wankwinkel soll hingegen immer möglichst klein sein, weil die parallele Lage des Wagens zur Fahrbahn dem Fahrer die Wahrnehmung der Umgebung erleichtert.
- Stetigkeit, d. h. einschätzbares, beständiges Verhalten auch bei unterschiedlichen Beladungen, Geschwindigkeiten und Fahrbahnzuständen zumindest im „linearen“ Bereich der Reifen. Das Annähern an den Grenzbereich muss jedoch in jedem Fall rechtzeitig angezeigt werden.

6.2.4.2 Arten von Fahrversuchen *Types of Track Tests*

Grundsätzlich lassen sich Fahrversuche unterteilen nach der Art der Vorgaben der Bedienungselemente für die Fahrzeugführung (Lenken, Bremsen, Gasgeben). Dabei ergeben sich zwei große im Wesentlichen unterschiedliche Versucharten, Abb. 6.67. Beim Fahrverhaltenstest wird ein Manöver vom Fahrer oder von einem Roboter vorgegeben (Lenkeinschlag, ...) und anschließend beobachtet, wie sich das Fahrzeug daraufhin verhält. Der Fahrer greift also nicht basierend auf der Fahrzeugreaktion ein – der Regelkreis ist offen. Es

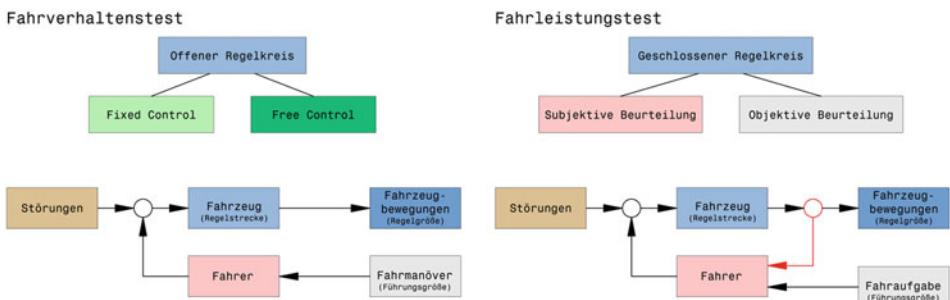


Abb. 6.67 Arten des Fahrversuchs

oben Schema der Unterteilung, unten zugehöriger Regelkreis

lassen sich zwei Arten unterscheiden. Das Lenkrad wird festgehalten (*Fixed Control*) oder es bleibt frei (*Free control*). Diese Tests erlauben eine objektive Beurteilung des Fahrzeugs, weil es sich selbst überlassen bleibt und der Mensch nicht eingreift. Im Gegensatz dazu ist beim Fahrleistungstest der Fahrer aktiv in einem geschlossenen Regelkreis eingebunden. Er gibt nicht nur die für eine Fahraufgabe erforderlichen Eingaben vor, sondern beeinflusst die dadurch entstandene Fahrzeugreaktion durch erneute Eingaben mit dem Ziel den gewünschten Sollzustand zu erreichen. Die fahrdynamischen Eigenschaften werden dabei subjektiv beurteilt. Das Fahrzeug kann vom Fahrer jedoch auch in einem festgelegten Fahrmanöver geführt und interessierende Bewegungsgrößen aufgezeichnet werden. Kann der Fahrereinfluss bei der Datenanalyse eliminiert werden, ist auch hierbei eine objektive Beurteilung möglich.

In der Pkw-Serienentwicklung werden isolierte Fahrversuche einzeln durchgeführt um das Fahrverhalten zu untersuchen. Einige davon sind genormt, andere werden von Hersteller zu Hersteller unterschiedlich gefahren. Die meisten werden sowohl subjektiv als auch objektiv bewertet. Bei einzelnen Tests kommt nur eine Beurteilungsmethode zum Einsatz. Abb. 6.68 gibt eine Übersicht über bekannte Prüfverfahren. Auch wenn bei vielen Tests Messwerte (Beschleunigungen, Gierwinkel, Schwimmwinkel, ...) bzw. davon abgeleitete Größen (Eigenlenkgradient, Gierverstärkfaktor, ...) Teilbereiche des Fahrverhal-

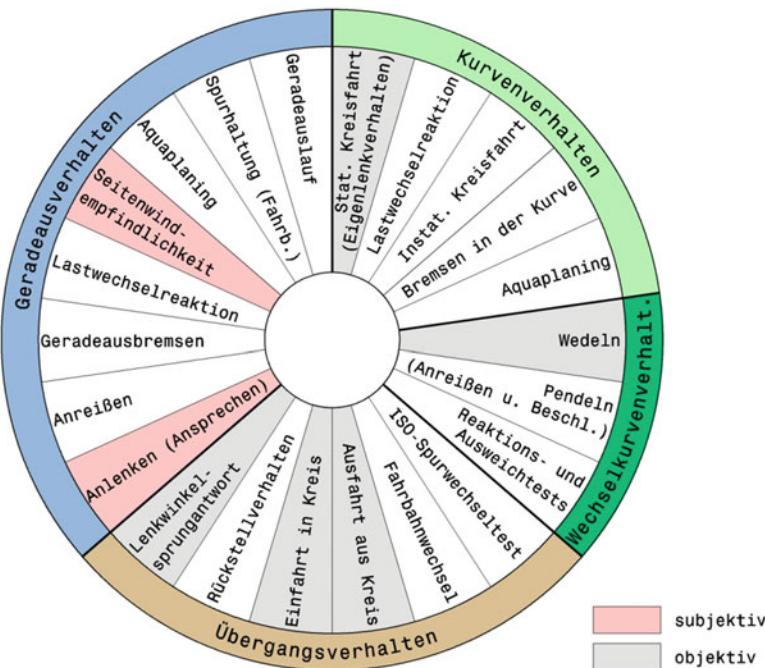


Abb. 6.68 Übersicht Prüfverfahren zum Fahrverhalten, nach [29]

Die rein subjektiven bzw. objektiven Verfahren sind farbig hervorgehoben. Die übrigen werden sowohl subjektiv als auch objektiv beurteilt

tens objektiv beschreiben, so muss dennoch auf eine Vielzahl von subjektiven Beurteilungen zurückgegriffen werden, damit der gesamte Bereich des Fahrverhaltens abgedeckt werden kann. Bei Rennfahrzeugen ist dieses Phänomen noch ausgeprägter, weil letztlich ja für eine bestimmte Kombination Fahrer-Fahrzeug das beste Setup erarbeitet werden soll. Auch wenn die objektive (Runden)Zeit das Kriterium darstellt, bestimmt letztlich doch das subjektive Fahrergeruf den Erfolg. Rennsport ist in erster Linie ein mentaler Sport.

Weitere Versuche, die mit dem Fahrzeug auf der Strecke oder einem geeigneten Testgelände stattfinden, betreffen nicht direkt das Fahrverhalten sondern die Funktion von Komponenten. Beispielsweise werden Messfahrten zur Absicherung aerodynamischer Maßnahmen vorgenommen. Allgemeine Empfehlungen zu Fahrversuchen betreffen zwar jegliche Erprobungen, werden im Folgenden jedoch genauer dargelegt. Den Testtag immer mit Vermessung und Inspektion des Fahrzeugs beginnen. Nur so kann man sich sicher sein, den Ausgangszustand zu kennen. Das eigentliche Fahren leitet eine Einführungsrunde (*installation lap*) ein. Der Fahrer kehrt nach einer „gemütlichen“ Einfahrrunde zur Basis (d. h. die Box auf der Rundstrecke bzw. ein Unterstand auf einem Testgelände) zurück. Je nach Messausrüstung werden bereits während der Fahrt – sonst erst nach der Rückkehr zur Basis – lebenswichtige Funktionen und Teile geprüft sowie das Fahrzeug inspiziert (Undichtigkeiten, Freigängigkeiten, lose Verbindungen, ...). Erst dann folgen schnelle Runden bzw. genormte Fahrversuche.

Zur Balance: Man kann zwischen Quer- und Längsbalance unterschieden. Das Fahrzeug soll zum Einen zwischen linker und rechter Seite ausgeglichen sein. Es sollte möglichst symmetrisches Kurvenverhalten aufweisen, das heißt kein unterschiedliches Verhalten in Links- und Rechtskurven zeigen. Eine Ausnahme hiervon stellt eine gewollt asymmetrische Abstimmung für einen bestimmten Kurs dar, bei dem die Mehrheit der entscheidenden Kurven im selben Sinn durchfahren wird.

Aber auch zwischen Vorder- und Hinterachse ist eine Balance wünschenswert. Ein neutrales Fahrzeug ermöglicht die größte Querbeschleunigung durch gleichmäßige Ausnutzung der Reifen (zumindest auf einem Straßenkurs im Gegensatz zu einem Ovalkurs), was nebenbei zu einer ebenso gleichmäßigen Reifenabnutzung führt.

Statt eines Rundkurses kann eine Kreisfläche (*Skid-Pad*) mit konstanter Geschwindigkeit oder konstantem Radius befahren werden. Durchmesser zwischen 15 bis 50 m, Geschwindigkeit bis 80 km/h (bis zu dem Bereich mechanischer Grip aller Fahrzeuge ähnlich). Eine Alternative bieten langgezogene Kurven (Kehren, *sweeper*). Die Fahrtrichtung ist in jedem Fall regelmäßig zu wechseln, damit die Schmierung (Motor, Achsgetriebe) nicht versagt und das Reifenbild aussagekräftig bleibt.

Stationäre Kreisfahrt Skid Pan. Als Beispiel für einen genormten Fahrversuch sei die stationäre Kreisfahrt²⁷ (*Steady-state Circular Driving Behaviour DIN ISO 4138*) herausgegriffen. Bei diesem Test fährt das Fahrzeug entweder eine Kreisbahn mit konstantem

²⁷Als stationär gilt der Fahrzustand in dem Fall, wenn die Werte für Radius, Geschwindigkeit und Lenkwinkel für min. 2 s konstant bleiben.

Radius und die Fahrgeschwindigkeit wird erhöht oder der Lenkwinkel wird bei gleichbleibender Geschwindigkeit vergrößert (Lenkungszuziehen). In beiden Fällen wächst die Querbeschleunigung über der Fahrstrecke an. Die Grenze wird durch das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs vorgegeben. Die Reifen einer oder beider Achse erreichen die Haftgrenze. Ist dies an der Hinterachse zuerst der Fall, wird der Wagen instabil und es muss sogar gegengelenkt werden (extremes Übersteuern), damit die Kreisbahn nicht verlassen wird. Kommt die Vorderachse vor den Hinterreifen an das Limit der Seitenführung, hilft auch ein Vergrößern der Lenkwinkels nicht, den Kurs zu halten (extremes Untersteuern). Die Wirkung der Lenkung (siehe Lenkempfindlichkeit) hat ihren Nullpunkt erreicht. Das ideale Rennfahrzeug zeigt neutrales Fahrverhalten. Es folgt der Kreisbahn bei steigender Querbeschleunigung, bis beide Achsen gleichzeitig die wachsende Trägheitskraft nicht mehr ins Gleichgewicht setzen können und der Wagen die Kreisbahn nach außen verlässt. Abb. 6.69 zeigt typische Verläufe von Lenk- und Wankwinkeln bei stationärer Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit, d. h. der Lenkwinkel muss zur Steigerung der Querbeschleunigung vergrößert werden, der Kurvenradius nimmt also ab.

Eine Kenngröße aus diesem Versuch ist der Eigenlenkgradient (*understeer gradient*), nach [28]:

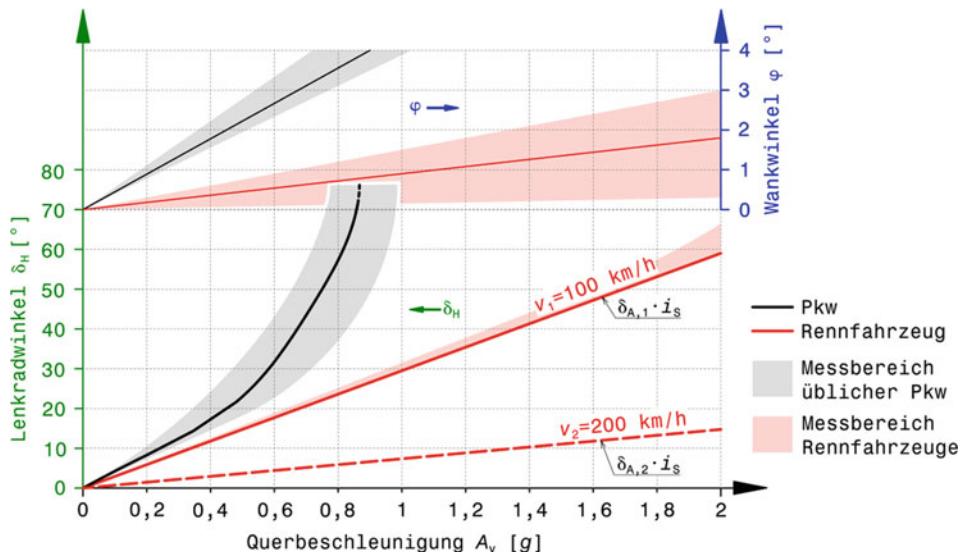


Abb. 6.69 Lenkrad- und Wankwinkel in Abhängigkeit der Querbeschleunigung bei stationärer Kreisfahrt

Fahrgeschwindigkeit $v = 100 \text{ km/h}$

Lenkübersetzung bei Rennfahrzeug $i_s = 15$. Radstand $l = 2,7 \text{ m}$. Für das Rennfahrzeug ist zusätzlich noch der Lenkwinkelverlauf für eine weitere Geschwindigkeit v_2 eingetragen

$$G_U = \frac{1}{i_S} \frac{d\delta_H}{dA_y} - \frac{d\delta_A}{dA_y} = \frac{1}{i_S} \frac{d\delta_H}{dA_y} - \frac{l \cdot g}{v^2} \frac{180^\circ}{\pi} \quad (6.42)$$

G_U Eigenlenkgradient (in der Literatur findet sich dafür auch EG. In diesem Buch wird diese Bezeichnung nicht benutzt um Verwechslung mit einem Produkt zu vermeiden.), $^\circ/g$

i_S Lenkübersetzung, -

δ_H Lenkradwinkel, $^\circ$

A_y Querbeschleunigung, g . $A_y = a_y/g$

δ_A Ackermannwinkel, rad. $\delta_A = I/R$. Er beschreibt den kinematisch erforderlichen Rad-Lenkinkel für eine Kurve.

l Radstand, m

R Kurvenradius, m

v Fahrgeschwindigkeit, m/s

Der Eigenlenkgradient ist somit die Steigung des Lenkwinkelverlaufs bezogen auf die Steigung des Ackermannwinkelverlaufs. Je größer der Eigenlenkgradient, desto ausgeprägter ist das Untersteuern. Beim Pkw in der Abbildung nimmt das Untersteuern also über der Querbeschleunigung stark zu, bis bei $0,87 g$ die Grenze der Lenkbarkeit erreicht wird (senkrechter Verlauf von δ_H). Der Pkw wird also bei Erreichen der maximalen Querbeschleunigung sehr stabil. Das neutrale Rennfahrzeug benötigt nur den Ackermannwinkel um die Querbeschleunigung zu steigern. Sein Eigenlenkgradient ist somit gleich Null. Typische Werte für Pkw liegen im Bereich $1,1$ bis $3,9^\circ/g$ [29]. Für höhere Geschwindigkeiten werden Rennfahrzeuge meist auch untersteuernd abgestimmt (den Fahrern ist aus naheliegenden Gründen eine „feste“ Hinterachse lieber). Für Formel-3-Wagen z. B. liegt der Eigenlenkgradient bei $0,8^\circ/g$.

Ein weiterer Kennwert ist die Lenkempfindlichkeit (*steering sensitivity*). Sie folgt als Kehrwert der Steigung des Lenkwinkelverlaufs direkt aus (6.42):

$$S_H = \frac{dA_y}{d\delta_H} = \frac{1}{i_S} \frac{1}{G_U + \frac{l \cdot g}{v^2} \frac{180^\circ}{\pi}} \quad (6.43)$$

S_H Lenkempfindlichkeit, $g/^{\circ}$

Sie beschreibt die Zunahme an Querbeschleunigung bei Drehung des Lenkrads. Je flacher der Verlauf des Lenkradwinkels in der Abb. 6.69, desto größer die Lenkempfindlichkeit und umgekehrt. Wenn der Pkw bei $0,87 g$ seine Grenze der fahrbaren Querbeschleunigung erreicht, wird die Lenkempfindlichkeit null. Seine Lenkempfindlichkeit nimmt über der Querbeschleunigung und damit über der Geschwindigkeit ab. Das Rennfahrzeug hingegen, für das zusätzlich der Lenkwinkel bei einer höheren Geschwindigkeit eingezeichnet ist, weist eine konstante Lenkempfindlichkeit über der Querbeschleunigung auf und mit der Geschwindigkeit nimmt die Lenkempfindlichkeit sogar noch zu. Ein Rennfahrer muss also im Gegensatz zum Pkw-Lenker mit einer bei höheren Geschwindigkeiten direkter wirkenden Lenkung leben.

Eine weitere interessante Größe ist das Verhältnis der Lenkeingabe zur Fahrzeugreaktion, der Gierrate.²⁸ Dieser Quotient (im instationären Fall wird von einer Übertragungsfunktion gesprochen) heißt Gierverstärkungsfaktor (*yaw velocity gain*, *yaw rate gain*, auch Kreisfahrtwert oder Gierreaktion):

$$\frac{\dot{\Psi}}{\frac{\delta}{i_s}} = \frac{\dot{\Psi}}{\delta} = \frac{v}{l + G_U v^2} \quad (6.44)$$

- $\dot{\Psi}$ Gierrate, Giergeschwindigkeit, °/s. Wertebereich Pkw ± 50 °/s. Siehe Kap. 5, Abschn. 5.3.3.3 *MMM als Hilfsmittel zur Fahrzeugabstimmung*. Einheit des Gierverstärkungsfaktors daher 1/s.
- δ Lenkwinkel (Radeinschlagswinkel), °

Der Gierverstärkungsfaktor von typischen Pkw liegt im Bereich 0,15 bis 0,3 1/s [40]. Rennfahrzeuge weisen je nach Abstimmung Werte um 0,8 1/s auf.

Weitere Kennwerte, die in dem Zusammenhang ermittelt werden, sind die charakteristische Geschwindigkeit v_{ch} (*characteristic speed*) und die kritische Geschwindigkeit v_{krit} (*critical speed*). Abb. 6.70 stellt die Größen für typische Fahrverhaltenskategorien über der Fahrgeschwindigkeit dar.

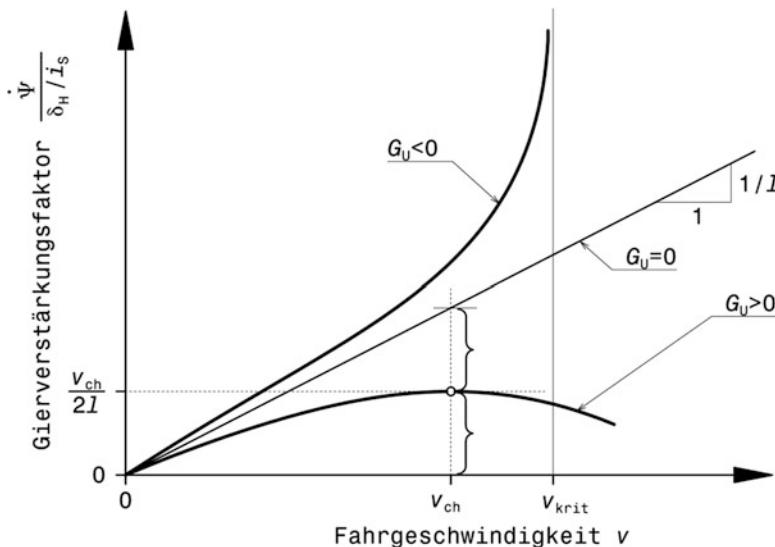


Abb. 6.70 Gierverstärkung über der Fahrgeschwindigkeit (schematisch)

Der Eigenlenkgradient G_U definiert das Fahrverhalten: $G_U < 0$ übersteuernd, $G_U = 0$ neutral und $G_U > 0$ untersteuernd. Die Steigung der Geraden des neutralen Fahrzeugs beträgt $1/l$

²⁸Ein gemessener Verlauf der Gierrate findet sich in Abschn. 3.3.1.

Das untersteuernde Fahrzeug zeigt einen konvexen Kurvenverlauf mit einem ausgeprägten Maximum. Dieses tritt bei der charakteristischen Geschwindigkeit v_{ch} auf. Der Gierverstärkfaktor an dieser Stelle beträgt $v_{ch}/(2l)$ und ist exakt die Hälfte des Werts, den das neutrale Fahrzeug bei dieser Geschwindigkeit hat.

Serien-Pkw wurden in den 1980er-Jahren so ausgelegt, dass v_{ch} im Bereich 65 bis 100 km/h lag [40]. Heutige Fahrzeuge erreichen das Maximum zwischen 100 bis 120 km/h [49]. Bei Formel-3-Wagen liegt der Höchstwert bei 170 km/h. Die Untersteuertendenz ist umso größer, je kleiner v_{ch} ist. Im stationären Fall folgt für die charakteristische Geschwindigkeit:

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{l}{G_U}} \quad (6.45)$$

G_U Eigenlenkgradient, hier in rad/g. 1 rad = $180^\circ/\pi$

Beim übersteuernden Fahrzeug nimmt die Gierverstärkung überproportional mit der Fahrgeschwindigkeit zu, so dass die Gierreaktion schließlich gegen Unendlich strebt. Eine Stabilisierung durch Lenken ist ab der Geschwindigkeit nicht mehr möglich. Die Geschwindigkeit an dieser Stelle heißt kritische Geschwindigkeit v_{krit} .

Lenkwinkelsprung J-Turn Test. Die bisher geschilderten Versuche werden stationär gefahren. Damit auch das Übergangsverhalten objektiv untersucht werden kann, wurde der Lenkwinkelsprung (*step steer input*) eingeführt. Ausgehend von einer unbeschleunigten Geradeausfahrt bei ca. 100 km/h wird das Lenkrad auf eine festgelegte Stellung hin verrissen (gegen Anschlag oder mit Lenkroboter) und die Fahrzeugreaktionen aufgezeichnet. Die Drehrate des Lenkrads ($d\delta_H/dt$) soll zwischen 200 bis 500°/s liegen. Der Anschlag wird in Vorversuchen so eingestellt, dass der Wagen dabei eine Querbeschleunigung von ca. 4 m/s² erreicht. Wahlweise können auch 2 oder 6 m/s² angepeilt werden. Das Lenkrad wird in der Endstellung für mindestens 6 s gehalten bzw. so lange, bis die gemessenen Größen einen Beharrungszustand erreicht haben. Tests werden mehrfach wiederholt und für Links- und Rechtseinschläge durchgeführt. Die Messungen werden mit den Definitionen nach Abb. 6.71 ausgewertet.

Der obere Bildteil zeigt den Verlauf des Lenkradwinkels über der Zeit. Darunter ist die Fahrzeugreaktion aufgetragen. Durch den Lenkwinkelsprung von 0 auf $\delta_{H,stat}$ (für stationär) wird der Wagen zu einer Schwingung angeregt, die sich auf einen Beharrungswert y_{stat} einpendelt. Die eigentlichen Versuchsergebnisse sind die Zeitspannen, die bis zum Erreichen einer bestimmten Größe der Reaktion vergehen (Ansprechzeit *response time*). Als Startzeitpunkt ist dabei jene Zeit festgelegt, bei der 50 % des endgültigen Lenkwinkels erreicht sind. Fahrzeugreaktionen, die mit diesem Test üblicherweise untersucht werden, sind Querbeschleunigung, Gierrate, Schwimm- und Wankwinkel. Typischerweise kommt es bei der Fahrzeugreaktion zu einem anfänglichen Überschwingen, was bei der Gierrate

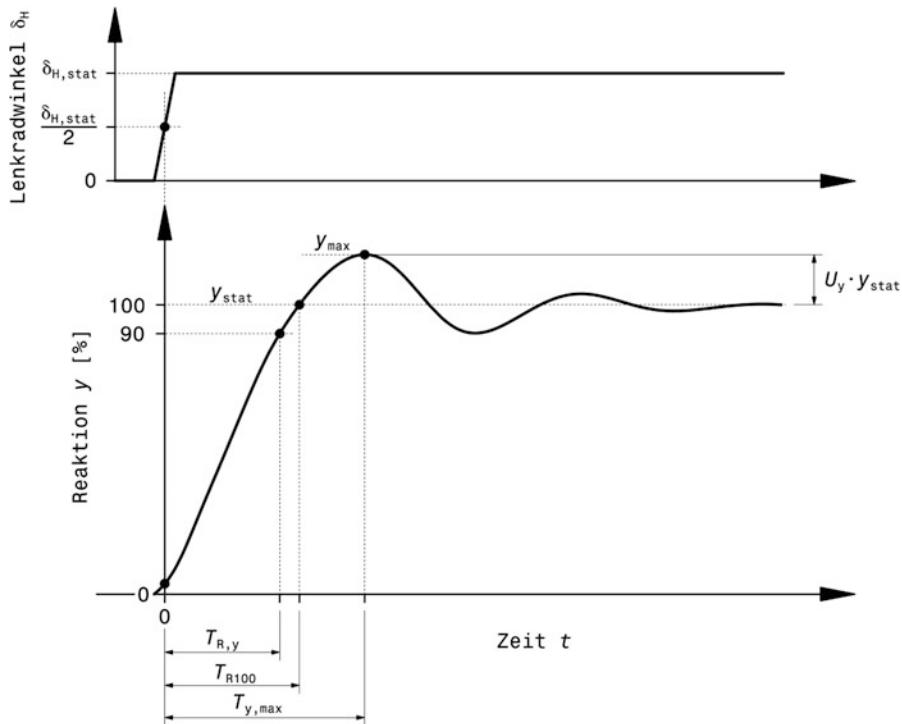


Abb. 6.71 Definition der Ansprechzeiten der allgemeinen Fahrzeugreaktion auf eine Lenkeingabe nach DIN ISO 7401

Die gemessene Fahrzeugreaktion y kann sein: Die Querbeschleunigung a_y , die Giergeschwindigkeit $\dot{\Psi}$, der Schwimmwinkel β usf.

$T_{R,y}$ 90-%-Ansprechzeit *response time, rise time*. T_{R100} 100-%-Ansprechzeit. $T_{y,max}$ Ansprechzeit bis zum ersten Maximum *peak response time*. U_y Überschwingweite *amount of overshoot*

Statt des Index y wird das Symbol der jeweiligen Reaktion eingesetzt: $T_{R,ay}$, $T_{R,\dot{\Psi}}$, usw.

besonders ausgeprägt ist. In der Praxis wird gerne die Zeit $T_{y,max}$ bis zum Erreichen dieses ersten Maximums als Beurteilungsgröße herangezogen, weil sich die Testaussagen gut mit den subjektiven Beurteilungen des Ansprechverhaltens decken [40]. Ein weiterer Kennwert, der nach [47] eine sehr gute Korrelation mit dem Subjektivurteil von Testfahrern hat, ist der TB-Wert: $TB = T_{\dot{\Psi},max} \beta_{stat}$, also das Produkt aus der Dauer bis zum Erreichen des ersten Maximums der Gierrate und dem stationär erreichten Schwimmwinkel.

Allgemein wird das Fahrverhalten bei einem Pkw als gut eingestuft, wenn der Gierverstärkungsfaktor groß und die Ansprechzeit bis zum ersten Maximum $T_{\dot{\Psi},max}$ klein ist [29]. Bei Pkw liegen die Werte von $T_{\dot{\Psi},max}$ zwischen 0,2 und 0,4 s [40]; für $T_{ay,max}$ zwischen 0,67 und 0,95 s [29]. Werte für 90-%-Ansprechzeit bei Pkw: $T_{R,\dot{\Psi}}$: 0,1 bis 0,2 s [41]; $T_{R,ay}$: 0,2 bis 0,5 s [27]. Für Sportwagen und GT-Fahrzeuge wurden für $T_{R,\dot{\Psi}}$ 0,11 bis 0,14 s gemessen [27]. Bei Rennfahrzeugen sollen allgemein die Werte unter jenen von Pkw

liegen, die Fahrzeugreaktion also rascher erfolgen [27]. Bemerkenswert ist noch die Feststellung, dass die 90-%-Ansprechzeit bei untersteuernden Fahrzeugen kleiner(!) ist als bei übersteuernden [35].

Obwohl genormte Fahrversuche weitverbreitet in der Serienfahrzeugentwicklung sind, beschreiben sie das Verhalten eines Rennfahrzeugs nur bedingt. Die meisten Manöver sind quasi-stationär – das Fahrzeug befindet sich im dynamischen Gleichgewicht – und somit ist der Einfluss des Fahrers sehr klein. Auf der Rennstrecke zählt aber genau das instationäre Verhalten des Fahrzeugs auf Fahreingaben, weil stationäre Vorgänge kaum vorkommen, und das in einem fortlaufenden Regelprozess des Fahrers, der das Fahrzeug ständig an die Grenzen zu bringen versucht.

Deshalb existieren neben den genormten auch zahlreiche ungenormte Fahrversuche. Einige davon werden im Folgenden vorgestellt.

Kreisfahrt über ein Einzelhindernis [41] *Skid Pan with a Cleat*. Im Grunde entspricht der Versuchsablauf der stationären Kreisfahrt (ISO 4138) mit dem Unterschied, dass nach dem Erreichen stationärer Bedingungen mit beiden Rädern einer Achse gleichzeitig ein Einzelhindernis überfahren wird. Als Hindernis kann beispielsweise eine quaderförmige Hartgummileiste dienen, die quer über die Fahrspur reicht. Geeignete Querschnitts-abmessungen sind 40 mm Höhe mal 400 mm Länge. Als Messgrößen werden die Querbeschleunigung und die Gierrate über der Zeit erfasst und aufgezeichnet. Insbesondere der Verlauf der maximalen Änderung der Giergeschwindigkeit $\Delta\psi = \dot{\psi}_{\max} - \dot{\psi}_{\min}$ bezogen auf den stationären Wert $\dot{\psi}_0$ als Funktion der Ausgangs-Querbeschleunigung stellt ein vergleichbares Ergebnis (= Kennwert) dieses Versuchs dar.

Durch das Überfahren des Hindernisses verliert die jeweilige Achse an Seitenführungskraft. Der Wagen dreht sich also zuerst aus der Kurve (Vorderachse angeregt durch Hindernis) und dann in die Kurve hinein (Hinterachse angeregt). In derselben Reihenfolge nehmen die Querbeschleunigung und die Giergeschwindigkeit zunächst ab und dann wieder zu. Durch das gesamte Manöver verbleibt ein Seitenversatz, der je nach resultierender Fahrzeugstellung im Laufe der Weiterfahrt größer oder kleiner werden kann.

Welchen Beitrag dabei die Dämpfer leisten können, mag Abb. 6.72 veranschaulichen. Man erkennt einen deutlichen Anstieg der Kenngröße mit abnehmender Dämpferwirkung.

Aerodynamik-Untersuchungen *Testing Aerodynamics*

Auch ohne CFD-Software oder teure Windkanalanlagen lassen sich Untersuchungen zum aerodynamischen Verhalten des Wagens durchführen, vgl. auch Abschn. 3.7. Wegaufnehmer an Feder-Dämpferbeinen zeigen auch die Änderung des Bodenabstands an. Je höher die Fahrgeschwindigkeit, desto geringer wird der Bodenabstand, solange keine Dreifederaufhängung o. ä. den zunehmenden Abtrieb kompensiert. Damit lassen sich Vergleichsfahrten auf gerader Strecke mit unterschiedlichen Flügeleinstellungen und/oder Zusatzelementen unternehmen. Der aufwendiger zu ermittelnde Absolutwert des Abtriebs ist dabei – wie oft bei einer Entwicklung – gar nicht von Interesse, sondern bereits die

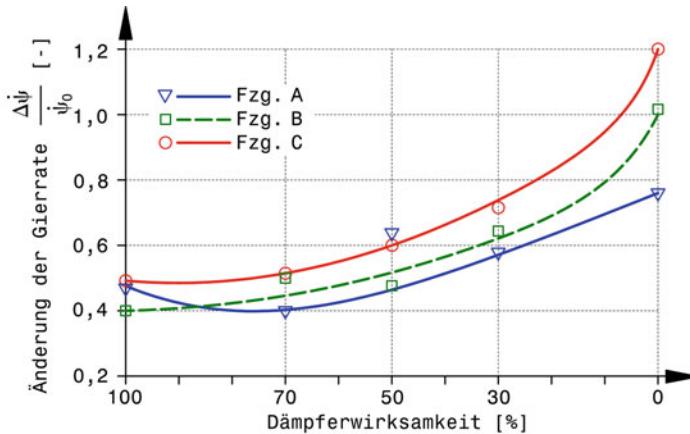


Abb. 6.72 Wirksamkeit von Dämpfern, nach [41]

Dargestellt sind für drei Pkw die Ergebnisse aus dem Versuch „Kreisfahrt über Einzelhindernis“. Die Ausgangsquerbeschleunigung ist mit 4 m/s^2 jeweils gleich. Der Zustand der Schwingungsdämpfer reicht von 100 (Nennwirkung) bis 0 % (keine Dämpfungswirkung)

Änderung des Werts gibt Aufschluss darüber, ob die Maßnahme zielführend war oder nicht. Man fährt aus statistischen Gründen mit einer Einstellung mehrere Male mit konstanter Geschwindigkeit und immer in beide Richtungen (von A nach B und von B nach A) um Strecken- und Windeinflüsse durch Mittelwertbildung auszuschalten.

Eine andere Methode besteht darin, Wollfäden auf Oberflächen bzw. an Bereichen (Lufteinlass, Spoiler, Abweiser, Luftaustritt, ...) zu befestigen, Abb. 6.73. Während der Fahrt richten sich die Wollfäden bei anliegender Strömung nach dieser aus und liegen an der Oberfläche an, flattern entsprechend bei turbulenter Luft oder zeigen mit ihrer Ausrichtung auch lokale Richtungsumkehr von Strömungsbereichen an. Ein Wollfadentest (*tuft test*) wird so durchgeführt: Wollfäden mit ca. 100 mm Länge werden z. B. mit ablösbarem Klebeband auf die zu untersuchende Oberfläche geklebt. Die Fäden werden so angebracht, dass sie in regelmäßiger Raster-Anordnung die Fläche besetzen aber einander nicht berühren können. Anschließend werden Messfahrten mit unterschiedlicher konstanter Geschwindigkeit durchgeführt und das Verhalten der Fäden mit einer Bord-Kamera aufgezeichnet. Die Fäden richten sich nach der Strömung aus und machen diese sichtbar. Liegen die Fäden gestreckt und relativ ruhig an der Oberfläche an, so ist die Strömung anliegend und laminar. Gestreckte, aber unruhig vor- und zurückpeitschende Fäden signalisieren turbulente Strömungsverhältnisse. Ist die Strömung abgelöst, so flattern die Fäden ohne bevorzugte Orientierung in sämtliche Richtungen. Ob die Strömung turbulent oder laminar sein soll, hängt vom Zweck der Oberfläche ab. Wärmeabfuhr erfolgt bei turbulenter Strömung besser, Flügel arbeiten mit laminarer Strömung wunschgemäß. Am Einlass zu Luftsäcken (Kühlluftzufuhr, Verbrennungsluftteintritt, ...) muss die Strömung jedenfalls in den Schacht eintreten und darf nicht abgelenkt werden oder gar aus diesem nach



Abb. 6.73 Strömungsuntersuchungen mit Wolffäden

Auf einer Fläche aufgeklebte – oder wie hier im Bild an einem Gitter befestigte – Wolffäden visualisieren durch ihre Lage im Raum die Strömung während der Fahrt. Eine Kamera (linke untere Bildecke) zeichnet das Verhalten der Fäden auf. Dieses Verhalten gibt Aufschluss über die Luftströmung an dieser Stelle

außen fließen. Vor allem bei Heckflügeln von Tourenwagen schätzt man die wirksame Lage des Flügels manchmal falsch ein, weil man (irrtümlich) davon ausgeht, dass die Strömung am Heck parallel zur Fahrbahn verläuft. Die Wolffäden zeigen die tatsächliche Richtung an. Eine abgelöste Strömung im Heckbereich eines Wagens ist ein Indiz für Auftrieb an der Stelle und kann einen größeren Bereich betreffen, was (unbedingt zu vermeidenden) Auftrieb an der Hinterachse bedeuten kann. Auch den maximalen Anstellwinkel eines Flügels oder eines Klappenelements kann man so ermitteln, indem der Winkel gesteigert wird, bis die Fäden ein Abreißen der Strömung an der Unterseite anzeigen.

Die Strömung an Oberflächen kann auch durch gefärbtes Öl oder andere viskose Flüssigkeiten (Flow-Viz-Anstrich von *flow vizualisation*, ein fluoreszierendes Pulver mit Lösungsmittel in Öl gelöst) sichtbar gemacht werden. Das Öl wird unmittelbar vor der Fahrt in Streifen quer zur erwarteten Strömungsrichtung in regelmäßigen Abständen auf der Oberfläche aufgetragen. Die Grenzschicht der Luftströmung zieht das Öl mit und hinterlässt entsprechende Spuren, die anschließend im Stand analysiert werden können. Alternativ wird die interessierende Oberfläche vollflächig mit Flow-Viz bestrichen. Während der Fahrt verdunstet das Lösungsmittel und das fluoreszierende Pulver bildet Schlieren, die der oberflächennahen Strömung folgen.

Der Streckentest dient letztlich auch dazu die Ergebnisse aus dem Windkanal und der CFD-Rechnung zu vergleichen und abzusichern (validieren). Zunächst liefern die subjektiven Berichte der Fahrer Hinweise, ob die Interpretationen richtig waren. Am wichtigsten sind jedoch Druckaufnehmer (*pressure taps*) an interessanten Bereichen der Außenhaut.

Deren Messwerte werden mit den aus der CFD-Rechnung gewonnen Größen abgeglichen. So werden Unschärfebereiche der Netzmodellierung²⁹ erkannt und durch Parameteranpassung wird die Genauigkeit zukünftiger CFD-Berechnungen erhöht.

Der Luftwiderstand von Konfigurationen kann durch Ermitteln der Höchstgeschwindigkeit auf ebener, gerader Strecke verglichen werden. Die maximale Leistung des Antriebs ist – gleichbleibende Umgebungsbedingungen vorausgesetzt – konstant. Je größer die Maximalgeschwindigkeit desto geringer der Luftwiderstand. Daran ändert auch eine angepasste Getriebe- oder Achsübersetzung nichts.³⁰

Ein weiteres Verfahren zur Bestimmung des Luftwiderstands ohne Windkanal ist der Ausrollversuch (*coast-down test*) wie er in Abschn. 3.7.1 beschrieben ist.

6.2.4.3 Kennwerte für Fahrleistungen und Fahrverhalten *Parameters of Performance and Road-holding Ability*

Es existiert eine Vielzahl von Kennwerten (Kennzahlen, Schlüsselparameter, *Key Performance Indicator KPI*, ...), die bestimmte Eigenschaften des Fahrzeugs bzw. des Fahrers charakterisieren. Die Idee dahinter ist, dass solchen Kennzahlen eine große Datenmenge, wie sie z. B. durch elektronische Datenerfassung anfallen, in einer einzigen, repräsentativen Zahl zusammenfassen. Ein Mittelwert einer Messreihe stellt bereits ein Beispiel eines solchen Kennwerts dar. Andere Kennzahlen entstehen durch die Abhängigkeit zweier Größen voneinander. Die Dämpfergeschwindigkeit als zeitliche Ableitung des Dämpferkolbenwegs ist ein Vertreter dieser Art. Wieder andere Kennzahlen kombinieren unterschiedliche Größen miteinander.

Liegen Zahlenwerte von Kennwerten aus vergangenen Messungen (Versuche, Rennen) vor, so lassen sich rasch und einfach Vergleiche mit der aktuellen Situation anstellen und Beurteilungen vornehmen. Basierend auf solchen Beurteilungen können gezielt Verbesserungsmaßnahmen ergriffen und die Entwicklung weiter vorangetrieben werden. Die Kunst dabei ist wohl den richtigen Kennwert bzw. die ausschlaggebende Abhängigkeit zweier Kennwerte für eine anstehende Entscheidung heranzuziehen. Des Weiteren muss beim Analysieren von Abhängigkeiten (Korrelationen) immer abgewogen werden, ob man der Ursache oder der Wirkung auf der Spur ist. Betrachtet man beispielsweise die Bremsentemperatur über der Reifentemperatur, könnte man feststellen, dass mit zunehmender Bremsentemperatur der Reifen wärmer wird. Es könnte jedoch auch genau umgekehrt sein, nämlich, dass der wärmere Reifen mehr Grip aufbaut und deshalb die Bremsen stärker gefordert werden. Des Weiteren ist es nicht immer leicht die richtigen Schlüsse zu ziehen. Der Zusammenhang zwischen Bremspedaldynamik und der Vorspur an der Vorderachse, könnte so aussehen, dass mit der Vorspur die Heftigkeit der Bremsbetätigung

²⁹Die zu untersuchende Geometrie wird durch ein Gitter angenähert (vernetzt). Die iterative Näherungsrechnung löst die von Strömungsgesetzen (Energieerhaltung, Massenkonstanz, ...) gelieferten Gleichungen für jeden Gitterpunkt.

³⁰Streng genommen, könnten andere Zahnräder einen anderen Wirkungsgrad haben, beim Zusammenbau wurde die Lagervorspannung geändert oder der Ölstand ist ein anderer usw.

zunimmt. Heißt das nun: Mit zunehmender Vorspur, betätigt der Fahrer die Bremse vehementer, weil die Reifen eine höhere Temperatur haben oder weil das Fahrzeug stabiler ist oder weil das Fahrzeug beim Einlenken weniger untersteuert und er den Bremspunkt verschoben hat. Zur Klärung kann man in diesem Fall den Fahrer ja fragen und die Erklärung gemeinsam suchen.

Bestimmte Kennwerte können wegen ihrer raschen Aussagefähigkeit aber auch beim Erstellen des Setups oder für strategische Entscheidungen während eines Rennens hilfreich sein.

An der Stelle muss noch erwähnt werden, dass Absolutwerte beim Erstellen eines Set-ups oder beim Weiterentwickeln von Fahrzeugen kaum interessant sind. Wesentlich entscheidender ist die relative Änderung gegenüber einem Vergleichsstatus (vorher – nachher). Vergleiche von Messwerten verlieren im Gegensatz zu Absolutwerten auch weniger an Aussagekraft durch (unvermeidbare) Messunsicherheiten. Ebenso bildet das Erarbeiten von Trends und Einflussanalysen eine aussagekräftige Basis für Entscheidungen.

Nachfolgend soll eine grobe Übersicht über vorhandene Kennwerte geboten werden, die die Leistungsfähigkeit von Fahrzeugen charakterisieren. Man kann grob zwischen zwei Kategorien unterscheiden. Konstante sind feste Zahlenwerte, die in dem Fall für eine Runde, ein Fahrzeug in untersuchter Abstimmung, bei einer bestimmten Geschwindigkeit, für einen bestimmten Fahrer oder einer Kombination aus diesen Elementen, gelten. Variable sind zumindest von einer anderen Größe abhängig und verändern sich z. B. über der Zeit. Sie werden daher meist als Diagramm „Werte über Zeit“ oder „Wert über Geschwindigkeit“ dargestellt. Konstante sind naturgemäß leichter zu vergleichen. Bei Variablen bildet man daher gerne den Mittelwert über eine bestimmte Zeit (Runde). Dies kann einen nützlichen, konstanten Vergleichswert liefern. Kennwerte, die zur Evaluierung des Fahrers herangezogen werden können, werden in Kap. 4 näher betrachtet. Der Vollständigkeit halber werden sie nachstehend ebenfalls erwähnt. In vielen Fällen kann auch nur die Kombination Fahrer-Fahrzeug betrachtet werden. Eine völlige Trennung ist dabei gar nicht sinnvoll möglich.

Fahrzeuggesamtmasse [kg], Konstante. Masse des fahrbereiten Fahrzeugs inkl. Fahrer.

Je niedriger die Masse, desto weniger Trägheitskräfte wirken auf das Fahrzeug bei sämtlichen Beschleunigungen (längs, quer, vertikal) ein.

Gefederte Massen [kg], Konstante. Masse des Aufbaus. Die Bewegung dieser Massen wird von Aufbaufedern, Stabilisatoren und Dämpfern beschränkt. Je geringer die Masse desto günstiger: Reaktions- sowie Beschleunigungskräfte sind kleiner und die last-führenden Bauteile können leichter ausgeführt werden. Der Wirkungsgrad der Reifen (Grip) ist bei geringeren Radlasten höher. Den einzigen Grund eine höhere Masse anzustreben bietet das Reglement, wenn es ein Mindestgewicht vorschreibt.

Ungefедerte Massen [kg], Konstante. Trotz der Bezeichnung wird auch ein Großteil dieser Massen gefedert und zwar durch den Reifen selbst. Diese Massen werden von der Fahrbahn angeregt und können nur zum Teil in ihrer Bewegung kontrolliert werden. Je

kleiner die ungefederten Massen sind, desto günstiger ist das für das Fahrverhalten (geringe Radlastschwankungen, gleichmäßiger Latschdruck → weniger Seitenkraftverlust). Beim Pkw kommen noch Komfortbetrachtungen dazu. Für diesen Bereich wirken ungefederte Massen als Tilger in einem Mehrmassensystem und können entgegen gängiger Aussagen sogar zu einer Komforterhöhung führen [37, 38].

Verhältnis gefederte zu ungefederte Masse [-], Konstante. Bei Pkw liegt der Wert um 10, bei Rennfahrzeugen um 4.

Massenträgheitsmomente [kgm^2], Konstante. Maß für die räumliche Massenverteilung. Von Bedeutung bei Drehbewegungen. Das Trägheitsmoment ist das Gegenstück zur Masse bei linearen Bewegungen. Das Trägheitsmoment um die Hochachse (Gitterträgheitsmoment) soll für agile Fahrzeuge klein sein, z. B. für Rallye-Wagen. Indycars weisen auf Ovalkursen nur kleine Gierbeschleunigungen auf, daher wird bei der Anordnung der Massen weniger Wert auf dieses Massenträgheitsmoment gelegt [27]. Bei Pkw stabilisiert ein höheres Trägheitsmoment um die Hochachse das Fahrzeug und macht es für den Normalfahrer beherrschbarer. Eine einfache Abschätzung des Trägheitsmoments um die Hochachse ist $J_z \approx m_{V,t} \cdot l_r \cdot l_f$ [31].

Ein kleines Massenträgheitsmoment um die Längsachse (Wankträgheitsm.) hält die Radlastverlagerung in Wechselkurven (Slalom) gering.

Schwerpunktshöhe [m], Konstante. Eine Unterscheidung nach Lage des Schwerpunkts des Gesamtfahrzeugs und der gefederten Massen kann in Abhängigkeit von der betrachteten fahrdynamischen Größe sinnvoll sein.

Achslastaufteilung [%], Konstante: Prozentuelle Verteilung der Gewichtskraft auf die Vorder- und die Hinterachse. Für die Kurvenfahrt ist eine ausgeglichene Aufteilung günstig. Für Bremsen und Beschleunigen (mit Hinterradantrieb) jedoch ist eine höhere Achslast hinten besser.

Maximale Motorleistung bzw. Systemleistung bei Hybridfahrzeugen [kW], Konstante. Je höher die Leistung, desto höher die Beschleunigung und Endgeschwindigkeit. Die Reifen geben allerdings vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten eine Grenze vor. Eine höhere Leistung erlaubt auch höheren aerodynamischen Abtrieb.

Leistungsgewicht [kg/kW], Konstante. Quotient aus Fahrzeuggesamtmasse durch max. Motorleistung. Aussagekräftiger Wert für das Beschleunigungsvermögen eines Fahrzeugs. Je niedriger das Leistungsgewicht, desto besser das Beschleunigungsvermögen. Formel-1-Fahrzeuge erreichen ca. 1,1 kg/kW. Das andere Ende der Skala stellt ein Kleinwagen-Pkw mit ca. 23 kg/kW.

Maximale Querbeschleunigung [g], [m/s²], Konstante. Formel 1 ca. 3,5 g, Pkw 0,9 g. Je höher die fahrbare Querbeschleunigung, desto höher die Kurvengeschwindigkeit mit der Folge, dass vor und nach der Kurve (= Grund zu bremsen) schneller gefahren werden kann.

Maximale Längsbeschleunigung [g], [m/s²], Konstante. Formel 1 ca. 2 g, Top-Fuel-Dragster über 3,1 g (von 0 auf 100 km/h).

Maximale Bremsverzögerung [g], [m/s], Konstante. Formel 1 ca. 5 g, Pkw ca. 1 g.

Beschleunigung von 0 auf 100 km/h [s], Konstante. Formel-E-Fahrzeuge ca. 2,9 s. Formel-1-Fahrzeuge ca. 2,5 s. Top-Fuel-Dragster unter 1 s. Höheres Beschleunigungsvermögen sichert höhere Geschwindigkeiten nach Kurven.

Bremsweg von 100 auf 0 km/h [m], Konstante. Minimale Werte: Formel 1 ca. 18 m, Pkw ca. 36 m. Ein kurzer Bremsweg ermöglicht höhere Geschwindigkeiten vor dem Bremspunkt.

Eigenlenkgradient [°/g], Variable, siehe Abschn. 6.2.4.2, insbesondere (6.42). Kennzeichnet das Eigenlenkverhalten.

Abtriebsbeiwert [-], Konstante: Faktor, der den Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit der Luft auf den aerodynamischen Abtrieb des Fahrzeugs beschreibt. Ein hoher Wert bedeutet eine große Abtriebskraft. Diese wiederum ermöglicht größere Reifenkräfte zu übertragen ohne die sonst begleitenden größeren Massenkräfte aufnehmen zu müssen.

Luftwiderstandsbeiwert [-], Konstante: Faktor, der den Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit der Luft auf den aerodynamischen Widerstand des Fahrzeugs beschreibt. Ein hoher Wert bedeutet einen großen Luftwiderstand.

Aerodynamische Effizienz [-], Konstante: Ist der Quotient der Beiwerte von Abtrieb durch Luftwiderstand Ein hoher Wert heißt, dass das Fahrzeug einen hohen Abtrieb generiert ohne dabei viel Luftwiderstand zu haben. Für ein Rennfahrzeug in jedem Fall erstrebenswert.

Aufteilung der Abtriebskräfte (Aero Split, Aero Balance) [%], Konstante (obwohl vor allem durch das Nicken die Verteilung spürbar verändert wird): Prozentuelle Verteilung der Abtriebskräfte auf Vorder- und Hinterachse, siehe (3.38). Der Wunschwert sollte von der Achslastverteilung diktiert werden.

Lenkempfindlichkeit [g/°], Variable, siehe Abschn. 6.2.4.2, insbesondere (6.43). Charakterisiert die Fahrzeugantwort auf Lenkeingaben hinsichtlich Querbeschleunigung.

Gierverstärkungsfaktor [1/°], Variable, siehe Abschn. 6.2.4.2. Charakterisiert die Fahrzeugantwort auf Lenkeingaben hinsichtlich Gieren.

90-%-Ansprechzeit der Querbeschleunigung [s], Konstante: Kennzeichnet wie rasch ein Fahrzeug auf Lenkeingaben hinsichtlich Querbeschleunigungsaufbau reagiert.

90-%-Ansprechzeit der Gierrate [s], Konstante: Kennzeichnet wie rasch ein Fahrzeug auf Lenkeingaben hinsichtlich der Gierbewegung reagiert.

Wankgradient [°/g], Konstante: Wankwinkel des Aufbaus in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung. Typischer Wert: Rennfahrzeuge (Rundstrecke): $\leq 1^{\circ}/g$, Pkw: $5^{\circ}/g$.

Aufteilung der Wanksteifigkeit [%], Konstante: Verteilung der gesamten Wanksteifigkeit auf Vorder- und Hinterachse, siehe auch (5.65)f.

Aufteilung der Wankdämpfung [%], Konstante: Verteilung der gesamten Wanksteifigkeit auf Vorder- und Hinterachse, siehe auch (5.78).

Kraftstoffverbrauch [l/100 km], Variable: Kraftstoffvolumen, das das Fahrzeug zum Bewältigen einer Strecke von 100 km benötigen würde, führt es bei den aktuellen Bedingungen weiter.

Durchschnittlicher Kraftstoffverbrauch [l/100 km], Konstante. Mittelwert gebildet aus dem vom Motor konsumierten Kraftstoffvolumen bezogen auf die zurückgelegte

Fahrstrecke in 100 km. Ein hoher Wert ist ungünstig, weil der Kraftstofftank für die gegebene Renndistanz größer dimensioniert werden muss und weil die Fahrzeugmasse während der Fahrt sich stärker ändert.

Einige Kennwerte können nicht rein objektiv gesehen werden, weil der Fahrereinfluss nicht vernachlässigt werden kann oder schlicht ihn am meisten betrifft. Darunter fallen u. a. folgende:

Rundenzeit [s], Streckenzeit [s], Konstante: Zeit, die für eine Runde bzw. bestimmte Strecke benötigt wird. Letztendlich für sämtliche Rennfahrzeuge die einzig entscheidende Größe.

Durchschnittliche Lenkgeschwindigkeit [$^{\circ}/s$], Konstante: Ein hoher Wert kennzeichnet übermäßig große Lenkbewegungen. Mögliche Gründe: Der Wagen ist nicht gut ausbalanciert, die Elastizitäten in der Radaufhängung sind zu groß, der Fahrer fährt nicht die Ideallinie, Fahrbarkeit des Motors ist schlecht, . . .

Lenkwinkelintegral [$^{\circ}s$], Konstante: Integral über den Absolutbetrag des Lenkwinkels über eine Runde. Ein hoher Wert deutet auf Untersteuern hin. Ein niedriger Wert lässt vermuten, dass der Fahrer oft Gegenlenken muss.

Fahrpedalvehemenz, Fahrpedaländerungsrate [%/s], Variable: Die Geschwindigkeit, mit der der Fahrer das Fahrpedal bedient.

Mittlere Fahrpedaländerungsrate [%/s], Konstante: Kennzeichnet, wie forscht der Fahrer das Fahrpedal betätigt. Ein hoher Wert signalisiert aggressiven Fahrstil und spricht für Vertrauen des Lenkers in den Wagen. Ein niedriger Wert hingegen deutet darauf hin, dass es dem Fahrer an Vertrauen in die Stabilität mangelt, eventuell ist die Fahrbarkeit des Motors oder die Differenzialfunktion mangelhaft.

Fahrpedalintegral, Gaspedalintegral [%], Konstante: Integral über den Fahrpedalweg in Prozent über eine Runde. Ein hoher Wert signalisiert gute Fahrbarkeit. Ein niedriger Wert deutet z. B. auf Traktionsprobleme oder schlechte Fahrbarkeit hin.

Maximale Bremsverzögerung [g], Variable: Minimalwert der Längsverzögerung (also negative Beschleunigung) pro Runde.

Bremspedaldynamik, Bremspedalbetätigungsrate [bar/s], Variable: Zeitliche Ableitung der Summe aus vorderem und hinterem Bremsdruck über eine Runde. Ein hoher Wert vor allem in der Anfangsphase der Bremsung kennzeichnet einen guten Rennfahrer.

Bremsdruckintegral [bar], Konstante: Integral über die Summe aus vorderem und hinterem Bremsdruck über eine Runde. Hoher Wert bedeutet, dass der Fahrer die Bremsen wirkungsvoll bedient. Ein niedriger Wert heißt u. a., dass dem Fahrer das Vertrauen in das Bremssystem (einschließlich Reifen) fehlt.

Wirksamkeit der Bremsanlage [g/bar], Variable: Ist der Quotient aus Verzögerung durch den gesamten Bremsdruck (also Summe aus Bremsdruck an Vorder- und Hinterachse). Der Wert kennzeichnet die Wirksamkeit des gesamten Bremssystems.

Bremslöserate [bar/s], Variable: Ein hoher Wert repräsentiert einen schlechten Fahrstil, der zu blockierenden Rädern (besonders bei Aero-Fahrzeugen) mit abnehmender Geschwindigkeit führen kann.

Anteil der Rollphasen [%], Variable: Relativer Zeitanteil je Runde, in der der Fahrer weder beschleunigt noch verzögert. Ein niedriger Wert steht für ein ausbalanciertes, schnelles Fahrzeug und einen guten Fahrstil.

6.3 Entwicklungsablauf *Development Procedure*

Wie könnte nun ein vollständiger Entwicklungsplan eines Rennfahrzeugs aussehen, das zum ersten Mal oder nach Umbauten wieder aufgebaut worden ist?

Die grundsätzliche Vorgehensweise bei einer Entwicklung besteht aus folgenden Schritten: Fahren → Fahrzeugverhalten Beobachten/Messen → Vergleichen mit vorherigen Fahrten → Schlüsse ziehen → Änderungen vornehmen → Fahren usw.

Der Erprobungsablauf läuft somit nicht geradlinig ab, sondern es wird immer wieder Erkenntnisse geben, die zu einer größeren Änderung oder gar Neukonstruktion führen. Dadurch müssen im Anschluss einige Schritte der Erprobung wiederholt werden, weil von dieser Änderung auch andere Bereiche betroffen sind und/oder das Fahrverhalten verändert ist. Kaum ein Parameter kann isoliert betrachtet werden. Ändert man beispielsweise nur die Federsteifigkeit an einer Achse, ändern sich im Stand bereits der Bodenabstand und die Neigung des Aufbaus (*rake*). Das wiederum verändert u. a. den Radsturz (wenn der Sturz über den Radhub nicht konstant ist), die Schwerpunktshöhe des Aufbaus und das aerodynamische Verhalten. Iterationen müssen somit zeitlich eingeplant werden.

Die grobe generelle Abfolge von Einstellarbeiten könnte in drei aufeinander aufbauenden Stufen ablaufen:

1. Stufe: Aufbaufedern, Wankzentren und Stabilisatoren → Basis-Setup
2. Stufe: Dynamische Wanksteifigkeit (Wankzentren und Dämpfer) → Dynamische Tests
3. Stufe: Einstellbare aerodynamische Hilfen → Aero-Setup.

Nehmen wir an, das Fahrzeug ist vollständig (neu) zusammengebaut und sämtliche Betriebsflüssigkeiten sind eingefüllt, wie Kühlflüssigkeit, Schmieröle, Kraftstoff und Bremsflüssigkeit, dann gibt Tab. 6.8 die einzelnen Schritte einer vollständigen Entwicklung in einer logischen Abfolge vor.

Einige detaillierte Erläuterungen zu den einzelnen Punkten der Tab. 6.8 ergänzen und verdeutlichen den stichwortartigen Entwicklungsplan. Tatsächlich wird dieser Ablauf nicht geradlinig verfolgt werden können, weil bei jeder konstruktiven Änderung bzw. baulichen Maßnahme einige vorhergegangene Schritte wiederholt werden müssen.

Tab. 6.8 Entwicklungsplan für ein (neu) aufgebautes Rennfahrzeug

Schritt	Ziel	Methode
1. Funktionstest im Stand	Gefahrloses Sicherstellen der Funktionstüchtigkeit sämtlicher Betätigungsseinrichtungen und Grundfunktionen	<ul style="list-style-type: none"> • Betätigen sämtlicher Kontrolleinrichtungen (Lenkung, Bremse, Schalter, ...) • Überprüfen der erwarteten Reaktion • Bremskraftaufteilung einstellen • Prüfen des elektrischen Systems
2. Motorstart im Stand	<ul style="list-style-type: none"> • Kontrollieren der Motorfunktionen und ihrer Anzeigen • Sicherstellen der Dichtheit der flüssigkeits- und gasführenden Systeme 	Fahrzeug mit angehobenen Antriebsräder starten, Kontrollinstrumente überwachen, auf Undichtigkeiten achten, Drehzahl über Fahrpedal variieren
3. Sitzprobe des Fahrers im Cockpit	Sicherstellen der aktiven und passiven Sicherheit und des Komforts des Fahrers	Einstellen/Ändern von Betätigungs- und Kontrolleinrichtungen, Sitz und Rückhaltesystem an Fahrerabmessungen und -wünsche
4. Geometrisches Set-up	<ul style="list-style-type: none"> • Schaffen einer reproduzierbaren, fahrbaren Ausgangseinstellung • Vermeiden von Vorspuränderungen beim Federn (Federungslenken) 	Vermessen des Fahrwerks sowie der Radlasten und Einstellen eines einfachen Grundsetups, Abb. 5.10
5. Shakedown	<ul style="list-style-type: none"> • Kontrollieren der Funktionstüchtigkeit sämtlicher Systeme im Betrieb (Bewegungen, Temperaturen und Vibrationen) und Einlaufen von Teilen (Motor, Getriebe, Bremse) • Gewöhnung des Fahrers an Cockpit und Fahrzeug • Schaffen der Ausgangsbasis der Fahrzeugentwicklung 	Fahren einfacher Manöver (Anfahren, Schalten, Bremsen, Slalom) unter Überwachung der lebenswichtigen Funktionen (Öldruck, Öl- und Kühlflüssigkeitstemperatur, ...) mit steigender Geschwindigkeit. Visuelle Inspektion des Fahrzeugs nach der Rückkehr bei geplanten Zwischenstopps.
6. Dynamische Motorapplikation	Anpassen an transiente Phänomene, die am stationären Motorprüfstand nicht auftreten	Messung, besser Regelung mit Breitband-Lambda-Sonde
7. Basis Set-up	<ul style="list-style-type: none"> • Bestmögliche Ausnutzung der Reifen • Balance des Fahrzeugs • Stabiles Fahrverhalten bei allen Manövern • Erstellen einer Setup-Tafel • Erstellen von Einstell-Kennfeldern (Wenn-dann) 	<ul style="list-style-type: none"> • Fahrt auf Schleuderplatte (Skidpad) ohne Flügel mit Variation Reifenfülldruck und Aufbaufeder. Messen der Reifentemperatur und Sichten des Reifenbilds • Bremsvorgänge: Auf Gerade, in Kurve (Stabilität, Weg). • Systematisches Verstellen von Parametern (Bodenabstand, Sturz, Vorspur, Rollzentren, ...)
8. Dynamische Tests	<ul style="list-style-type: none"> • Dämpfereinstellungen • Absicherung des gewünschten Fahrverhaltens 	Standardisierte Fahrmanöver: J-Turn, Spurwechsel, ...

(Fortsetzung)

Tab. 6.8 (Fortsetzung)

Schritt	Ziel	Methode
9. Aero-Setup	Einstellen der abtriebserzeugenden Komponenten für Feintuning des Fahrverhaltens und höheren Grip	• Fahrt auf Schleuderplatte (Skidpad) mit Flügel und hoher Geschwindigkeit
10. Abstimmung Differenzial	Differenzialeinstellungen bei Sperrdifferenzial	extreme Kurvenfahrt – Innenrad beobachten
11. Rennerprobung	<ul style="list-style-type: none"> • Absichern sämtlicher Fahrzeugfunktionen über eine Renndistanz • Ermitteln des Kraftstoffverbrauchs • Optimieren der Getriebeabstufungen • Trainieren der Fahrer • Trainieren der Boxenmannschaft 	Fahren eines Endurance mit Aufnehmen der wichtigsten Funktionskennwerte (Temperaturen, Drücke, ...) und der Laufzeit. Anschließendes Sichten und Vermessen des Fahrzeugs
12. Streckensetup	Geringste Rundenzzeit für Kombination Fahrer/Fahrzeug auf bestimmter Strecke unter bestimmten Umgebungsbedingungen	<ul style="list-style-type: none"> • Abb. 5.31 • Kompromiss aus Querbeschleunigung (Abtrieb) und Höchstgeschwindigkeit (Luftwiderstand)

Zu Punkt 1. Funktionstest im Stand

- Prüfen der Radaufhängung:
 - Heben und Senken der Räder bei aufgebocktem Fahrzeug ohne Feder/Dämpfer. Auf Leichtgängigkeit und vollen Hub prüfen.
 - Vorderräder von Anschlag zu Anschlag lenken und sicherstellen, dass die vorgesehenen Anschlagflächen (an der Zahnstange, am Lenkhebel) den Weg begrenzen.
 - Dämpfer einbauen und gewährleisten, dass der Druck- und Zuganschlag die Bewegungsgrenzen vorgeben.
 - Federn einbauen, Fahrzeug auf Räder stellen und mit Fahrer sowie halbvollem Tank prüfen, ob Einfederweg passt. Dieser soll ca. 1/3 des gesamten Federwegs sein.
- Prüfen des elektrischen Systems:
 - Visuelle Prüfung des Kabelbaums, der Verbindungen und Anschlüsse
 - Prüfen der Grundfunktion sämtlicher Steuergeräte (können sie vom CAN angesprochen werden?)
 - Prüfen der Funktionen aller Module und Komponenten (ein/aus, ...)
 - Mechanischer Belastungstest: Bewegen des Kabelbaums bzw. des Fahrzeugs mit eingeschalteten Verbrauchern und dabei auf Wackelkontakte prüfen.

Zu Punkt 4. Geometrisches Set-up

Der Ausgangspunkt der Entwicklung muss genau bekannt sein. Daher empfiehlt sich das Vermessen aller relevanten Teile und Baugruppen. Somit werden u. a. erfasst: Gesamtmasse,

Achslasten, Radlasten, Schwerpunktshöhen, Torsions- und Biegesteifigkeit Rahmen, Federkennlinien, Dämpferkennlinien, Sturzänderung über Radhub, Vorspuränderung über Radhub, Reibungsanteile in Fahrwerksgelenken, Verlauf der Lenkübersetzung über Lenkwinkel. Zusätzlich können Verformungsuntersuchungen am Gesamtfahrzeug auf K&C-Prüfständen gefahren werden.

Weitere interessante Größen sind: Statischer Bodenabstand (v, h), Trägheitsmoment um Rollachse . Der Bodenabstand wird sich während der Fahrt allein durch Änderung des Abtriebs und der Reifenfederrate ändern. Man sollte ihn daher auch dynamisch – z. B. mit einem Laser-Abstandssensor – erfassen.

Des Weiteren sind für später Verstelltabellen nützlich (z. B. x mm Zwischenplättchen am Radträger entspricht y° Sturzwinkeländerung). Diese können jetzt systematisch erarbeitet werden.

Zu Punkt 5. Shakedown

Vor Fahrbeginn Flüssigkeitsstände kontrollieren, Fülldruck der Reifen prüfen, Motor starten und warmlaufen lassen, Funktion Fahrpedal und Bremsen sicherstellen. Temperaturen von Kühlflüssigkeit und Schmieröl sowie Öldruck beobachten und bei Aufälligkeiten sofort Motor abstellen. Bremsen, Kupplung, Sperrdifferenzial und weitere gepaarte Verschleißteile kontrolliert einfahren.

Zu Punkt 6. Dynamische Motorapplikation

Der Motor wurde zwar am (stationären) Prüfstand appliziert, im Fahrzeug können jedoch Feinabstimmungen erforderlich werden. Zum einen kommen im Fahrzeug die tatsächlichen Massen und Massenträgheiten zum Tragen, die auch am transienten Prüfstand in einer früheren Entwicklungsphase nur abgeschätzt werden konnten. Zum anderen sind die Umgebungsbedingungen im Fahrzeug teilweise anders als in der konditionierten Prüfstandszelle. Belüftung, Kraftstoffdruck, Batterie/Generatorspannung usw. unterliegen dynamischen Phänomenen. Außerdem kommen auch im Motor selbst dynamische Vorgänge dazu. Als Beispiel sei nur der Kraftstoffwandfilm bei Saugrohreinspritzung genannt. Beim plötzlichen Öffnen der Drosselklappe magert der Motor ab, weil der Wandfilm träger zum Zylinder fließt als es die Luft vermag. In dem Fall wird über eine Beschleunigungsanreicherung Abhilfe geschaffen, in dem das Steuergerät in Abhängigkeit von der Öffnungsgeschwindigkeit der Drosselklappe kurzzeitig mehr Kraftstoff einspritzt.

Zu Punkt 7. Basis Set-up

Siehe auch Abschn. [5.3.2](#).

Zu Punkt 8. Dynamische Tests

Siehe auch Abschn. [6.2.4](#).

Zu Punkt 9. Aero-Setup

Skid-Pad mit 100 m Durchmesser und mehr benutzen. Fahrgeschwindigkeiten über 100 km/h.

Aero-Balance für hohe Geschwindigkeiten einstellen, mit hinterem Flügel beginnen [25]. Lage des aerodynamischen Druckpunkts anpassen: Vorderwagen absenken um Untersteuern zu beseitigen bzw. Wagen hinten absenken um Übersteuern zu begegnen.

Zu Punkt 11. Rennerprobung

Trotz der vielen Einzeltests und Komponentenversuche kann nur ein durchgehender Einsatz unter Rennbedingungen zeigen, ob vom Team bis zum Fahrzeug alles erwartungsgemäß funktioniert bzw. wo noch Verbesserungen vorgenommen werden müssen. So kann auch die Boxenausrüstung bzw. deren räumliche Anordnung, die „Choreografie“ beim Boxenstopp mit Räderwechsel, Nachtanken und Fahrerwechsel samt Briefing verfeinert werden. Ebenso können all diese Abläufe bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen (Nacht, Kälte, Regen, ...) erprobt bzw. eingeübt werden.

Zu Punkt 12. Streckensetup

Siehe auch Abschn. 5.3.3.

Literatur

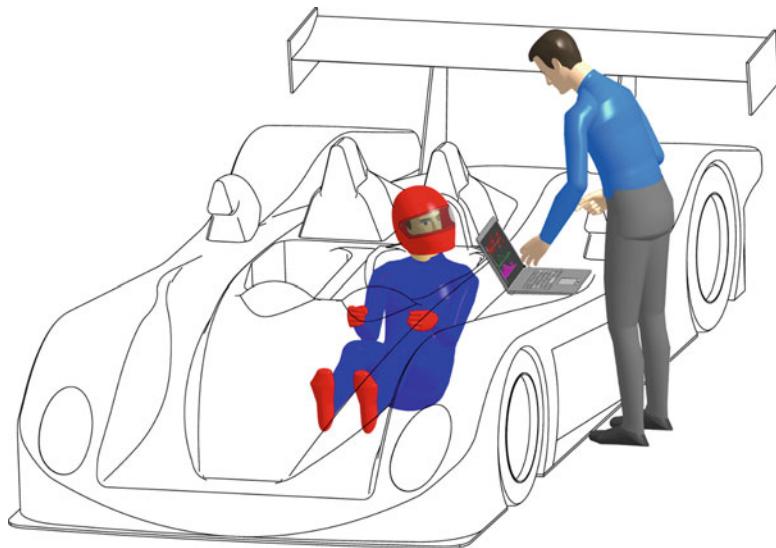
1. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
2. Segers, J.: Analysis Techniques for Racecar Data Acquisition, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2008)
3. Sauerbier, T.: Theorie und Praxis von Simulationssystemen, 1. Aufl. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden (1999)
4. <http://maps.google.at>. Zugegriffen am 01.04.2013 (2013)
5. <http://www.monzanet.it/en>. Zugegriffen am 01.04.2013 (2013)
6. Müller, J.: Synergy Effects and Added Value Due to Automotive Engineering Services in Racing. IVM Automotive, Kongressbeitrag Race.Tech, München (2006)
7. Roberts, N.: Think Fast, the Racer's Why-To Guide to Winning, 1. Aufl. Eigenverlag des Autors, Charleston (2010)
8. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2001)
9. Haney, P.: The Racing & High-Performance Tire, 1. Aufl. SAE, Warrendale (2003)
10. Bower, T.: Bernie Ecclestone, Die Formel 1 bin ich. Biographie, 1. Aufl. Egmont Verlagsgesellschaft mbH, Köln (2011)
11. Rendle, S.: Red Bull Racing F1 Car 2010 (RB6), 1. Aufl. Haynes Publishing, Sparkford (2011)
12. Michelberger, M.: Team Abt Sportsline: DTM Uni Lecture. Vortrag an der FH Joanneum, Graz (2012)
13. Butcher, L.: Swiss Watch. In: Drag Race Technology 2012. Sonderheft von Race Engine Technology, S. 14–20. High Power Media, Somerset
14. Küçükay, F.: Gewichtsreduzierung im Pkw-Antriebstrang. In: Oetting, H. (Hrsg.) Leichtbau im Antriebstrang, 1. Aufl., S. 225 ff. expert, Renningen-Malmsheim (1996)
15. Fischer, R. et al.: A driver model for virtual control system development. ATZautotechnol **6**, 22–25 (2011)
16. 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)

17. Groß, H., Biermann, B.: Verbrennungsluftkonditionierung für Rennmotorenprüfstände – Lösungen für besondere Anforderungen der höchsten Motorsportklassen. Vortrag auf der Race.Tech, München (2004)
18. 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)
19. Atkins, R.D.: An Introduction to Engine Testing and Development, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2009)
20. Alten, H.: Mercedes-Ilmor, Zehn Jahre Entwicklung am V10-Formel-1-Motor. MTZ. **7-8**, 522–533 (2005)
21. Ahn, C. et al.: An Improvement of a Small Displacement Engine’s Efficiency with a Super Charging System, SAE Paper 2011-32-0571 bzw. JSAE 20119571 (2011)
22. Lebert, K. et al.: „Slow is not an Option“ – Test Bed Solutions for Racing Applications. Vortrag auf der Race.Tech, München (2006)
23. Savage, G.: Multi-Axis Laboratory Suspension Testing to Aid the Design and Durability of Formula 1 Race Cars. Vortrag auf der Race.Tech, München (2006)
24. Schreiner, K.: Basiswissen Verbrennungsmotoren, 1. Aufl. Vieweg+Teubner, Wiesbaden (2011)
25. Glimmerveen, J.H.: Hands-On Race Car Engineer. SAE International, Warrendale (2004)
26. www.dallara.it/wps/portal/en/expertise/Vehicle-Dynamics/Driving-Simulator. Zugegriffen am 30.03.2014
27. Milliken, W., Milliken, D.: Race Car Vehicle Dynamics, 1. Aufl. SAE Inc, Warrendale (1995)
28. DIN 70000: 1994, Straßenfahrzeuge, Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten. Begriffe, ISO 8855 Ausgabe 1991, modifiziert
29. Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Aufl. Springer, Berlin (2004)
30. Reimpell, J., Betzler, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen, 4. Aufl. Vogel, Würzburg (2000)
31. Pauwelussen, J.: Essentials of Vehicle Dynamics. Butterworth-Heinemann, Oxford (2015)
32. Toso, A.: Race cars. In: Mastinu, G., Ploechl, M. (Hrsg.) Road and Off-Road Vehicle System Dynamics Handbook, S. 497–515. CRC Press, Boca Raton (2014)
33. Hinz, R., Schwaderlapp, M.: Leichtbau im System Zylinderkopf. In: Oetting (Hrsg.) Leichtbau im Antriebsstrang, S. 162–173. expert, Renningen (1996)
34. Eder, P.: Optimierung und Validierung von Setups für ein Formelfahrzeug unter Verwendung eines Milliken-Moment-Diagramms, Masterarbeit. FH Joanneum, Institut für Fahrzeugtechnik, Graz (2015)
35. Pacejka, H.: Tire and Vehicle Dynamics, Bd. 3. Elsevier (mit SAE), Oxford (2012)
36. Bakker, E., Nyborg, L., Pacejka, H. B.: Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies, SAE Paper No. 870421, SAE (1987)
37. Bickerstaffe, S.: Going full circle. Autom. Eng. **10**, 37 (2013)
38. van Schalwyk D.J., Kamper M.J.: Effect of Hub Motor Mass on Stability and Comfort of Electric Vehicles. University of Stellenbosch, South Africa (2013)
39. Borgeest, K.: Messtechnik und Prüfstände für Verbrennungsmotoren, Messungen am Motor, Abgasanalytik, Prüfstände und Medienversorgung, 1. Aufl. Springer Vieweg, Wiesbaden (2016)
40. Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. In: Reimpell J. (Hrsg.): Vogel Fachbuch: Kraftfahrzeugt, 2. Aufl., Vogel Buchverlag, Würzburg (1991)
41. Rompe, K., Heißing, B.: Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Quer- und Längsdynamik, 1. Aufl. TÜV Rheinland, Köln (1984)
42. Leister, G.: Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung. Strategie, Methoden, Tools, 1. Aufl. Vieweg+Teubner, Wiesbaden (2009)
43. Theissen, M. et al.: 10 Jahre BMW Formel-1-Motoren, Beitrag zum Wiener Motorensymposium. VDI Reihe 12 Nr. 716 Band 2. VDI, Düsseldorf (2010)

44. Mischke, M., Wallentowitz, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 5. Aufl. Springer Vieweg, Berlin/Heidelberg/New York (2014)
45. Thomas, C.: Off-road suspension. High flying birds. In: Professional Motorsport World, S. 36–39. UKi Media & Events, Dorking (2017)
46. www.fia.com/events/formula-4/season-2017/formula-4-championships. Zugegriffen am 08.12.2017 (2017)
47. Linke, W., Richter, B., Schmidt, R.: Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance, SAE-Paper 730489 (1973)
48. Amhofer, T., Inzinger, P.: Correlation of the Aerodynamic Behaviour. Abschlussbericht der Lehrveranstaltung „Engineering Methods and Design“. FH Joanneum, Institut für Fahrzeugtechnik, Graz (2017)
49. Pfeffer, P., Harrer, M. (Hrsg.): *Lenkungshandbuch*, Bd. 2. Springer Vieweg, Wiesbaden (2013)
50. Bennett, N.: *Inspired to Design. F1 Cars, Indycars & Racing Tyres: The Autobiography of Nigel Bennett*. Veloce Publishing, Poundbury (2013)
51. Newey, A.: *How to Build a Car*. HarperCollins Publishers, London (2017)
52. Reuter, B. (Hrsg.): *Motorsport-Management. Grundlagen – Prozesse – Visionen*. Springer Gabler, Berlin (2018)

Renningenieur *Race Engineer*

7



Naturgemäß steht beim Publikum der Fahrer im Mittelpunkt. Er verkörpert die menschlichen Anstrengungen des gesamten Teams beim Bewerb und steht nach außen hin für Sieg und Niederlage gerade. Tatsächlich sind hinter den Kulissen große Anstrengungen vom gesamten Team im Training und im Bewerb erforderlich, damit sich der Fahrer erfolgreich auf das Fahren konzentrieren kann. Technisch und mental wird er dabei persönlich vom Renningenieur unterstützt.

7.1 Einleitung

Die Bedeutung des Renningenieurs hat in den letzten Jahren stark zugenommen. Zum einen durch die wachsende Anzahl an Möglichkeiten der Datenerfassung und -auswertung und zum anderen durch Reglementvorgaben, die Streckentests beschränken. Das gilt nicht nur für die Formel 1, sondern hat auch Traditionsserien wie die nordamerikanische NASCAR mit der Einführung des COT (*Car of Tomorrow*) nicht ausgelassen. Die Antwort der betroffenen Teams auf die Einschränkung von realen Tests auf der Strecke war die Entwicklung von Software-Werkzeugen und Methoden wie Abstimmung in Fahr-simulatoren. Damit wurde die angewandte Fahrdynamik zu einer Schlüsseldisziplin im Kampf um den Sieg und diejenigen, die diese Disziplin beherrschen, stiegen in der Wahrnehmung auf.

Wenn auch viele davon träumen Renningenieur zu sein, ist diese Tätigkeit eine der forderndsten in einem Rennteam und verlangt das größte Maß an Erfahrung. Der Renningenieur ist das Bindeglied zwischen der Konstruktions- und Berechnungsabteilung zum Versuch- und zur Datenerfassung. Er dirigiert die Mechaniker, interpretiert die Daten und Grafiken auf den Monitoren und hält die Verbindung zum Fahrer, Abb. 7.1. Diese kann so

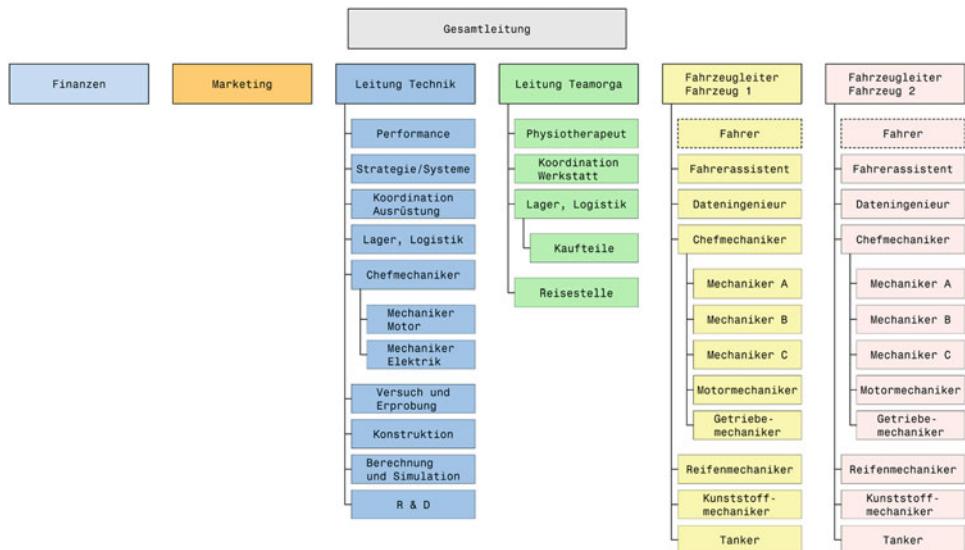


Abb. 7.1 Organigramm eines großen Rennteam

Die gesamte Teamstruktur hängt stark von der Größe und Ausrichtung des Teams ab. Dieses Team konstruiert und entwickelt auch selbst Fahrzeuge. Das obliegt hauptsächlich der Abteilung „Technik“. Der Renningenieur hat in diesem Team die Funktion des Fahrzeugeiters eines Wagens inne. Die Fahrer sind zwar Teil der Fahrzeuggruppe, aber nicht vollständig untergeordnet und können auch in anderen Rennserien fahren. Betreibt ein Team mehr als zwei Fahrzeuge kommen noch weitere Fahrzeuggruppen hinzu

eng werden, meinen erfahrene Renningenieure, dass sie einer privaten Beziehung gleich kommt. Der Renningenieur interpretiert die Aussagen des Fahrers beim Training und setzt sie in Setup-Maßnahmen um. Letztlich ist der Renningenieur verantwortlich, dass das Fahrzeug rechtzeitig und mit dem aussichtsreichsten Setup am Start steht [1]. Im Rennen stellt der Renningenieur eine mentale Stütze für den Fahrer dar und vermag dessen Selbstvertrauen und das Vertrauen in den Wagen („... die Kurve 3 geht voll.“) enorm zu stärken. Kurz: Der Renningenieur hat einen in der öffentlichen Wahrnehmung völlig unterschätzten Einfluss auf die Leistung des Fahrers [2].

7.2 Aufgaben Tasks

7.2.1 Vor den Bewerben

Die Simulation, wie sie im Abschn. 6.2.2 beschrieben wird, ermöglicht im Vorfeld eines Bewerbs einfach und gefahrlos unterschiedliche Varianten des Setups auszuprobieren bzw. einige wenige, vielversprechende Abstimmungsvarianten auszusieben. Zum Beispiel kann die Flügeleinstellung geändert werden und so das Verhalten im Kurveneingang und Kurvenmitte variiert werden oder der Bodenabstand wird reduziert mit dem Ziel nicht aufzusitzen. Bei diesen Simulationen werden auch Kriterien wie Fahrbarkeit, Stabilität, Reifenschonung und Kraftstoffverbrauch bei der Auswahl der vorzuschlagenden Abstimmung herangezogen, vgl. auch Abschn. 5.3.3. Beim Bewerb werden dann ausgehend von diesen Vorschlägen beim Training der geeignete herausgefahren. Größere Teams sind hier naturgemäß im Vorteil, weil mehrere Ingenieure gleichzeitig Simulationen durchführen können und so in vergleichbarer Zeit wesentlich mehr Erkenntnisse generieren und analysieren als ein Einzelner. Der Renningenieur trägt dafür Sorge, dass zur Rennstrecke auch all die Aufbaufedern, Hilfsfedern, Dämpfer, Anschlagpuffer, Zahnradsätze, Flügelvarianten, Verschleißteile usw., die für die ausgesuchten Setup-Varianten erforderlich sind, mitgenommen werden.

Durch Reglementänderungen können Modifikationen am Fahrzeug erzwungen worden sein. Deren Auswirkungen müssen – bevor Test- bzw. Rennergebnisse vorliegen – abgeschätzt werden und es müssen Empfehlungen für die Konstruktionsabteilung ausgesprochen werden, was wie zur Kompensation der Reglementanpassung geändert werden sollte. In ähnlicher Weise muss entschieden werden, ob aus eigenem Antrieb neu konstruierte Varianten oder Systeme zur Performance- oder Zuverlässigkeitsteigerung im Rennen eingesetzt werden oder ob zuvor weitere Versuche zur Absicherung durchgeführt werden müssen.

In der Zeit vor Bewerben können Fahrzeuge am Prüfstand optimiert werden. Ein typischer Bereich ist die Feder-Dämpfer-Abstimmung auf einem 4- bzw. 7-Stempel-Prüfstand (siehe Abschn. 6.3.2.1). Dabei können Rennstrecken „nachgefahren“ (*track replay*) werden, wenn Aufzeichnungen der Raderhebungen vom Vorjahr vorliegen. Das erlaubt die gezielte Auswahl von Federn, Druckanschlägen, Dämpfereinstellungen und

Bodenabständen zur Erzielung des höchsten Gripniveaus.¹ Daraüber hinaus gibt ein entsprechend lang andauernder Pulser-Test (*shaker test*) auch die Gewissheit, bei einem Langstreckenrennen die Ziellinie zu überfahren (Motor und Getriebe werden ja auf ähnliche Weise auf dynamischen Prüfständen gemartert).

Software-Tools ermöglichen die Kinematik von Radaufhängungen eingehend zu untersuchen. Das geht so weit, dass für einzelne Rennstrecken unterschiedliche Aufhängepunkte an Chassis und Radträger verwendet werden, damit Federübersetzungen, Sturzkurven und das Verhältnis Aufstützkraft (resultierende Vertikalkraft am Wagenkasten) zu Radlast den besten Kompromiss für die Reifen bieten [3].

Weitere Untersuchungen erhöhen das Verständnis des „Eigenlebens“ von Radaufhängungen indem Elastizitäten und Spiele auf elastokinematischen Prüfständen (*K&C rigs*) gemessen werden. Die gefunden Werte werden herangezogen um Verbesserungen an den beteiligten Bauteilen vorzunehmen und um realistische Eingabewerte für das Verhalten der Radaufhängung bei den Simulationen zu liefern.

Die Zeit vor Bewerben wird darüber hinaus genutzt um die riesige Menge an Reifenmessdaten auszuwerten. Zum einen entstehen daraus mathematische Reifenmodelle, die Simulationsergebnisse realitätsnäher werden lassen, zum anderen kann man daraus Empfehlungen ableiten für wichtige Parameter wie: Startfulldrücke bei Qualifying und Rennen, Wertintervall für Sturz- und Vorspurwerte im Betrieb, Schlupfwerte für Traktionsregelung sowie ABS.

Die Wochen vor dem Rennen bieten (vergleichsweise) Ruhe und Zeit um den Ablauf der Trainingseinheiten zu planen. Der Renningenieur und der Obermechaniker gehen denkbare Szenarien durch. Mit welchen Fahrzeug-Einstellungen wird bei trockener/bei nasser Strecke begonnen? Welche Änderung(en) folgen dann? Was wird wie geändert, wenn das Ergebnis nicht der Erwartung entspricht? Was erwarten wir für Änderungen gegenüber dem Vorjahr, wenn der Streckenbelag erneuert wurde und wie wappnen wir uns? usw. Die getroffenen Entscheidungen werden neben der Erfahrung durch die Erkenntnisse gestützt, die durch Simulationen und Messungen gesammelt wurden. Beim Bewerb selbst wird so die vom Veranstalter zur Verfügung gestellte Trainingszeit sinnvoll eingesetzt und nicht durch planerische Überlegungen oder gar langwierige Analysen vergeudet. Je nach Teamgröße und -struktur kann/muss der Fahrer in diese Planung mit einbezogen werden. Mitunter hat er bereits Wünsche bzw. eigene Vorstellungen, was er alles auf der Strecke ausprobieren möchte.

In kleinen Teams ist es durchaus üblich, dass der Renningenieur zwischen den Rennen zum Konstrukteur wird und verbesserte Varianten von anfälligen Teilen (Halter, Trockensumpftank, Anschlüsse, Fahrwerkslenker, Verrohrung, Verschlauchung, ...) bzw. alternative Komponenten (Klappen, Abweiser, Luftschächte, Einlassabdeckungen, Konsolen, ...) für die nächsten Rennstrecken ausarbeitet.

¹Anschaulich demonstriert das z. B. folgendes Video: <https://www.youtube.com/watch?v=yehs3iLon7w>.

Rennstrategie Race Strategy

Vor den Bewerben wird die Zeit auch genutzt um Rennstrategien vorzubereiten bzw. in teilweise aufwändigeren Vorgängen Wissen zu generieren, das beim Bewerb aufbereitet zur Verfügung steht. Nur so können im Ernstfall rasch die richtigen, d. h. siegbringenden, Entscheidungen getroffen werden: Es beginnt unerwartet zu regnen, der Fahrer ermüdet rascher als gewöhnlich, ein Unfall hat zu einer Pacecar-Phase geführt, der Kraftstoffverbrauch entwickelt sich ungewöhnlich, die Reifen bauen rascher ab, die Bremsen lassen nach, die Motortemperatur steigt, die Batteriespannung fällt rapide ab, . . . Es gibt unzählige Möglichkeiten, wie sich Umstände im Bewerb unerwartet ändern können. Gerade in solchen Situationen macht sich eine vorausschauende Vorbereitung bezahlt.

Im Vorfeld klärt der Renningenieur also Fragen wie: Wieviel Kraftstoff wird pro Runde verbraucht und wie wird dieser Verbrauch von Gewicht, Streckenzustand, Motoreinstellungen und Fahrweise sowie Position (vorausfahrend oder hinterherfahrend) beeinflusst? Umgekehrt ist natürlich interessant, wie die Rundenzeit von der (abnehmenden) Fahrzeugmasse abhängt. In der Formel 1 wurden zur Zeit der V10-Saugmotoren für die Differenz der Rundenzeit pro Kilogramm Kraftstoff folgende Extremwerte genannt: 0,025 s für den Kurs von Monza und 0,045 s für Spa [4]. Was die Rundenzeit betrifft, werden auch folgende Einflüsse durch Simulation und Auswertung von Renndaten untersucht. Änderung des Reifenverhaltens mit zunehmender Renndauer (Grip, Schräglaufsteifigkeit, Federrate vertikal wie lateral, Schräglauf und Schlupf), Fahrerkondition, Anzahl der Fahrzeuge auf der Strecke, Position des Fahrzeugs im Feld, Streckenzustand, Wetter bzw. Umgebungsbedingungen (Luft-, Asphalttemperatur, Feuchte, Windgeschwindigkeit, Luftdruck), Motorleistung (= Kraftstoff- bzw. Energieverbrauch) und Fahrzeugbalance.

Für Langstreckenrennen gilt es eine weitere zentrale Frage für den Rennverlauf zu klären, nämlich: Wie lange halten die Reifen? Von der Rundenzahl hängt ab, wann und wie viele Boxenstopps man einplanen muss. Im Idealfall treffen sich diese Zwangsstopps auch mit den erforderlichen Tankstopps. Dazu muss noch erwähnt werden, dass Reifen für gewöhnlich an Vorder- und Hinterachse unterschiedlich verschleißend und auch die Fahrzeugbalance dadurch verschoben wird. Hier helfen Rundenzeit-Simulationen und die Kenntnis, wie der Fahrer mit sich änderndem Fahrverhalten umgeht, um den besten Kompromiss zu finden. Mutet man dem Fahrer einige Runden auf einem suboptimalen Fahrzeug zu oder will er lieber griffige Reifen und holt dafür im Gegenzug die längere Stillstandszeit in der Box auf der Strecke wieder auf? Die Aufenthaltszeit in der Box ist ein weiteres Stichwort. Auch diese sollte für eine seriöse Planung des Rennens bekannt sein. Immerhin müssen in der Zeit getankt, die Räder getauscht, die Fahrer gewechselt und die Scheiben gereinigt werden.

In jüngster Zeit wird bei einigen Rennserien die Energiemenge (Kraftstoffvolumen, Kraftstoffmasse, Batteriekapazität, . . .), die ein Fahrzeug im Rennen bzw. pro Runde einsetzen darf, vom Reglement beschränkt. Hier tut sich für Renningenieure ein neues Betätigungsfeld auf. Es gilt somit durch geschickten Einsatz der gespeicherten Energie und

Rückgewinnung von kinetischer Energie des Fahrzeugs (Rekuperieren²) möglichst kleine Rundenzeiten darzustellen und dennoch die volle Renndistanz zu schaffen. Beim Rekuperieren kommen neben den Reglementvorgaben noch physikalische Bedingungen hinzu. Der Ladezustand der Batterie (*SoC – State of Charge*) und ihre Temperatur begrenzen zusätzlich die Leistungsaufnahme. Darüber hinaus muss die Fahrstabilität aufrechterhalten bleiben, was beim Wirken der elektrischen Maschine auf die Hinterachse das nutzbare Bremsmoment begrenzt.

Wie wird nun eine gewinnversprechende Strategie für ein bestimmtes Rennen der Formel E ausgearbeitet? Die Vorbereitung beginnt bereits im Fahrsimulator [5]. Nachdem ein vielversprechendes Basissetup basierend auf den Daten des Vorjahres, den Fahrerkommentaren und der erzielten Rundenzeit herausgefahren wurde, simulieren die Fahrer eine Qualifying-Runde, also eine die das Machbare ohne Rücksicht auf Energiemenge, Reifenverschleiß etc. repräsentiert. Das andere Extrem wird anschließend ermittelt, eine Energieziel-Runde. Dabei versuchen die Fahrer durch gezieltes Rekuperieren und Segeln trotz begrenzter Energiemenge (= Energieziel) eine möglichst schnelle Runde zu fahren. Beim Rekuperieren wird beim Bremsen ein Teil der kinetischen Energie des Fahrzeugs wieder als elektrische Energie der Batterie zugeführt (Nutzbremsung). Segeln bedeutet, den Fuß vom Fahrrpedal zu nehmen also ohne Vortrieb weiterzurollen (*lift and coast*). In dem Fahrzustand wird keine Energie der Batterie entnommen, der Wagen verzögert aber durch die Fahrwiderstände. Damit die Verzögerung möglichst gering ausfällt, wird der Antriebsmotor von den Rädern getrennt, z. B. durch eine mechanische Trennkupplung, oder je nach elektrischer Maschine zumindest das induzierte Schleppmoment durch Trennen der Versorgungsanschlüsse beseitigt. Die am Fahrsimulator gewonnenen Daten (Bremspunkte, Rekuperationszonen, Segelzonen, ...) werden anschließend für Simulationen herangezogen. Die eingesetzte und die rekuperierte Energie in den jeweiligen Sektoren werden durch Simulationen ermittelt. Dabei werden unterschiedliche Punkte für den Beginn des Segelns bzw. der Nutzbremsung ausprobiert und die resultierende Sektorzeit errechnet, Abb. 7.2. Im Rennen ändert sich der Ladezustand der Batterie und damit verschieben sich Hebepunkte und Bremspunkte kontinuierlich. Dem Fahrer wird daher über den Bordfunk durch ein akustisches Signal vom Renningenieur der ideale Zeitpunkt mitgeteilt.

Die Ergebnisse bilden die Basis für eine Optimierung. Die Gesamtrundenzeit wird für unterschiedliche Energieziele optimiert. Welches Energieziel zum Einsatz kommt hängt vom Renneinsatz und der Rennphase ab. Bis zur Saison 2017/18 bestritt in der Formel E jeder Fahrer ein Rennen mit zwei Fahrzeugen, wobei zur Hälfte des Rennens das Fahrzeug (und damit eben die Traktionsbatterie) getauscht wurde. Durch die ungerade Gesamtzahl war der Energiebedarf für ein Fahrzeug höher.

Allgemein beeinflusst die Umgebungstemperatur die maximale Energiemenge, die die Batterie beim Rekuperieren aufnehmen kann. So eignen sich einzelne Sektoren besser für eine Nutzbremsung als andere. Ist die Umgebungstemperatur hoch, kann die Temperatur der

²Siehe Handbuch Rennwagentechnik Bd. 3 Antrieb, Abschn. 3.2 Energierückgewinnung.

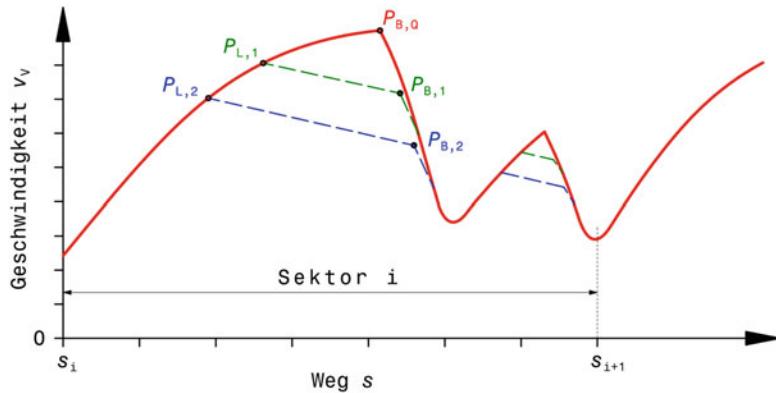


Abb. 7.2 Geschwindigkeitsschreibe Formel E (schematisch)

Dargestellt ist der Geschwindigkeitsverlauf über der Fahrstrecke. Der Sektor i (Streckenabschnitt von s_i bis s_{i+1}) wird näher betrachtet. Die rote Kurve stellt die Geschwindigkeit beim Qualifying dar. In grün und blau sind zwei Varianten mit Segeln und Rekuperieren eingetragen. Die einzelnen Punkte sind: P_L Hebepunkt *lifting point* (Beginn Heben des Fahrpedals), P_B Bremspunkt *braking point* (Beginn des Bremsens). Der Index Q steht für Qualifying, 1 bzw. 2 unterscheidet die beiden Energieziel-Varianten. Bei Variante 2 wird früher mit dem Segeln begonnen und später gebremst. Der Energieaufwand in diesem Sektor ist dabei am geringsten, dafür ist die Laufzeit die größte (repräsentiert durch die Fläche unter der Kurve – je größer, desto schneller; siehe Abschn. 3.3 *Streckensetup*)

Batterie beim Laden so hoch werden, dass das Fahrzeug den Lauf nicht mehr beenden kann. Kürzere Nutzbremsungen sind in dem Fall günstiger. Weiter kann zu Beginn des Rennens noch nicht rekuperiert werden, wenn der Ladezustand der Batterie zu hoch ist und die rückgewonnene Energie nicht aufgenommen werden kann. Mit zunehmender Renndauer wird der Anteil des Segelns zurückgenommen zu Gunsten längerer Rekuperationsphasen. Gegen Rennende hin begrenzt im Allgemeinen wieder die Temperatur der Batterie deren aufzunehmende Energiemenge.

7.2.2 Rennwochenende Race Weekend

Grundsätzlich bietet das Rennwochenende die Gelegenheit die Mess- und Simulationsergebnisse mit der Realität auf der Rennstrecke abzugleichen. Der Renningenieur wird also neben anderen Tätigkeiten laufend die vorhandenen Kinematik- und Simulationsmodelle des Fahrzeugs aktualisieren. Des Weiteren führt er Buch über Änderungen, Fahrerkommentare, Besonderheiten und die im Rennen aufgezeichneten Daten, sofern die Rennserie dies erlaubt.

In manchen Rennserien ist die Anzahl der Reifensätze pro Rennwochenende limitiert. Hier gilt es genau zu überlegen, wann neue Reifen eingesetzt werden. Ein Satz



Abb. 7.3 Bezogene Box

Die Box ist bezogen, das Fahrzeug aufgebaut und getestet. Das Rennen kann beginnen

Reservereifen ist jedenfalls eine feine Sache, wenn ein Fahrer im Training überbremst und die Reifen dadurch unbrauchbar werden.

Beziehen der Box Pit Set up

Die erforderliche Ausrüstung wird in den zugewiesenen Boxenbereich gebracht und die Fahrzeuge aufgebaut bzw. vervollständigt, Abb. 7.3. Nicht selten werden Bauteile, die zu spät vom Fertiger geliefert wurden, erst mit dem Handgepäck eingeflogen. Die Startnummer und weitere (Sponsor-)Aufkleber des Veranstalters werden aufgebracht. Es folgen Funktionstests im Stand (Motor, Schaltung, Bremsen, Kupplung, Lenkung, Elektrik) und das zuvor definierte Setup für das erste Training wird eingestellt.

Technische Abnahme Scrutineering

Ein typisches Rennwochenende beginnt mit der technischen Abnahme der Fahrzeuge. Dabei werden sämtliche vom Reglement vorgegebenen Maße und Gewichte, Schutzeinrichtungen sowie geforderten Funktionen (Hauptschalter, Überlastschalter, Feuerlöscheinrichtungen, Elastizitäten von Flügeln, Schallemission der Abgasanlage usw.) überprüft. Bei einigen Rennserien wird auch basierend auf Trainingszeiten und vorangegangene Rennen ein Startwert für die *Balance of Performance* (BoP, Ausgleich von systembedingten Fahrleistungsunterschieden) von den Rennkommissaren festgelegt. Eine entsprechende Masse muss, meist an der Stelle des Beifahrers, im Cockpit befestigt werden.

Streckenbegehung Course Walk

Ganz zu Beginn des Wochenendes steht auch eine Streckenbegehung mit den Fahrern. Dabei wird die gesamte Strecke im Umfahrungssinn zu Fuß gemeinsam abgeschritten. Hierbei können neben den Flurbezeichnungen Linienwahl, Brems- und Einlenkpunkte, Besonderheiten (Kuppen, Wellen, Neigungen, Kurvenüberhöhungen, Asphaltunterschiede, Schattenstellen ...) und Abstimmungs-Einzelheiten besprochen werden. Durch den leicht zu sehenden Trägheitsbedingt verstärkten Gummiabrieb auf den Wellenkuppen, kann die Wellenlänge der Fahrbahnstruktur abgeschätzt werden. Für Formel-1-Fahrzeuge bereiten dabei Wellenlängen zwischen 8 m bei 200 km/h und 12 m bei 300 km/h die größten Probleme [1].

Trainingslauf Practice

Vor der ersten Trainingsfahrt muss ein Setup festgelegt werden. In der Regel wird das jenes vom Vorjahr sein, es sei denn, es wurde bereits eine Vorabstimmung durch Simulationen und/oder Simulatorfahrten durchgeführt. Wenn die Strecke unbekannt ist, wird man auf das Basissetup des Fahrzeugs zurückgreifen. Der Kraftstofftank wird vollgefüllt bzw. eine best. Menge festgelegt. Die Reifen werden (vor)ausgewählt, soweit dies in der Rennserie erlaubt ist.

Der Renningenieur kümmert sich auch bzw. gerade um den Reifendruck. Dieser repräsentiert die Reifentemperatur, die jedoch wesentlich schwerer und langwieriger (min. 3 Messstellen auf der Lauffläche) zu erfassen ist. Der Zieldruck wird zunächst achs- oder reifenindividuell festgelegt basierend auf den Erfahrungen vom Vorjahr auf dieser Strecke. Im Training werden die Werte überwacht und gegebenenfalls angepasst. Die Breite des Zielbereichs ist sogar bei den voluminösen Formel-1-Reifen³ mit ca. 0,14 bar extrem klein [1]. Im Allgemeinen wird der erste Trainingsabschnitt neben dem Einfahren des Fahrers für das Finden des passenden Reifendrucks und Funktionskontrollen genutzt. Der Streckenbelag ist noch nicht griffig bzw. verschmutzt, daher können keine sinnvollen Aussagen zum Fahrverhalten gemacht werden.

Nach einem Outing (Ausfahrt mit mehreren aufeinanderfolgenden Runden) wird der Wagen inspiziert, Verschleißteile kontrolliert, das Fahrwerk sowie die Flügeleinstellung nachvermessen, der Kraftstofftank geleert und die Restmenge ermittelt. Diese wird mit dem errechneten Verbrauch abgeglichen. So wird der Kraftstoffverbrauch während des Trainings und des Qualifyings ermittelt. Damit lässt sich die für das Rennen benötigte Menge ohne einen unnötig schweren Überschuss festlegen.

Im Verlauf eines Trainings müssen auch neue Reifen und/oder Bremsbeläge-Bremsscheiben eingefahren werden. Wenn diese Teile gebraucht werden (Qualifying, Rennen) ist, es dafür zu spät.

Sollte es Schäden geben – durch Berührungen, Kiesbettausflüge oder gar Kollisionen – so müssen diese unverzüglich behoben werden, damit der Wagen am darauffolgenden Tag einsatzfähig ist. Im schlimmsten Fall muss der vorher zurechtgelegte Notfallplan zur

³Gilt für 13"-Räder (bis 2020 im Einsatz).

Anwendung kommen und verzichtbare (z. B. weil nicht vom Veranstalter geforderte) Teile des Trainings ausgelassen werden.

Im Anschluss erfolgt eine Manöverkritik (*debrief*) mit dem Fahrer bzw. den Fahrern. Das Fahrzeugverhalten wird Punkt für Punkt entlang der Strecke durchgegangen. Die Aussagen des Fahrers sind neben den im Vorfeld gewonnenen Erkenntnissen Grundlage für die Verbesserung des Setups. Die aufgezeichneten Daten helfen dem Ingenieur die Kommentare des Fahrers zu verifizieren bzw. seinen Fahrstil einzuordnen. So werden u. a. Linienwahl, Bremspunkte, Gangwahl und Kurvengeschwindigkeit mit dem Fahrer besprochen. Die wesentlichen Streckenabschnitte (Sektoren) sind jene, wo am meisten Zeit verloren wird und wo das Fahrverhalten zufriedenstellend ist. Wenn zwei Fahrer im Team sich ein Fahrzeug teilen (GT-Sport, Langstrecke) oder zumindest gleiche Fahrzeuge lenken (Formel 1, Formel 3, DTM), ermöglicht das einen Abgleich mit dem grundsätzlich schnelleren Fahrer bzw. mit dem jeweils in einem Sektor schnelleren Fahrer basierend auf den Datenaufzeichnungen. Umgekehrt kann der schnellere Wagen als Vorlage für das Setup des anderen dienen. Dies ist bei großen Teams hilfreich, weil festgestellte Phänomene in einer großen Runde, die sich aus unterschiedlichen Abteilungen zusammensetzen, erörtert werden können. Legendär sind allerdings auch Erzählungen, wonach Fahrer ihren direkten Kontrahenten – den Teamkollegen – mit bewusst falschen Informationen in die Irre führten, z. B. in [6].

Allzu große Setupänderungen sind allerdings während eines Rennwochenendes nicht ratsam. Der Fahrer muss sich jedesmal auf das geänderte Fahrzeugverhalten einstellen und benötigt dafür je nach Veranlagung einige Zeit. Ausprobieren von breitbandigen Abstimmungsvarianten ist Sache der Testfahrten vor der Saison.

Nach einem Training liegt auch ein grober Überblick über die Leistungen der Konkurrenz vor. Natürlich kann der eine oder andere blaffen und absichtlich langsamer gefahren sein, aber das Studium von Sektorzeiten und Fahrzeugeinstellungen kann wertvolle Hinweise für das eigene Fahrzeuge liefern. Es soll jedoch nicht verschwiegen werden, dass auch das Gegenteil der Fall sein kann, nämlich diffuse Verunsicherung.

Qualifikation *Qualifying*

Die schnellste Runde bzw. kürzeste Laufzeit im Training bzw. in einem eigens abgehaltenen Qualifying, wird in zahlreichen Rennserien für die Reihenfolge der Startaufstellung herangezogen. In anderen Rennserien, oder wenn es kein regelkonformes Training gab, wird auf die aktuelle Wertung der Meisterschaft zurückgegriffen. Eine der vordersten Startreihen ist auf Kursen mit schlechten Überholmöglichkeiten jedenfalls die halbe Miete für das Rennen.

Wenn die Rennserie und das Budget es zulässt wird daher das Fahrzeug für die Qualifikation eigens ausgerüstet: Auf jeden Fall wird man neue (eingefahrene!) weiche Reifen montieren. Weiter werden leichtere Komponenten (Bremsscheiben, Bremszangen, Bremsbeläge, Unterbodenplatte, ...) eingebaut, die Flüssigkeitsmengen (Schmierung, Kühlung, Kraftstoff) reduziert, nicht benötigte Sensoren sowie Kameras entfernt und in der Vergangenheit in der Formel 1 sogar ein anderer Motor eingebaut und die Getriebeübersetzungen geändert. Auch wenn das Gewichtslimit vorher bereits erreicht war,

bringen diese Maßnahmen Vorteile: Die erforderlichen Zusatzgewichte werden so platziert, dass die Radlasten ideal verteilt sind und der Gesamtschwerpunkt abgesenkt wird. Die Kühlereintritte und die Bremsluftschächte können verkleinert werden. Motor und Bremsen erreichen rascher Betriebstemperatur und der Luftwiderstand wird kleiner. Ein eigenes Setup wird eingestellt. Schließlich sind „bloß“ einige schnelle Runden gefragt und keinerlei Kompromisse müssen wegen Kraftstoffverbrauch, Reifenverschleiß, Wetterumschwung, Fahrerermüdung usw. eingegangen werden. In der Formel 1 und ähnlichen professionellen Serien legt der Fahrer sogar leichtere Schutzbekleidung inkl. Helm an. Ist der Ablauf des Qualifyings wie in der Formel 1, läuft mit dessen Beginn eine heikle Phase für den Renningenieur an. Die entscheidende Frage für ihn ist: Wann lassen wir unseren Fahrer auf die Strecke? Der Belag soll schnell sein, d. h. andere Fahrzeuge sollen vorher gefahren sein, den Staub entfernt und Gummiabrieb hinterlassen haben. Verkompliziert werden diese Überlegungen durch die Tatsache, dass manche Reifentypen durch das „Aufsammeln“ vorhandenen, fremden Reifenabtriebs höheren Grip aufbauen und andere Typen wiederum das gegenteilige Verhalten zeigen. Der Renningenieur muss also auch schauen, welcher Reifentyp vorher auf der Strecke war. Äußerst ungünstig ist jedenfalls, wenn zu viel Verkehr auf der Strecke herrscht und der eigene Fahrer keine „freie Fahrt“ hat. Die Situation spitzt sich naturgemäß zum Ende des Qualifyings hin zu, weil niemand als erster fahren möchte und zunächst gelassen die Ergebnisse der anderen abwartet. Zum Schluss hin, wenn die Zeit knapp und die Strecke (zumindest der Wahrnehmung nach) schneller wird, will doch noch jeder einmal eine schnelle Runde zeigen.

Nach dem Qualifying muss der Wagen unverzüglich für das Rennen vorbereitet und sämtliche oben beschriebenen Maßnahmen wieder rückgängig gemacht werden. Reifen, Bremsen, Kraftstoffvorrat usw. müssen für die Rennstrecke (bzw. bis zum ersten Boxenstop) inkl. Aufwärmrunde reichen. Die Überlaufbehälter (*catch tanks*) für Schmieröl und Kühlflüssigkeit werden entleert und das Datenaufzeichnungssystem initialisiert. Das Renn-Setup wird eingestellt und die Reifen mit dem ermittelten Kaltfülldruck (bzw. Fülldrücken bei Unterschieden links/rechts, vorn/hinten) versehen. Ist für das Rennen eine geänderte Boxengassenausrüstung erforderlich (z. B. Langstrecke), so muss nun auch diese adaptiert werden.

Rennen *Race*

Die letzten Stunden vor dem Rennen werden für Überprüfungen und letzte Einstellungen zwischen den Warmlaufrunden genutzt. Die Mechaniker üben Boxenstopp. Der Renningenieur hat zwar nicht direkt etwas mit den Abläufen beim Boxenstop zu tun, die Verantwortung für deren Einsätze liegt jedoch bei ihm.

Die Rennstrategie wird nochmals durchgesprochen. Es liegen ja nun wesentlich mehr bzw. genauere Fakten vor: Das Wetter, die eigenen und gegnerischen Leistungen im Training, das Reifenverhalten usw.

Nach dem Aufstellen der Fahrzeuge auf der Startgeraden liegt es am Renningenieur Strafpunkte zu vermeiden, die je nach Rennserie nur allzu leicht in der Phase „errungen“

werden können. Der Startbereich muss zu einer bestimmten Zeit geräumt sein, Tanken oder andere Tätigkeiten am Wagen können verboten sein.

Während des Rennens hält der Renningenieur den Kontakt zum Fahrer über Funk aufrecht: Strafen, Flaggen, Besonderheiten auf der Strecke (Öl, Splitter, . . .), Boxenstopps, aktuelle Position im Rennen, Rückstand/Vorsprung zu Gegner, strategische Empfehlungen („außen bleiben“, „Bremse schonen“, „Fahrer Nr. 1 vorbei lassen“, . . .), motivierende Worte. Das und mehr gibt er dem Fahrer laufend durch. Wichtige Informationen reicht er jedoch auch an Chefmechaniker, Rennstrategen, Tanker und andere Betroffene weiter.

Neben dem Betreiben des Boxenfunks (*team radio, intercom*), notiert er Rundenzeiten sowie Fahrerkommentare, ebenso Unfälle und andere wissenswerte Ereignisse auf der Strecke. Die festgelegte Boxenstoppstrategie muss mit den vorliegenden Umständen (Pacecar-Phase, Wetterumschwung, . . .) aktualisiert und der Aufenthalt in der Box koordiniert werden, mit dem Ziel möglichst wenig Zeit mit dem stehenden Fahrzeug zu verbrauchen.

Zusätzlich zum Funk und als Rückfalllösung setzen Teams auch Anzeigetafeln (*pit information board*) ein, die über die Streckenbegrenzung im Boxenbereich gehalten werden, wenn der eigene Wagen vorbeifährt, Abb. 7.4. Die zu übermittelnden Informationen müssen rasch zu erfassen sein, weshalb Abkürzungszeichen eingesetzt werden. Gängige Kürzel sind: L (*laps remaining* = Anzahl der verbleibende Runden), P (*position* = aktueller Platz im Rennen), + (Zeitvorsprung auf den Folgenden), – (Zeitrückstand gegenüber Vorderen), IN (*come in* = bei der nächsten Gelegenheit muss der Fahrer in die Box kommen). Zusätzlich können dem Fahrer die jüngste Rundenzeit und verklausulierte taktische Befehle mitgeteilt werden. Der Fahrer erblickt z. B. „L10, P3, +3, –2“ und ist im Bilde: 10 Runden liegen noch vor ihm, er liegt an 3. Stelle, wobei er 3 s Vorsprung vor dem Viertplatzierten und 2 s Rückstand hinter dem Zweiten hat.

In den obersten Ligen des Sports ist die Anzahl der Teammitglieder, die sich während eines Rennwochenendes im Streckenbereich aufhalten dürfen limitiert. Teams helfen sich mit einem Raum im Werk (*Operations Room*), der dafür ähnlich wie jener in der Box (*Control Room*) mit Computerarbeitsplätzen und großen Anzeigetafeln an der Wand eingerichtet ist. Beide Räume sind direkt via Datenleitungen miteinander verbunden. Im Operations Room kann eine große Zahl von Personen (ca. 25 bis 30), davon die meisten Ingenieure, das Team an der Rennstrecke unterstützen. Die Position der Fahrzeuge auf der Strecke wird via GPS⁴ ebenso angezeigt wie sämtliche Telemetriedaten der eigenen Fahrzeuge. Es besteht auch Zugang zum Boxenfunk. Kurz: Der einzige Unterschied zur Mannschaft vor Ort besteht in der großen räumlichen Distanz. Die Ingenieure kümmern sich um „ihre“ Komponenten und Systeme wie Reifen, Motor, Bremsen, Radaufhängung usw. indem sie wichtige Daten (Temperaturen, Drücke, Drehzahlen, Kräfte, Spannungen, elektrische Ströme, Kraftstoffverbrauch, . . .) permanent überwachen und im Anlassfall entsprechende Befehle über den Renningenieur an der Strecke zum Fahrer funkten.

⁴Global Positioning System (globales Ortungssystem) – satellitengestütztes Navigationssystem.



Abb. 7.4 Fahrerinformation über eine Anzeigetafel

Diese Art der Informationsübertragung ist einfach und funktioniert auch bei Stromausfall. Dennoch ist Sorgfalt angebracht. Zum einen muss der Fahrer die Schrift sehen können (Größe, Kontrast, Neigung); zum anderen darf der Helfer die Tafel nicht verlieren. Das vorbeirasende Feld erzeugt mitunter erhebliche Luftturbulenzen und kann damit dem Helfer die Tafel aus der Hand reißen. Kräftige Griffe sind in jedem Fall zu empfehlen

Sensoren die Innendruck und -temperatur der Reifen während der Fahrt laufend an den Bordrechner melden, haben sich bewährt. Die aktuellen Werte sind eine wertvolle Information, die das Reifenverhalten und damit das Fahrverhalten des Fahrzeugs bestimmen lassen. Über den Rennverlauf kristallisiert sich die Entwicklung des Reifens heraus und es lassen sich Maßnahmen zur Beeinflussung von Traktion und Haltbarkeit ableiten. Als ideal stellten sich Sensoren heraus, die direkt auf dem Reifeninnerliner anstelle an der üblichen Felgenposition sitzen. Sie zeigen die Temperatur nahe dem Laufstreifen an und liefern annähernd den tatsächlichen Innendruck. Im Raid Rallysport wird so über aktive Reifenbefüllung ein Optimum der Traktion eingeregelt [7].

Bei manchen Teams ist eine Person allein dafür zuständig, den Rennverlauf zu beobachten und laufend Prognosen über den Endstand vorzunehmen. Daraus und aus der Aufzeichnung der gegnerischen Boxenstopps (damit wiederum des Reifenverschleißes und Kraftstoffverbrauchs) werden Strategien für den Zeitpunkt eigener Boxenstopps entwickelt. Manche Teams untermauern diese Überlegungen mit Software-Anwendungen, die z. B. auf der Monte-Carlo-Methode beruhen [6]. Andere beobachten und analysieren die Konkurrenz über die ausgestrahlten Fernsehbilder: Lenkwinkel bzw. Lenkübersetzungen (über Verhältnis Vorderrad- zu Lenkradstellung), Schaltdrehzahlen bzw. -zeitpunkte (über

das Motorgeräusch), Radbewegungen, Flügelstellungen, Auffälligkeiten, ... Formel-1-Teams haben in der Vergangenheit Hubschrauber eingesetzt um gegnerische Fahrzeuge aus der Luft zu filmen und daraus Geschwindigkeitsverläufe über der Strecke zu ermitteln [1]. Das Motorgeräusch der Onboard-Kamera liefert auch die Grundlage, die aktuelle Motordrehzahl zu errechnen. Ein z -Zylinder 4-Takt-Motor zündet z -mal innerhalb von 2 Umdrehungen. Das führt zur Frequenz f des dominierenden Geräusches. Die Motordrehzahl n folgt daraus zu:

$$n = 120 \frac{f}{z}$$

n Motordrehzahl, min^{-1}

f Frequenz des dominierenden Motorgeräusches, Hz

z Anzahl der Zylinder, -

Mit der Motordrehzahl und der Geschwindigkeit an dem Streckenabschnitt (durch Lichtschrankenmessungen, aus GPS-Daten, durch Nutzen von Radarsensoren im Bug des eigenen Fahrzeugs beim Nachfahren des Gegners, ...) kann nun auch die Getriebeübersetzung ermittelt werden. Die Übersetzungen der übrigen Gänge werden aus dem Drehzahlsprung beim Schalten errechnet. Damit sind die wesentlichen Größen bekannt und es lässt sich über den Motordrehzahlverlauf der Geschwindigkeitsverlauf über der Strecke eruieren.

Auch der Boxenfunk der gegnerischen Teams wird abgehört. So ist man über deren Probleme ebenso im Bilde und kann womöglich das Auftreten desselben Fehlers am eigenen Fahrzeug rechtzeitig verhindern.

Der Renningenieur stoppt die Rundenzeiten des eigenen Wagens von Hand. So kann auch einfach ermittelt werden, wann der Wagen wieder auf der Start-Ziel-Geraden erwartet wird. Falls er länger als gewöhnlich braucht, könnte ein Unfall oder ein Defekt der Grund sein. Des Weiteren werden die Runden gezählt, die der eigene Wagen fährt.

Der Renningenieur ist aber auch mentaler Coach des Rennfahrers, der schließlich als (gewöhnlich) Nicht-Techniker mit mündlichen Aussagen wesentlich mehr anfangen kann, als mit nüchternen Zahlen und Diagrammen. Spitze Zungen behaupten sogar, der Renningenieur wird in den obersten Ligen des Rennsports zum Babysitter des Fahrers. Die Kunst besteht letztlich ja nicht darin, ein absolut schnelles Setup einzustellen, sondern ein solches, mit dem der Fahrer Vertrauen in den Wagen hat und sich wohl fühlt. Somit wird der Renningenieur auch zum Bindeglied zwischen Fahrer und dem Fahrzeugdynamik-Team, also jener Gruppe, die durch Simulationen und Messwert-Analysen Empfehlungen zur Steigerung der Fahrleistungen abgibt. Der Fahrer muss zumindest das Gefühl haben, dass seine Wünsche gehört und berücksichtigt werden.

Nach dem Rennen erfolgt eine abschließende technische Abnahme, die mitunter in heftigen Diskussionen des Renningenieurs mit den Offiziellen endet, weil es darum geht die Legalität des Wagens zu beweisen. Im schlimmsten Fall hat der eigene Wagen zwar als erster die Ziellinie überquert, wird aber wegen einer formellen Regelverletzung (Mindest-

masse unterschritten, falscher Kraftstoff, Flügel zu elastisch, Motor zu laut, Unterbodenbrett zu stark verschlissen, . . .) disqualifiziert. Sobald der Wagen aus dem Parc fermé (abgegrenzter Bereich, in dem die Fahrzeuge bis zum Ablauf der Protestfrist unter Aufsicht des Veranstalters verbleiben) zurück ist, werden entscheidende Einstellungswerte nachgemessen – das liefert die Gewissheit, mit welcher Einstellung der Wagen tatsächlich unterwegs war – und die Restkraftstoffmenge im Tank ermittelt. Der Verschleiß von Bremsen und Reifen wird ebenso festgehalten wie der Verbrauch von Schmieröl in Motor und Getriebe. Sollten Leckagen oder Schäden aufgetreten sein bzw. Teile bei Kollisionen zerstört worden sein, muss das Werk verständigt bzw. Ersatzteile bestellt werden, damit der Wagen vor dem nächsten Bewerb wieder einsatzfähig ist.

Der Renningenieur interviewt den Fahrer, sobald er diesen unter vier Augen in einem abgeschotteten Bereich in der Box oder im Fahrerlager sprechen kann. Wie bereits nach den Trainingsfahrten werden Streckenabschnitte und Fahrzeugbereiche systematisch durchgegangen und so Fahrerwahrnehmungen mit den aufgezeichneten Messdaten abgeglichen. Der Fahrer unterstützt damit den Ingenieur beim gezielten Herauszoomen von interessanten Details aus der Wust der bunten gezackten Linien, als die sich typische Messschriebe des Datenaufzeichnungssystems am Bildschirm darstellen.

7.2.3 Nach (zwischen) den Bewerben *After (between) Races*

Unabhängig davon, ob es was zu feiern oder ärgern gab, folgt nach dem Rennen eine Nachbesprechung im Team, bei der die entscheidenden Erkenntnisse geteilt und analysiert werden. Auch wenn es auf den ersten Blick paradox erscheinen mag: Die Besprechungen der Siegerteams dauern in der Regel länger als der übrigen Teilnehmer! Wie raten doch die Weisen in der Rennwelt: *Know why you win, and know why you lose*⁵ [8].

Der Renningenieur führt die Analyse der im Training und/oder im Rennen gesammelten Daten durch (vgl. Kap. 2, 3 und 4) mit dem Ziel Fahrzeug und Fahrer weiter zu verbessern. Aufzeichnen von Daten allein bedeutet bloß zeitlichen und finanziellen Aufwand – es muss also ein Vorteil für das Team daraus gezogen werden. Ein weiteres Ziel ist, die Korrelation zwischen Simulation und Messung zu erhöhen. Weder Messwerte noch Simulationsergebnisse sind fehlerfrei. Daher wird der zeitliche Verlauf sämtlicher Größen – wie etwa Fahrzeuggeschwindigkeit, Längs- und Querbeschleunigungen, Drehzahl, Reibbeiwerte in Umfangs- und Lateralrichtung, Motorleistung, Leistung von ERS⁶ usw. – verglichen. Auftretende Abweichungen werden zunächst analysiert (Kalibrierfehler, Messwertrauschen, Modellgenauigkeit, Modellunzulänglichkeit, . . .?) und in Folge wird versucht, durch Anpassen von Parametern im Simulationsmodell und über Korrektur-

⁵Sei dir bewusst, warum du gewinnst, und sei dir bewusst, warum du verlierst.

⁶Energy Recovery System – Energierückgewinnungssysteme, vgl. Handbuchreihe Rennwagentechnik, Bd. 3 Antrieb, Kap. 3 *Hybridantriebe*.

faktoren die Unterschiede zu beseitigen oder wenigstens zu verringern. Je genauer ein Simulationsmodell das Verhalten eines Fahrzeugs abbilden kann, desto weniger muss auf der realen Strecke getestet werden. Bei einigen Rennserien wie z. B. in der Formel 1 ist die Testzeit durch die FIA limitiert. Dadurch steigt die Wichtigkeit von Simulationen enorm an. Mit einem verlässlichen Fahrzeugmodell können zahlreiche Setup-Varianten im Vorfeld eines Rennens allein durch Simulation ausprobiert werden. Das spart nicht nur Testzeit auf der realen Strecke, sondern reduziert auch die Anzahl der zu fahrenden aussichtsreichen Varianten und erhöht somit die Trefferquote für ein erfolgversprechendes Setup.

Es werden aber auch die Gegner analysiert, so gut es eben geht. Die Geschwindigkeitsschriebe werden aus Audiodaten, die in der Formel 1 ein externer Dienstleister anbietet, und aus eigenen GPS-Daten erzeugt. In weiterer Folge können die Unterschiede in den Motorleistungen abgeschätzt werden. So werden auch gegnerische Fahrzeuge in die Simulation mit einbezogen, was deren Realitätsnähe weiter erhöht.

Literatur

1. Wright, P.: Formula 1 Technology, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2001)
2. Bennett, N.: Inspired to Design. F1 Cars, Indycars & Racing Tyres: The Autobiography of Nigel Bennett. Veloce Publishing, Poundbury (2013)
3. Mergen, H.A.: We have the technology, in CUP Race Technology, Bd. 2, Heft 2010/2011, S. 21–21. High Power Media (2011)
4. Wright, P.: Ferrari Formula 1. Under the Skin of the Championship-Winning F1-2000, 1. Aufl. David Bull Publishing, Phoenix (2003)
5. Fritzsche, K., Strecker, F., Huneke, M.: Simulationsbasierter Entwicklungsprozess für Rennsport und Serie. ATZ **9**, 70–75 (2017)
6. Newey, A.: How to Build a Car. HarperCollins Publishers, London (2017)
7. Kunzmann, S.: Elektronische Reifendrucküberwachung mittels batterieloser Transpondertechnologie. In: Krappel, A. (Hrsg.) Rennsport und Serie – Gemeinsamkeiten und gegenseitige Beeinflussung, S. 183–197. expert, Renningen (2003)
8. Glimmerveen, J.H.: Hands-On Race Car Engineer, 1. Aufl. SAE International, Warrendale (2004)

Vergleich Serie – Rennsport *Comparison Stock – Racing*

8



Vergleiche zwischen Serien- und Rennfahrzeugen ziehen sich zwar zur Erhöhung der Anschaulichkeit durch das gesamte Buch, hier sollen aber Gemeinsamkeiten und Unterschiede zusammenfassend kompakt direkt gegenüber gestellt werden. Das sagt über beide Branchen, ihre Arbeitsweisen und Produkte auf wenigen Seiten viel aus.

8.1 Einleitung *Introduction*

Entwicklungen im Motorsport gingen seit jeher wesentlich schneller ihren Weg von der Idee zur Umsetzung als bei Serienentwicklungen. Das ist auch verständlich. Ist eine Idee einmal geboren, muss sie möglichst rasch in einen Vorteil auf der Rennstrecke umgemünzt werden, sonst erledigt dies womöglich die Opposition. Die Ergebnisse der Entwicklungen können verallgemeinernd beschrieben werden als Leistungssteigerung, Effizienzerhöhung, Gewichtsreduktion, Zuverlässigkeitsssteigerung und Vereinfachung in der Handhabung. Also allesamt Errungenschaften, die auch bei Serienfahrzeugen durchaus willkommen

sind. So stammen auch zahlreiche Innovationen moderner Pkw aus dem Rennsport. Die Entwicklungsergebnisse flossen aus dem Sport in die Serienfahrzeuge ein (Scheibenbremse, Vierventilmotoren, Direkteinspritzung, Leichtmetallräder, Doppelkupplungsgetriebe, Verbundwerkstoffe, ...). Inzwischen haben sich die Rollen jedoch teilweise geändert. Mittlerweile dient die Rennstrecke den Entwicklungsabteilungen großer Unternehmen als unbürokratisches Testlabor für die Vorentwicklung. So z. B. wenn es um die Praxiserprobung von neuen Werkstoffen oder extremen Auslegungen von Bauteilen geht. Und wenn die Entwicklung erfolgreich verläuft, wird das auch noch gebührend vermarktet. So gesehen, hat sich aus der Sicht der Pkw-Hersteller gar nichts geändert: Rennerfolge bringen Verkaufserfolge.

8.2 Entwicklungsablauf *Development Process*

Die Konstruktion und Bau eines F1-Wagens nehmen etwa 5 Monate in Anspruch. Je nach Team sind dabei um 300 Ingenieure beschäftigt. An einem Serien-Pkw arbeiten Tausende etwa 4 bis 5 Jahre. Das mag auf den ersten Blick erstaunlich anmuten. Tatsächlich gibt es aber wesentliche Unterschiede in den Zielen. Der Rennwagen muss dem Reglement genügen und rechtzeitig – zum Beginn der Saison – fertig sein. Ein Pkw hat zwar genauso einen Fertigstellungstermin. Dieser ist jedoch selbst gesetzt und kann (und wird auch) bei Bedarf verschoben werden. Rund 15.000 Einzelforderungen stehen im Pflichtenheft eines Pkw, die nicht nur erfüllt werden müssen, sondern vom Gesetzgeber oder vom Hersteller selbst penibel überprüft werden. Ein großer Teil der Entwicklungszeit wird für die Optimierung der Produktion in hoher Qualität trotz großer Stückzahl aufgewandt. Nur so kann ein erschwinglicher Kaufpreis sichergestellt werden.

Das Wettbewerbsfahrzeug hat EIN übergeordnetes Ziel, nämlich der Konkurrenz überlegen zu sein und Rennen zu gewinnen. Pkw sollen in großer Zahl Käufer finden, damit sich die immensen Investitionen lohnen. Sie müssen somit den Bedürfnissen des Marktes angepasst sein und den (zukünftigen) Publikumsgeschmack treffen.

Einen direkten, belastbaren Vergleich zwischen Serien- und Motorsportentwicklung bieten Unternehmen, die beides durchführen. Als Beispiel möge der zeitliche Ablauf der Motorenentwicklung für die Serienfahrzeuge und die Formel-1-Wagen von Ferrari dienen, Abb. 8.1. Während in der Serie ein Motor in 42 Monaten vom Konzept zum produzierbaren Aggregat reift, durchlebt die Rennsportabteilung drei volle Rennsaisonen. Sie konstruiert, baut und entwickelt nicht nur neue Motoren für jede Saison, sondert verbessert diese noch ständig während der Saison um mit den Gegnern Schritt zu halten oder diese im Idealfall zu übertrumpfen.

Wenn auch daher die Abläufe der Entwicklungen unterschiedlich sind, ein Umstand ist (mittlerweile) gleich: Die Konstruktion der Fahrzeuge erfolgt von außen nach innen. Die Designabteilung gibt basierend auf Marktanalysen, Trendforschungsergebnissen, strategischen Produktvorgaben usw. Größe, äußere Form und Aussehen des neuen Wagens vor. Aufgabe der Konstruktion ist es nun, sämtliche erforderlichen und gewünschten Baugruppen und Komponenten darin unterzubringen. Bei Rennfahrzeugen läuft dies insofern genau gleich ab, als dass die Aerodynamikabteilung die Gestalt und damit die gewünschte

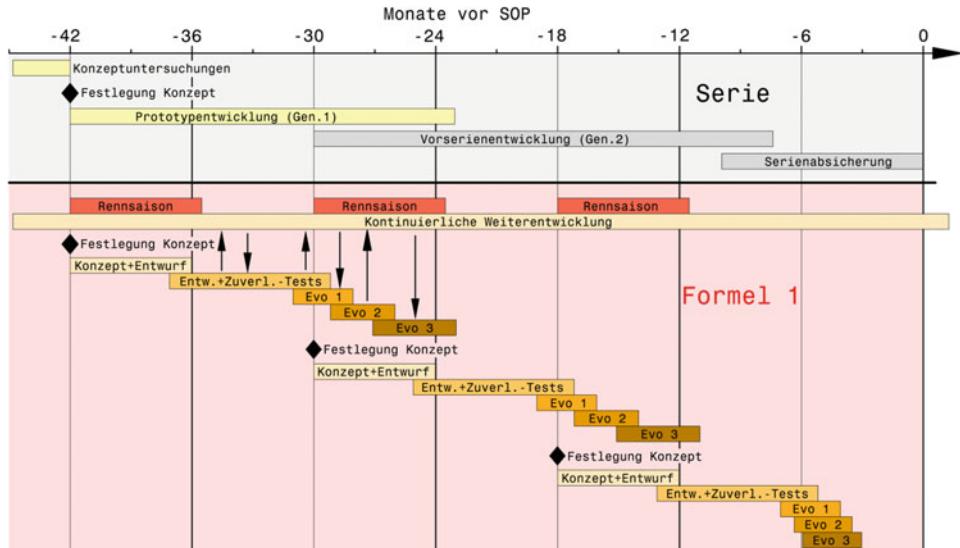


Abb. 8.1 Vergleich der Ablaufpläne der Motorenentwicklung von Ferrari, nach [1]
Zeitlicher Ablauf der Motorenentwicklung in der Serie (oben) und des Formel-1-Teams (unten). Ausgangspunkt ist der Produktionsstart (Start of Production – SOP) des Serienaggregats
Abkürzungen: Gen.1: Generation 1, Entw.+Zuverl.-Tests: Entwicklung und Zuverlässigkeitstests, Evo 1: Evolutionsstufe 1

Luft-Um- und -durchströmung des Wagens basierend auf CFD-Berechnungen¹ und Windkanal-Modellvoruntersuchungen vorgibt und alle anderen Entwicklungseinheiten müssen sich diesen Vorgaben unterordnen.

Oft wird die Frage im Zuge einer Debatte um das Profitieren eines Rennsportengagements gestellt, welche Teile oder Baugruppen von einem Renn- in ein Serienfahrzeug eingeflossen sind. Dabei muss es sich bei der Antwort darauf nicht um Bauteile handeln. Es werden auch Entwicklungswerkzeuge und Versuchsmethoden vorteilhaft übernommen wie etwa in [2] berichtet wird.

8.3 Entwicklungsziele Development Goals

Wesentliche Unterschiede finden sich wie erwähnt bei den Entwicklungszielen. Ziele werden von den Anforderungen abgeleitet. Beim Pkw stammen diese hauptsächlich vom Gesetzgeber (teilweise widersprüchlich aus unterschiedlichen Staaten), vom Management, von der Produktplanung und vom Kundendienst.

¹Computational Fluid Dynamics. Numerische Strömungssimulationen an einem 2D- oder 3D-Computermodell.

Der Gesetzgeber limitiert Emissionen (Abgas, Verdunstungen, Lärm), legt Maximalabmessungen und Maximalmassen fest, gibt Sicherheitsstandards zur Unfallvermeidung sowie Unfallfolgenminderung vor, schränkt die Verwendung gesundheitlich bedenklicher Stoffe ein, reguliert die eindeutige Kennzeichnung von Teilen sowie Fahrzeugen und kümmert sich um ein geordnetes, ressourcenschonendes Vorgehen am Ende der Lebensdauer des Pkw.

Das Management positioniert den Wagen für bestimmte Märkte mit bestimmten Attributen und geplanten Absatzzahlen. Darauf hinaus werden kostensenkende Synergien mit anderen im Unternehmen vorhandenen Modellen und die Verwendung bestimmter Fertigungseinrichtungen gefordert. Eine Ziel-Lebensdauer muss trotz schwer vorhersehbarer Einsatzbedingungen (Sommer/Winter, Regen/Schnee, Kurzstrecke, Schlechtweg, Autobahn, überladen, garagengepflegt, Fahrstil, ...) für Berechnung und Erprobung festgelegt werden.

Die Produktplanung wirkt als die Stimme des Endkunden und verlangt Ergonomie, Komfort, praktische Zusatzfunktionen, die Berücksichtigung zukünftiger gesetzlicher bzw. gesellschaftlicher Trends und will das neue Modell gegenüber dem Vorgänger subtil abheben.

Der Kundendienst denkt an Inspektion, Wartung und Instandsetzung von sämtlichen Baugruppen und Komponenten. Er lehnt exotische Werk- und Betriebsstoffe ebenso ab, wie das Einführen von neuen Sonderwerkzeugen.

Rennfahrzeuge müssen einzig den Regularien der maßgebenden Sportbehörde und den Vorgaben des Managements genügen. In Einzelfällen wird auch der Hauptsponsor bzw. Käufer seine Forderungen und Wünsche deponieren. Die Werkstoffwahl wird nur vom Reglement und von der zeitlichen Verfügbarkeit beschränkt.

Allgemein lässt sich feststellen, dass Ziele und Methoden von Serien- und Rennsport-Entwicklungen einander annähern, wenn die geplante Fertigungsstückzahl und der Benutzungszeitraum von Rennfahrzeugen zunehmen. Ein gutes Beispiel hierfür sind Formel-3-Wagen. Die Fahrzeuge werden zwar für eine bestimmte Serie, aber für unbekannte Kunden konstruiert und für mindestens 3 Jahre gebaut. Kundengeschmack, Kosten und Ersatzteilversorgung werden so bedeutende Themen bei der Konzeptionierung.

8.4 Forschung und Entwicklung (F&E) *Research and Development (R&D)*

Kontinuierliche Weiterentwicklungen sind – wenn auch nicht aus den gleichen Gründen – bei beiden betrachteten Lagern erforderlich. Die dafür notwendigen finanziellen Mittel müssen erwirtschaftet werden. 25 % des Umsatzes eines Rennteams fließen in F&E-Aufwendungen zurück. Die Automobilindustrie zweigt dafür nur 6 % ab [3]. Ein Rennfahrzeug wird in dem Sinn auch nie fertig, sondern unterliegt ständigen Verbesserungen, die durch eigene Forschungen oder von den gegnerischen Lösungen „inspirierten“ Ideen genährt werden. Im Vergleich zur Autoindustrie ist ein Wettbewerbsfahrzeug ein Dauerprototyp.

Mit dem Veröffentlichen von Forschungsergebnissen oder wesentlichen Erkenntnissen geht man im Rennsport traditionell äußerst knausig um. Man versucht sogar im Gegenteil gefundene Lösungen möglichst lange geheim zu halten. Versprechen sie doch einen

Vorteil gegenüber den Gegnern im Rennen. Nicht selten haben tatsächlich ausgeklügelte Innovationen ganze Weltmeisterschaften entschieden. Beispielsweise war Lotus der glückliche Entdecker der Flügelautos mit Nutzung des Bodeneffekts. Williams entwickelte eine aktive Radaufhängung, die die aerodynamischen Effekte noch umfassender wirken ließen. McLaren profitierte vom Monocoque aus Faserverbundwerkstoff. Ferrari dominierte Rennen mit einem halb automatischen Getriebe. Renault führten nicht zuletzt Schwingungstilger (*mass damper*) an beiden Achsen zum Titel. Der Doppeldiffusor war die gefinkelte Ausnutzung eines Schlupfloches im Reglement, die Brawn GP zu Lorbeeren verhalf. Und damit sind erst einige Fälle chronologisch aufgezählt.

Die Geschichte bietet aber auch umgekehrte Fälle, also solche, bei denen ein Team eine fremde Innovationen erfolgreich nutzen konnte. Als wohl berühmtestes Beispiel kommt der Abgasturbolader in den Sinn, den zwar Renault einführte und jahrelang entwickelte, aber letztlich waren es Honda-Motoren, die aufgeladen mehrfache WM-Titel einfuhren.

Die Angst, dass eigene Ideen von anderen schneller oder gar erfolgreicher umgesetzt werden können, ist also nicht unberechtigt. Geheimhaltung, Schutz vor Industriespionage und Abschottung der Entwicklungsabteilungen sind wichtige strategische Maßnahmen, die den Alltag der Betroffenen prägen. Da gibt es keine großen Unterschiede bei Denkweisen, Vorschriften, Verträgen und Lieferbedingungen zwischen Rennsport- und Serienentwicklung. Die Ziele sind ja auch im Grunde dieselben: Niemand soll von bahnbrechenden Schöpfungen etwas erfahren, bevor diese ins Rennen gehen oder im neuen Modell angeboten werden, schon gar nicht die direkten Gegner bzw. die Konkurrenz.

Diese allgegenwärtige Angst treibt mitunter seltsame Blüten und erschwert die Zusammenarbeit mit Entwicklungsdienstleistern, Zulieferern und externen Fertigern. Vor allem der Wechsel von Fahrern und Mitarbeitern wird mit großem Argwohn behandelt. Gelöst wird dies unter anderem so, dass der einzelne nur Zugang zu sehr speziellem Wissen erhält und das große Ganze nicht überblickt. Vorbei sind die Zeiten als eine Handvoll Ingenieure einen kompletten Wagen samt Motor konstruiert und entwickelt hat. Die fünfköpfige Technikergruppe der Formel-1-Teams der 1980er-Jahre ist heute angewachsen auf über 200 Ingenieure. Der Entwickler der Bremszange hat keine Ahnung, was seine Kollegen beim Verbessern der Lenkung beschäftigt. Und Fahrer werden ohnedies nicht in die „unter der Haube“ liegenden technischen Details eingeweiht. Wozu denn auch? Sie müssen wissen, welcher Schalter welche Funktion aktiviert, und sich im Wortsinn auf die Strecke konzentrieren.

Einen großen Nachteil in dem Zusammenhang müssen Renntteams in Kauf nehmen. Genauso wie Erfolge publikumswirksam zelebriert werden können, bleiben der Öffentlichkeit auch Misserfolge nicht verborgen. Manche Fehlentwicklung von Pkw-Herstellern hat die Presse aus gutem Grund jedoch nie gesehen.

8.5 Kosten Costs

Wenn auch die Kosten bei Pkw ganz oben in der Prioritätenliste zu finden sind, heißt das nicht, dass sie im Motorsport keine Rolle spielen. Im Gegenteil: In zahlreichen Rennserien wurden die Kosten im Laufe des „Wettrüstens“ der Teilnehmer ein unüberwindbares

finanzielles Problem und führten zum Ende dieser Veranstaltungsreihe. Vor diesem Phänomen sind auch die obersten Ligen im Motorsport keineswegs gefeit. Reglementsreiber blicken daher aus gutem Grund beim regelmäßigen Anpassen des Regelbuches auch auf die Kostenseite. Besonders kostengetriebene Rennserien sind beispielsweise GT3 und GT4. Von GT3-Fahrzeugen wird erwartet, dass sie etwa 6000 km im Renneinsatz ohne Teiletausch unterwegs sein können. In der GT4 liegt dieser Wert sogar bei 10.000 km oder ein Jahr. Serienfahrzeuge fahren in 10 bis 15 Jahren rund 250.000 km (einige Verschleißteile wie Reifen, Bremsbeläge, Bremsscheiben, Abgasanlagen, Zahnriemen usw. werden dabei natürlich ausgetauscht).

Kosten werden aber auch im professionellen Rennsport durch steigende Ansprüche, aufwändiger Entwicklung und Internationalisierung der Serie zu einem Problem. Die Geschichte zeugt von einigen prominenten Beispielen wo genau eine solche Entwicklung Reglementänderungen erzwungen oder gar das Ende der Serie bedeutet hat.

Die Ansprüche der Kunden steigen. Was gestern noch eine Sensation in der Oberklasse war, wird heute im Kleinwagensegment stillschweigend erwartet. Die Pkw müssen wartungsarm bei großen Serviceintervallen sein. Lange vorbei sind die Zeiten als nach 5000 km das Ventilspiel eingestellt werden musste oder im Winter einer Kühlermaske mit klappbaren Elementen dazu diente, den Kühlluftteintritt teilweise abzuschotten, damit die Motoren (schneller) warm wurden. Selbst Reifenpannen werden kaum akzeptiert und der Durchschnittskunde will zumindest ohne sich die Hände schmutzig zu machen bis zur nächsten Werkstätte fahren können. Sensoren die den Innendruck der Reifen während der Fahrt laufend an den Bordrechner melden können, haben sich dabei sowohl in der Serie als auch im Rennsport bewährt. Freilich war für einen flächendeckenden Einsatz beim Pkw der Druck des Gesetzgebers erforderlich. Für den Renningenieur sind die aktuellen Werte von Reifendruck und -temperatur eine wertvolle Information, die das Reifenverhalten und damit das Fahrverhalten des Fahrzeugs bestimmen lassen. Über den Rennverlauf kristallisiert sich die Entwicklung der Reifen heraus und es lassen sich Maßnahmen zur Beeinflussung von Traktion und Haltbarkeit ableiten. Als ideal stellten sich Sensoren heraus, die direkt auf dem Reifeninnerliner anstelle an der üblichen Felgenposition sitzen. Sie zeigen die Temperatur nahe dem Laufstreifen an und liefern annähernd den tatsächlichen Innendruck. Die Werte der Druckaufnehmer auf der Felge müssen mit deren Temperatur kompensiert werden. Weil die Temperatur der Felge beim kräftigen Bremsen deutlich rascher ansteigt als die der Luft im Reifen, kommt es mitunter zu Überkompensation und in Folge zu nervenden Fehlalarmen, indem der isochorenkompensierte Kaltdruck unter die Warnschwelle fällt [4].

Im Serienfahrzeugbau wird aus Kosten- und Logistikgründen angestrebt, dass die (Ersatz)teile für unterschiedliche Ausführungen einer Type gleich sind. Das kann dazu führen, dass die Teile für die stärkste Variante unter- und für die schwächste Variante überdimensioniert sind. Ein ähnliches Dilemma kennen Rallye-Teams, die es gewohnt sind, bei den Bewerben (unter den widrigsten Bedingungen) die Fahrzeuge zu warten und auch nach Schäden wieder flott zu kriegen. Je weniger Teile mitgenommen werden müssen, desto besser. Als konkretes Beispiel seien die Radträger genannt. Sie sind so

gestaltet, dass eine Ausführung bei allen vier Rädern verbaut werden kann. Ähnliches gilt für Sonderwerkzeuge. Das ist übrigens auch ein Wunsch, der vom Kundendienst an die Serienkonstrukteure herangetragen wird. Das Einstellen und Montieren von Ersatzteilen soll ohne Spezialwerkzeuge erfolgen können. Bei der Serienmontage im Werk nehmen Roboter viele Arbeitsschritte vor und entsprechend zugänglich müssen Montageorte und entsprechend eindeutig müssen Montageteile gestaltet sein. Hier unterscheiden sich Rennsportkonstruktionen. Die gewünschte kompromisslose Funktionserfüllung geht vor. Die Montage erfolgt in jedem Fall von Hand. Zusammenarbeitende Teile – wie Lagerzapfen und Lagerschalen, Kolben und Buchsen, kämmende Zahnräder, Axialscheiben und Gehäuse, Dichtungsinnen- und Kanalinnenkontur – werden zuvor vermessen, klassiert und penibel gepaart. Dabei werden nicht nur Maßtoleranzen, sondern auch Masse- und Oberflächentoleranzen berücksichtigt. In der Formel 1 werden sogar Schrauben mit auf die Längung² abgestimmter Gewindesteigung eingesetzt.

8.6 Umweltschutz Environment Protection

Gerade in einem Bereich, der von vielen Seiten als Hauptargument gegen Motorsport ins Treffen geführt wird, hat sich in den letzten Jahrzehnten Grundsätzliches geändert. Dank Umweltmanagement gilt Motorsport ebenso wie die Umwelttechnik als Schrittmacher für den technischen Fortschritt. Dies trifft insbesondere auf elementare Bereiche zu wie Energieeffizienz, Schadstoffvermeidung, Werkstoffauswahl und Handhabung von Gefahrenstoffen [5]. Basierend auf dem ADAC Umweltplan 2000+ werden in 4 zentralen Handlungsfelder Umweltstrategien erfolgreich umgesetzt: Organisation, Technik, Infrastruktur sowie Forschung und Wissenschaft [5]. Zu dem hier interessierenden Bereich „Technik“ lassen sich Leichtbau, Reifentechnologie, Insassenschutz, alternative Antriebe, Effizienzsteigerung und Verschleißminimierung aufzählen [5]. „Green Racing“ oder „Clean Racing“ heißen die Schlagworte unter denen Hersteller, Teams und Sponsoren sichtbar (und hoffentlich bahnbrechend) nachhaltigen Rennsport betreiben.

Bei Serienfahrzeugen hat sich der Umweltschutzgedanke schon viel früher aufgedrängt. Mit der Massenmotorisierung Mitte des vorigen Jahrhunderts sind Fahrzeuge nicht nur für jedermann erschwinglich sondern durch die große Anzahl eben auch zur Belastung geworden. Verkehrsregeln mussten aufgestellt werden, Verkehrsleiteinrichtungen wurden erforderlich und letzten Endes mussten Abgas- und Lärmemissionen eingeschränkt werden. Das betrifft allerdings nicht nur den Betrieb der Fahrzeuge selbst, sondern auch deren Herstellung und Entsorgung. Bei Rennfahrzeugen stehen Abgase (noch) nicht im Fokus der Reglementscreiber. Und das aus gutem Grund. Die Größenordnungen der Auswirkungen im Vergleich zu Serienfahrzeugen sind völlig verschieden: Bei Großveranstaltungen des

²Bei üblichen Schraubenverbindungen trägt durch die Dehnung des Bolzens und Toleranzen von Bolzen- sowie Muttergewinde beim Vorspannen im Allgemeinen der erste Gewindegang ca. 25 bis 35 % der Last.

DMSB³ gehen rund 95 % der insgesamt zurückgelegten Fahrzeugkilometer auf das Konto der an- und abreisenden Zuschauer, die damit rund 93 % der CO₂-Emissionen beisteuern [5]. Noch deutlicher führt die Auswirkung von Millionen Fahrzeugen gegenüber einigen Hundert folgende Abschätzung vor Augen. Der gesamte Kraftstoffverbrauch im deutschen Motorsport beträgt weniger als 3 % der Verdunstungsverluste beim Parken und Tanken des Pkw-Straßenverkehrs [5]. Dem sei noch hinzugefügt, dass die Gesamtfahrzeugverdunstungsemision von Fahrzeugen mit Ottomotor im Stillstand gesetzlich reglementiert ist und im sogenannten SHED⁴-Test überprüft wird. Nach der US-amerikanischen Typisierungsvorschrift wird zudem auch noch die Kohlenwasserstoffemission beim Betankungsvorgang⁵ limitiert und überwacht.

Die CO₂-Emission hängt direkt (und linear) mit dem Kraftstoffverbrauch bei kohlenwasserstoffhaltigem Kraftstoff zusammen. Eine gesetzliche Beschränkung des Kraftstoffverbrauchs von Serien-Fahrzeugen und damit des klimaschädlichen CO₂-Ausstoßes macht somit Sinn. Bei Rennfahrzeugen hat eine andere Überlegung die Teams selbst darauf gebracht, möglichst sparsam mit dem flüssigen Energiespeicher umzugehen. Je weniger Kraftstoff ein Wagen für die angepeilte Distanz benötigt, desto kleiner und leichter kann der Kraftstofftank ausfallen. Dadurch weist der Wagen geringere Fahrwiderstände (Masse, Querschnittsfläche) auf und profitiert durch höhere Fahrleistungen und größere Reichweite. Höherer Wirkungsgrad bedeutet im direkten Umkehrschluss geringere Verluste. Diese machen sich bemerkbar durch Bedarf an Wärmeabfuhr und Verschleiß. Gesteigerte Effizienz lohnt unmittelbar durch kleinere Wärmetauscher sowie geschrumpfte Kühlluftkanäle und weniger Kühlmittelbedarf, was wiederum den Luftwiderstand verringert und die Masse reduziert hilft. Verringelter Verschleiß senkt den Bedarf an Schmieröl und an dessen Volumen, dass die Abriebpartikel durch spezielle Additive (Detergentien und Dispersanten) neutralisieren bzw. in Schwebefestigkeit halten muss. Außerdem kann das Bauteil mit der verschleißenden Oberfläche dünner ausgeführt werden. Es muss ja nun nicht mehr so viel Verschleißvolumen vorgehalten werden, damit die Resttragfähigkeit der betroffenen Bauteilwand groß genug bleibt.

8.7 Technik *Technology*

8.7.1 Rahmen und Karosserie *Frame and Body*

Schon früh in der Entwicklungsgeschichte haben sich die Wege von Serien- und Rennfahrzeugen bei der Rahmenkonstruktion getrennt. Ein Pkw soll Fahrgäste und Gepäck aufnehmen, diese vor Wind und Wetter schützen ... Ein Rennfahrzeug ist überspitzt formuliert ein Motor auf Rädern, der von einer Person, in Ausnahmefällen zwei Personen,

³Deutscher Motorsport Bund e. V., für den Motorsport in Deutschland zuständiger Dachverband. Übt die nationale Sporthoheit für den Automobil- und Motorradsport aus.

⁴Sealed Housing for Evaporative Determination: Gasdichter Raum für Verdunstungsbestimmung.

⁵ORVR: On-Board Refuelling Vapour Recovery, Gasrückführsystem beim Tanken.

an Bord manövriert werden kann. War anfangs der Leiterrahmen Standard bei sämtlichen Fahrzeugen, wurde dieser bei Rennwagen durch Gitterrohrrahmen, Kastenrahmen und letztlich räumliche Schalenstrukturen aus Faserverbundwerkstoff abgelöst. Beim Pkw finden sich diese Lösungen nur in kleinsten Stückzahlen bei Sportwagen, also eine Vorstufe zum reinrassigen, zweckorientierten Rennwagen. Durchgesetzt hat sich für Pkw die selbstragende Stahlkarosserie. Genaugenommen auch eine Schalenstruktur. Auch bei augenscheinlich seriennahen Fahrzeugen wie Rallye und Tourenwagen (DTM, NASCAR) ist das nicht anders. Sie haben zwar eine ähnliche Gestalt, was für den Wiedererkennungswert entscheidend ist, aber unter der Außenhaut steckt eine zum Teil völlig andere Technik. Naturgemäß ist der Unterschied zwischen dem Straßenfahrzeug und seinem Pendant auf der Rennstrecke bei GT3- und GT4-Fahrzeugen wesentlich geringer. Wie so oft ist das Ausmaß der Spezialisierung zum Rennfahrzeug ja eine Frage des Geldes. Je kostengünstiger eine Rennserie für die Teilnehmer ausfallen soll, desto geringer darf der Umfang der erlaubten bzw. vorgenommenen Umbauten sein. Hier kommt die wichtige Rolle des Reglements ins Spiel, die Ausrichtung der Rennserie und Chancengleichheit zu wahren.

Zu den zahlreichen Aufgaben der Außenhaut bzw. Karosserie gehört auch Be- und Entlüftung von Fahrzeugbereichen (Fahrgastzelle bzw. Cockpit, Motorraum, Bremsen, ...) und damit im weitesten Sinne das aerodynamische Verhalten. Während beim Pkw Luftwiderstand, Geräuschbildung, Verschmutzung von Scheiben und Leuchten vordringliche Themen sind, diktieren vor allem bei leistungsstarken Fahrzeugen der Abtrieb die Entwicklung. Das Extrem in dieser Hinsicht bildet die Formel 1, die sogar Fahrwerksauslegungen diesem Thema unterordnet. Beim Pkw genügt, wenn die Form keinen allzu großen Auftrieb generiert; Sportwagen sollen zumindest leichten Abtrieb erzielen. Rennfahrzeugkonstrukteure tun sich auch leichter, sie müssen keine Sichtfelder, Fußgängerschutz, Parkkarambolagen oder Reifenabdeckungen berücksichtigen, sondern können – unter Bedachtnahme des Reglements – Flügel, Kamine, Abweiserplatten, Splitter, Spoiler, Wirbelgeneratoren usw. nach rein technischen Gesichtspunkten am Fahrzeug platzieren.

8.7.2 Motor Engine

Die Hauptunterschiede beim Verbrennungsmotor ergeben sich aus der Anforderungsliste. Pkw-Motoren sollen bei jeder Jahreszeit, unabhängig von vorhergehendem Betrieb einfach zu starten sein, geräuscharm arbeiten, geringen Schadstoffausstoß haben, verbrauchsgünstig über einen großen Drehzahl- und Lastbereich betrieben werden können und bei großen Serviceintervallen lange bestimmungsgemäß funktionieren. Ein Rennmotor muss auch halten, allerdings im krassen Idealfall nur bis zur Ziellinie. Bis dahin soll er aber höchste Leistung bzw. größtes Drehmoment aus der im Kraftstoff zur Verfügung gestellten Energie umgewandelt haben. Das dabei freiwerdende Geräusch wird zumindest vom Publikum wohlwollend wahrgenommen und nicht als Lärmbelästigung aufgefasst.⁶

⁶Ein Phänomen, das sich auch bei musikalischen Großereignissen feststellen lässt.

Müssen keine Kompromisse wegen der Alltagstauglichkeit eingegangen werden, können Bauteilauslegungen exakt auf das gewünschte Ziel ausgerichtet werden. Im Extremfall geht das soweit: Dass Rennmotoren nur in bestimmter Lage und mit unter Druck gesetzten Ventiltassen transportiert werden dürfen. Dass sie vorgewärmt werden müssen, bevor sie gestartet werden können, weil die Lager- und Kolbenspiele nur bei Betriebstemperatur passen. Dass eigene Zündkerzen für die Warmlaufphase eingeschraubt werden.

Der Motor ist eine schwere Baugruppe und soll daher möglichst tief im Fahrzeug verbaut werden. Der Schwungraddurchmesser wird in dem Zusammenhang die bestimmende Größe. Nicht zuletzt deshalb haben Rennmotoren kleine oder gar keine Schwungräder. Hohe Leerlaufdrehzahlen und geringe Elastizität stören nur beim Pkw.

Wieder soll uns ein direkter Vergleich die dieses Kapitel prägenden Unterschiede vor Augen führen. Ein DTM-Motor wird aus einem Serienaggregat abgeleitet. Im betrachteten Beispiel, Abb. 8.2, ist das Rennpleuel länger und in Querrichtung biegesteifer, trotzdem ist seine Gesamtmasse geringer. Dazu muss allerdings erwähnt werden, dass der Werkstoff des Rennpleuels hochwertiger ist.

Pkw-Motoren müssen mit unterschiedlichen Kraftstoffqualitäten zu Rande kommen, was dank elektronischer Regelung und entsprechender Sensoren heutzutage mit weniger Kompromissen verbunden ist als noch vor einigen Jahrzehnten. Dennoch sind

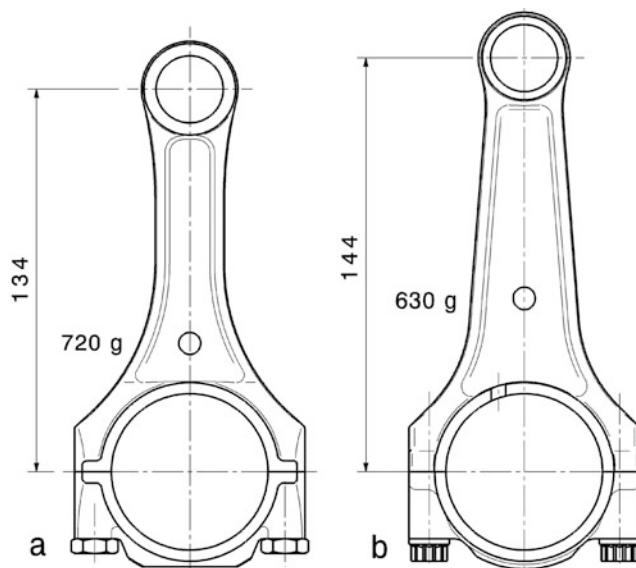


Abb. 8.2 Vergleich von Pleuelstangen eines 3,0-l- Ottomotors, nach [6] Aus einem Reihensechszyylinder wurde ein Rennmotor abgeleitet. Bei gleich bleibender Höhe des Kurbelgehäuses führte die längere Pleuelstange des Rennmotors zu einer verkürzten Kompressionshöhe des Kolbens. Beide Pleuel wurden geschmiedet, allerdings ist der Werkstoff des Rennpleuels hochwertiger. Dieses war daher auch trotz des größeren Stichmaßes leichter
a Serienpleuel. **b** Rennpleuel

Rennmotoren hierbei im Vorteil, weil sie nur für einen bestimmten Kraftstoff ausgelegt sein müssen und dieser noch dazu in einer viel engeren Toleranz seiner Zusammensetzung ausgeliefert wird.

Abgasanlagen haben die Aufgabe die Verbrennungsgase gezielt abzuführen, die Schall-emission zu senken und den Anteil schädlicher Bestandteile zu reduzieren. Gleichzeitig ermöglicht die Gestaltung des Rohr-Behältersystems eine gezielte Abstimmung des gas-dynamischen Verhaltens für bestimmte Drehzahlbereiche. Das positive Spülgefälle von der Einlass – zur Auslassseite wird unterstützt und die Restgasmenge (Leistung!) bzw. die Spülverluste (Kraftstoffverbrauch!) klein gehalten. Beim Serienfahrzeug wird ein Kompromiss in Richtung emissionsarm (Lärm, Schadstoffe) eingegangen. Beim Rennfahrzeug steht die Leistung im Vordergrund. Eine kraftdemonstrierende Geräuschkulisse wird vom Publikum bis zu einem gewissen Grad sogar genossen. Weitere Nutzung des Abgases bei Rennfahrzeugen bestehen als Energiequelle bei Rückgewinnungssystemen (*Energy Recovery System – ERS*) und (zumindest bei großvolumigen, hochdrehenden Motoren) bei der Unterstützung aerodynamischer Elemente wie Heckdiffusor und Heckflügel. In Serienfahrzeugen wird bei Hybridantrieben auf ERS zurückgegriffen werden. So kann die im Kraftstoff vorhandene Energie vollständiger genutzt oder wenigstens für spätere Verwendung gespeichert werden.

Im Grunde gilt das Gesagte auch für Elektromotoren, wenn auch in dem Fall die langjährige Felderfahrung noch auf beiden Seiten fehlt. Elektrofahrzeuge fristen im Straßenverkehr und auf der Rennstrecke ein Nischendasein. Dennoch hat sich in der vergleichsweise kurzen Entwicklungszeit bei Rennfahrzeugen schon einiges getan und sie lassen des Öfteren durch einen neuen Rekord aufhorchen. Die bei Rennfahrzeugen durch größere Leistungsabgabe bedingten größeren elektrischen Ströme treiben Batterien mit hohem Innenwiderstand an die Grenzen ihrer thermischen Belastbarkeit und diese werden somit zum Nadelöhr bei der Leistungssteigerung. Und das in beide Richtungen, also beim Antrieben und beim (Nutz-)Bremsen (Rekuperieren). Andere Energiespeicher – wie etwa Supercaps – stellen sich in dem Zusammenhang vorteilhafter dar. Auch bei stromführenden Teilen im Motor wurden Verbesserungsschritte gesetzt. So wurden beispielsweise Leiterquerschnitte optimiert (Trapezform u. ä.). Kühllarten sowie -medien und magnetische Flussrichtungen werden variiert mit dem Zweck die Leistungsdichte weiter anzuheben. Radnabenmotoren bzw. radnahe Motoren ermöglichen dem fahrdynamischen Ziel, rad-individuelle Momente zuzuordnen (Torque Vectoring), bemerkenswert nahe zu kommen.

8.7.3 Antriebstrang Power Train

Die Unterschiede im Antriebstrang sind ähnlich gelagert wie bei den Motoren. Lebensdauer, Bedienbarkeit und Komfort prägen Entwicklung und Ergebnis bei Serienfahrzeugen. Geräuscharme leicht zu schaltende oder überhaupt automatisch kraftstoffverbrauchs-sparend die Übersetzung wechselnde Übertragungseinrichtungen sind beim Pkw gefragt.

Leichte, verlustarm die Motorleistung zu den Rädern übertragende Getriebe, die zu dem noch einen tragenden Teil des Fahrzeugs darstellen, werden bei Rennfahrzeugen bevorzugt. Dämpfungselemente, Synchronisierungseinrichtungen und Zusatzmassen an der äußeren Schaltung zur Unterstützung der Schaltbewegung sind an einem Renngetriebe nicht zu finden. Diese Teile erhöhen die Masse und erzeugen Verluste. Der Nachteil des fehlenden Komforts ist bei Rennfahrzeugen kein Thema, weil nicht wettbewerbsentscheidend. Viel wichtiger ist die einfache Möglichkeit, die Übersetzungen an die Gegebenheiten von Motor und Strecke anzupassen. Bei Seriengetrieben wird im Allgemeinen nicht einmal Öl im Laufe eines Fahrzeuglebens gewechselt. Die Verzahnungsgeometrie wird bei Renngetrieben unter Berücksichtigung von Wellendurchbiegungen für höchste Übertragungswirkungsgrade entworfen. Seriengetriebe müssen in großer Stückzahl mit Normwerkzeugen gefertigt und geprüft werden können und der Zahneingriff soll leise erfolgen. Bei Achsgetrieben wird nicht zuletzt aus dem Grund gerne eine Hypoidverzahnung eingesetzt, obwohl sie durch einen hohen Längsleitanteil in der Abwälzbewegung Nachteile im Übertragungswirkungsgrad hat.

8.7.4 Fahrwerk *Suspension*

Im Bereich Fahrwerk treten wohl die größten Unterschiede zwischen Serien- und Rennfahrzeugen zu Tage. Das ist nicht weiter verwunderlich, prägt doch das Fahrwerk das Fahrverhalten am meisten. Pkw werden komfort- und sicherheitsorientiert ausgelegt. Dabei müssen große Kompromisse eingegangen werden. Die Fahrzeuge werden ohne Änderungen – abgesehen von Sommer- und Winterreifen – das ganze Jahr über bei sämtlichen Witterungsverhältnissen mit unterschiedlichen Beladungszuständen, mit und ohne Dachaufbauten, mit und ohne Anhänger auf unterschiedlichen Straßenoberflächen betrieben. Dariüber hinaus kontrollieren die wenigsten Fahrer den Fülldruck der Reifen oder gar deren Einstellwerte wie Vorspur oder Sturz vor Antritt der Fahrt. Bei Rennfahrzeugen sind das Routinetätigkeiten, die gleichzeitig den Unterschied auf der Ergebnisliste ausmachen können. Rennfahrwerke müssen somit leicht und innerhalb des benötigten Bereichs einstellbar sein. Serienreifen sollen lange Laufleistung bringen bei geringem Rollwiderstand und exzellentem Nassgriff (ein Widerspruch, der die Reifenentwickler ständig herausfordert). Auch die Geräuschemissionen und der Abrollkomfort werden betrachtet und bewertet. Rennreifen haben es diesbezüglich scheinbar leichter. Sie sollen konsistent hohen Grip in Umfangs- und Querrichtung aufweisen und ihr Verhalten nicht ändern. Die kurze Lebensdauer wird in Kauf genommen bzw. mitunter von Ausrichtern von Rennserien zur Erhöhung der Spannung für die Zuseher sogar bewusst eingesetzt. Rennreifen sind im Vergleich zum Serienpendant nur teilvulkanisiert und härten erst im Betrieb aus. Die Felgenbreite bei Serienräder wird so schmal wie möglich ausgeführt. Rennreifen dagegen werden auf Räder montiert, deren Felgenmaulweite 1 bis 2 Zoll breiter als der Reifen ist. Das erhöht Reifenvolumen und die

Seitensteifigkeit spürbar. Die Einpresstiefen der Serienräder nehmen in erster Linie Rücksicht auf die ausgeglichene Belastung der Radlagerpaare bei Geradeausfahrt. Bei Rennfahrzeugen ist die Sturzsteifigkeit in dem Zusammenhang entscheidend. Wie bei den Fahrwerksauslegungen entsprechende Kompromisse eingegangen werden veranschaulicht Abb. 8.3. Steht – wie bei vielen Pkw – eine hohe Laufleistung der Reifen im Vordergrund, so wird der statische Sturz 0° gewählt und bei Geradeausfahrt der Reifen voll genutzt (oberste Reihe). Bei Kurvenfahrt macht sich der geringe Sturz nachteilig bemerkbar; der Reifen kann nicht die maximal mögliche Seitenkraft übertragen. Bei sportlicheren Pkw und bei Sportwagen kann der Kompromiss zu Gunsten der Kurvenfahrt verschoben werden (mittlere Reihe). Beim Rennfahrzeug fällt der Kompromiss zu Lasten der Geradeausfahrt aus (unterste Reihe). Die Laufleistung der Reifen ist

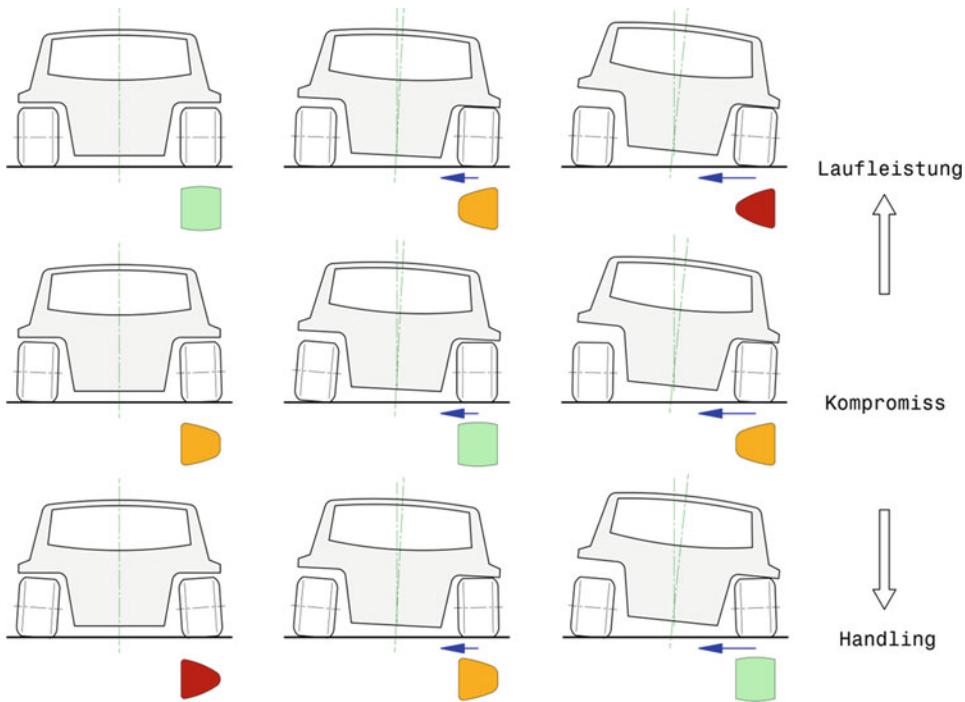


Abb. 8.3 Arten der Fahrwerksauslegungen, nach [7]

Dargestellt sind je drei Auslegungen als Ansicht eines Wagens von hinten bei Geradeausfahrt (links), Kurvenfahrt (Mitte) und extreme Kurvenfahrt (rechts). Zusätzlich ist unter dem rechten bzw. kurvenäußereren Rad die Latschform dargestellt. Die ideale Latschausnutzung ist grün dargestellt. In dem Fall steht die maximale Reifenfläche gleichmäßig belastet auf der Fahrbahn. In Kombination mit Querschlupf und fehlendem bzw. ungünstigem Sturzwinkel ergibt sich die schlechteste Ausnutzung des Reifens, der Latsch ist stark trapezförmig (rot). Zwischen diesen Extremen findet sich die mittlere Latschausnutzung (gelb). Je nach oberstem Ziel (Laufleistung oder Handling) werden unterschiedliche Sturzwinkel in Kauf genommen bzw. angestrebt und damit unterschiedliche Ausnutzungen bzw. Abnutzungen des Reifens

kein Thema und bei den meisten Strecken überragt die Bedeutung der Querdynamik die Längsdynamik bei Weitem (Verhältnis bis 4:1). Die Reifenausnutzung bei maximaler Querbeschleunigung steht im Vordergrund.

Wenn auch die Fahrsicherheit im Vordergrund steht, ergibt sich dennoch bei der Feder-Dämpferabstimmung bei Serienfahrzeugen ein klassischer Zielkonflikt. Einerseits soll der Fahrkomfort hoch sein (weiche Feder, geringe Dämpferwirkung) und andererseits soll die Radlastschwankung möglichst klein sein (hohe Dämpferkraft), Abb. 8.4. Eine Lösung dieses Zielkonflikts ermöglichen (technisch aufwändige) variable Dämpfer.

Zur Erhöhung der Fahrsicherheit sind Fahrwerksgelenke bei Pkw bewusst nachgiebig in ihrer Aufnahme geführt. Beim Einwirken von Seiten- oder Umfangskräften „lenkt“ das entsprechende Rad so, dass untersteuerndes Verhalten resultiert. Diese elastokinematische Radaufhängung können Rennfahrer nicht nur nicht gebrauchen, sie funktionieren im Sättigungsbereich⁷ der Reifen auch gar nicht mehr. Rennfahrwerke sind daher mit nahezu spielfreien, reibungsarmen Gelenken ausgeführt. Der Rennfahrer geht davon aus, dass das

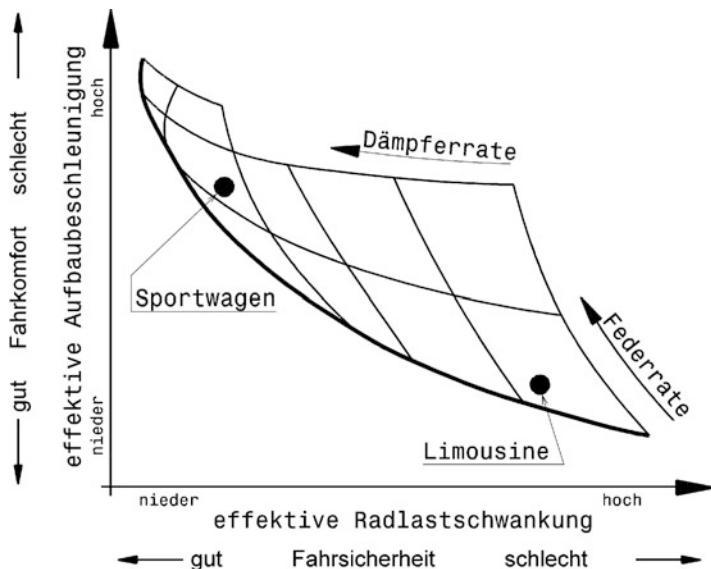


Abb. 8.4 Einfluss von Federhärte und Dämpferrate auf das Fahrverhalten, nach [8]

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

⁷Ändert sich die Seitenkraft über den Schräglaufwinkel nicht mehr, bringt auch eine Lenkbewegung dieses Reifens keine Änderung der Seitenkraft mehr.

Fahrzeug macht, was er durch seine Lenkeingaben erwartet. Der wesentliche Unterschied zwischen Serien- und Rennfahrwerken wird augenscheinlich, wenn ein Sportwagen auf GT3-Einsatz umgebaut wird. In [9] wird berichtet, dass das Fahrwerk des Sportwagens für den Renneinsatz vereinfacht wurde. Nicht zuletzt deshalb, damit Probleme auf der Strecke rascher in den Griff zu kriegen sind. Aus ähnlichen Gründen wurden die adaptiven Dämpfer des Serienfahrzeugs ersetzt, die Querlenker blieben jedoch die gleichen. Beim GT3-Wagen sind die Vorderreifen breiter und die Gewichtsverteilung ist ausgeglichener als beim Basis-Pkw. Der Rennwagen ist um ca. 100 kg leichter.

Generell werden Rennfahrzeuge neutraler abgestimmt als Serienfahrzeuge, bei denen sich aus Sicherheitsgründen ein (dynamisch stabiles) untersteuerndes Verhalten empfiehlt.

Der Störkrafthebelarm – der Normalabstand der Radmitte bzw. des Aufstandspunkts von der Lenkachse – verursacht gemeinsam mit Umfangskräften am Vorderreifen (Rollwiderstandsänderungen, Bremskraftschwankungen, ...) Störmomente um die Lenkachse, die der Fahrer am Lenkrad wahrnimmt. Diese Störinformationen werden beim komfortorientierten Pkw möglichst klein gehalten, wenn auch ein gewisser nützlicher Informationsgehalt dabei ist. Bei sportlichen Fahrzeugen und Rennfahrzeugen sollen diese Informationen stärker ausgeprägt sein.

Literatur

1. Jenkins, M. et al.: Performance at the Limit. Business Lessons from Formula 1 Motor Racing. Cambridge University Press (2005)
2. Steiner, M.: Serienmodelle profitieren vom Rennsport-Know-How. In: ATZ Jubiläumsausgabe 120 Jahre ATZ 03/2018, S. 138–142 (2018)
3. Reuter, B. (Hrsg.): Motorsport-Management. Grundlagen – Prozesse – Visionen. Springer Gabler, Berlin (2018)
4. Kunzmann, S.: Elektronische Reifendrucküberwachung mittels batterieloser Transpondertechnologie. In: Krappel, A. (Hrsg.) Rennsport und Serie – Gemeinsamkeiten und gegenseitige Beeinflussung, S. 183–197. expert, Renningen (2003)
5. Ziegahn, K.-F.: Umweltschutz und Nachhaltigkeit im Motorsport. In: Reuter, B. (Hrsg.) Motorsport-Management. Grundlagen – Prozesse – Visionen, S. 311–333. Springer Gabler, Berlin (2018)
6. Indra, F., Tholl, M.: Der 3,0-l-Opel-Rennmotor für die Internationale Deutsche Tourenwagenmeisterschaft. MTZ. **52/9**, 454 ff. (1991)
7. Serra, L., Andre, F.: Suspension systems: Optimising the tyre contact patch. AutoTechnol. **4**, 66–68 (2001)
8. Krimmel, H. et al.: Elektronische Vernetzung von Antriebsstrang und Fahrwerk. ATZ **5**, 368–375 (2006)
9. Scoltock, J.: McLaren MP4-12C GT3. In: Automotive Engineer, Bd. 37, Heft Jul.–Aug. 2011, S. 8 f. Caspian Mesia, London (2011)



Erratum zu: Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung

Erratum zu: M. Trzesniowski, P. Eder, *Datenanalyse, Abstimmung und Entwicklung, Handbuch Rennwagentechnik*,
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-26702-5>

Folgende Korrekturen wurden ausgeführt:

Kapitel 1, Seite 39: Der Text „die schnellste vom Fahrer zusammenhängend gefahrene Runde rolling maximum. Diese Runde dient hauptsächlich zur Motivation des Fahrers und dient als realistisch fahrbare Runde“ in Bildunterschrift (Abb. 1.47) wurde entfernt. Dieser Text wurde am Ende des Abschnitts 1.8.1 (1.8.1 Tabellen Tables) hinzugefügt.

Kapitel 2, Abb. 2.38: Der zweite Absatz auf Seite 99 gehört zur Bildunterschrift von Abb. 2.38.

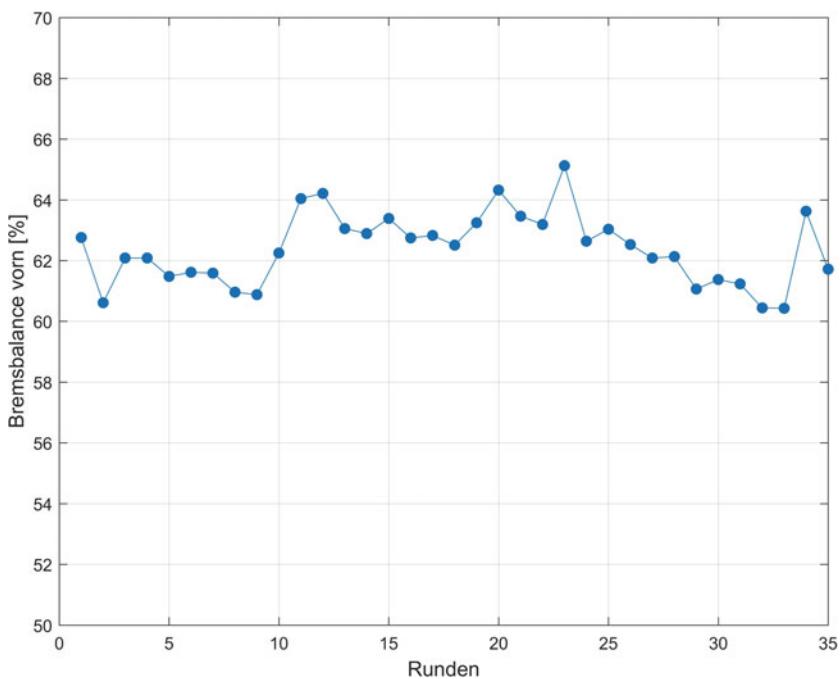
Kapitel 3, Abb. 3.11: Die Abbildung wurde durch die folgende Abb. 3.11 ersetzt.

Die aktualisierte Version des Kapitels finden Sie unter

https://doi.org/10.1007/978-3-658-26702-5_1

https://doi.org/10.1007/978-3-658-26702-5_2

https://doi.org/10.1007/978-3-658-26702-5_3



Kapitel 3, Abb. 3.31: Die schwarze Linie wurde von der Abbildung entfernt.

Seite 2, 12, 26, 27, 41, 57, 60, 64, 65, 67, 70, 72, 85, 93, 97, 98, 99, 101, 105, 106, 107, 109, 115, 130, 137, 138, 140, 162, 184, 204: Der Zeilenumbruch wurde im Buch korrigiert.

Anhang

Glossar *Glossary*

- 1D-Simulation** *1D simulation*: Eindimensionale Ladungswechselberechnung zur Voroptimierung von Leitungslängen, Behältervolumina und Ventilsteuerzeiten eines Verbrennungsmotors. Basierend auf eindimensionaler instationärer, kompressibler Fadenströmung (akustische Theorie) wird der Motor als System von Rohren und Behältern nachgebildet und Wellenlaufzeiten ermittelt. Über die sich einstellende Zylinderfüllung kann der Drehmomentverlauf über der Drehzahl ermittelt werden. Mit diesem Verfahren können Nockenprofile, Ventilsteuerzeiten, Saugrohrlängen, Verteilervolumina, Kanalgeometrien, Auspuffrohrlängen und Schalldämpferausführungen ohne vorhandenen Prüfstandsmotor voroptimiert werden. Bekannte Software-Tools gibt es u. a. von AVL, Gamma Technologies, LMS, Lotus oder Ricardo.
- 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 verglichen. 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 (μ -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 (Giermomenteneinflussung). 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) [1].

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 <i>anisotropic:</i>	Richtungsabhängigkeit von bestimmten Werkstoffeigenschaften, wie z. B. E-Modul, Festigkeit. Das gegenläufige Verhalten heißt isotrop.
Beanspruchung <i>stress:</i>	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 <i>a acceleration:</i>	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 <i>ride height:</i>	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 <i>ground clearance:</i>	Abstand zwischen Fahrzeug-Unterboden und Fahrbahn. Zu unterscheiden davon ist der Bodenabstand.
Bruchdehnung <i>A elongation at rupture:</i>	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 <i>CAD:</i>	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. <i>Siehe auch:</i>
	Rapid Prototyping.
CAN <i>CAN:</i>	Abkürzung für Controller Area Network. Ein zweadriger 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-Steuergerät, 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 **C**hampionship **A**uto **R**acing **T**eams. 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. Champ Car 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 (Potentialgl., Euler-Gl. oder Navier-Stokes-Gl.) 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 Wabekernen 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. Tourengagenserie, deren Fahrzeuge auf Serien-Pkw mit mindesten vier Sitzplätzen basieren müssen. Die Motoren müssen Viertakt-Ottomotoren mit acht Zylindern in V-Anordnung mit 90° 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* (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 Schräglaufwinkel 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 Schräglaufwinkeln 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:

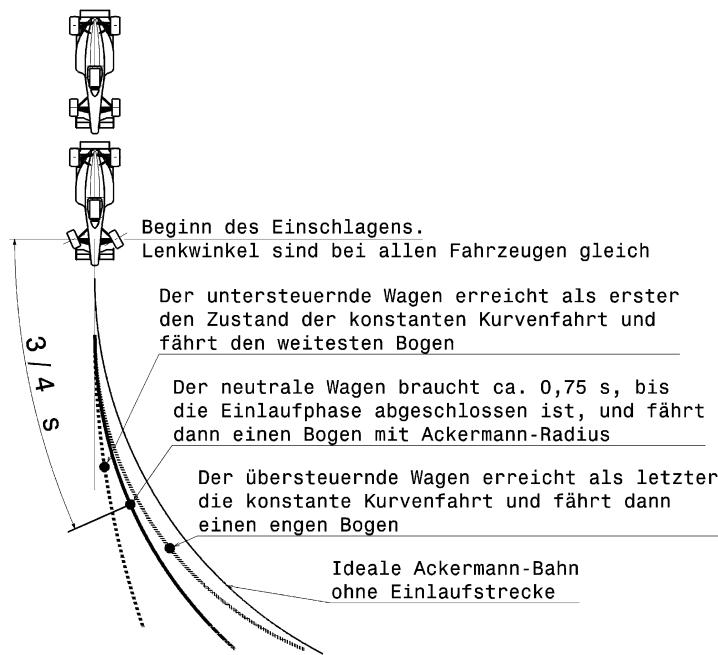
Werkstoffkonstante, die durch Dehnversuche an Probestäben ermittelt wird. Bei vielen Werkstoffen bleibt das Verhältnis zwischen der Spannung (Beanspruchung) und der erzielten Dehnung (Verlängerung) gleich. Dieses Verhältnis ist der E-Modul. Man kann den E-Modul auch als (natürlich nur theoretische) Spannung 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 Reifenplätzern.

Fahrbarkeit *drivability*: Für den menschlichen Fahrer ist ein lineares, vorhersehbares Antwortverhalten eines Systems auf seine Eingaben am besten geeignet. So auch beim Fahrpedal: Eine gute F. bedeutet, dass der Motor beim Gasgeben, so viel Moment abgibt, wie es der Fahrer auf Grund seiner Fußbewegung erwartet. Besonderes Augenmerk liegt auf dem Losbrechverhalten (*tip-in*), also das Öffnen der geschlossenen Drosselklappe. Hierbei soll der Motor sanft sein Drehmoment erhöhen und nicht das Fahrzeug sprungartig nach vorne bewegen. Eine gute F. unterstützt den Fahrer besonders bei übermotorisierten, traktionsbegrenzten Fahrzeugen bei Beschleunigungsmanövern.

Fahrverhalten *operating behaviour*: Im Bild (nach [2]) sind die Bahnen dreier Fahrzeuge dargestellt, die mit konstantem Lenkeinschlag eine Kurve fahren. Der einzige Unterschied der Fahrzeuge liegt in der Schwerpunktslage. 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 Schräglaufwinkel der Vorderräder, gefolgt von einem Schräglauftyp 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 Schräglaufwinkel 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*.

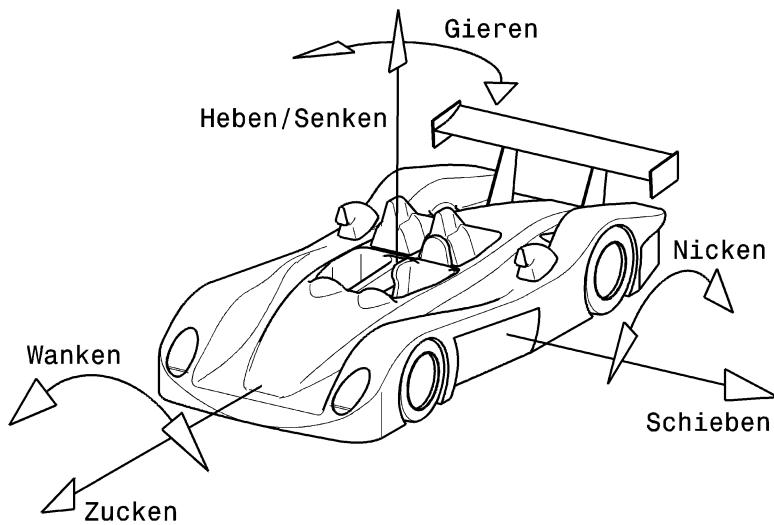
Entlang der Hochachse: Heben bzw. Senken *to heave*.

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

siehe Koordinatensystem

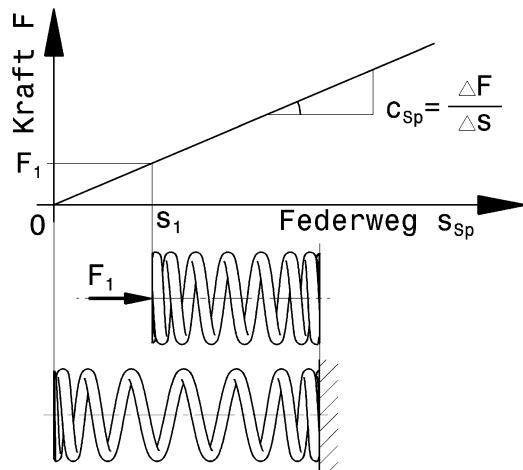
axis system:

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 Beladen zunehmend weicher.



FIA:

Federation Internationale de l'Automobile. Automobilweltverband mit Sitz in Paris. Gibt das internationale Sportgesetz heraus und ist somit auch oberste Motorsportbehörde.

Finite-Elemente-Methode

(FEM) *finit 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 bar¹ 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 Verbrennungsauflösung zunehmen und die Laufgrenze erreicht ist. Nimmt der Kraftstoffanteil zu (fettes Gemisch), steigt

¹ 1 bar = 100 kPa. Die gültige SI-Einheit für den Druck ist zwar Pascal (Pa), im Buch wird jedoch die in der Praxis „handlichere“ Einheit bar verwendet.

GFK *glas-fibre-reinforced plastics* (GFRP):

die Motorleistung, bis der Kraftstoff wegen Sauerstoffmangel nicht mehr vollständig verbrannt werden kann.

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 Fahrzeuggbewegungen

Glasübergangstemperatur

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.

glass transition temperature:

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.

Grenzschicht boundary layer:

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.

Gummi rubber:

Haptik haptics:

Bei Elastomeren liegt die Gebrauchstemperatur über der Glasübergangstemperatur. Bei den übrigen Kunststoffen (Thermoplaste und Duroplaste) ist es genau umgekehrt. 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.

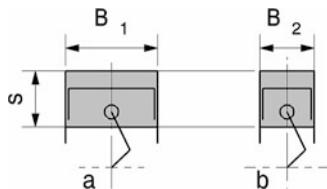
Hochvolt (HV) high voltage:

Elektrische Spannungen größer als 60 V Gleichspannung bzw. 25 V Wechselspannung werden im Fahrzeubereich 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 orange Isolation gekennzeichnet.

Hub-/Bohrungsverhältnis

stroke-bore ratio:

Das Verhältnis des Kolbenhubs 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 Kurzeltriebs.



IMSA:

International Motor Sports Association. Internationale Motorsportbehörde, die z. B. die amerikanischen Le Mans-Rennen durchführt.

IndyCar Series:

Früher IRL (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 und wurden von methanolbetriebenen V8-Motoren mit 3,5-l-Hubraum angetrieben. Mittlerweile wird Ethanol als Kraftstoff verwendet und die Motoren sind 2,2-l V6 Biturbotriebwerke. Die Kosten der Fahrzeuge sind vom Reglement limitiert.

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.

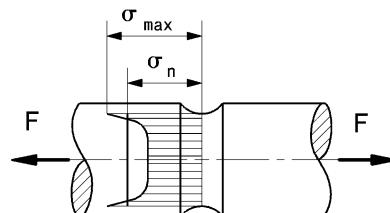
Ein Beispiel dafür sind aus einem Stück gefertigte Seitenwellen mit integrierten Tripodenzapfen. Das Gegenteil stellt die Differenzialbauweise dar.

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 σ , Torsionsspannungen τ 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 Vollast. Klopfen ist ein unkontrollierter Ablauf

einer durch die Zündkerze eingeleiteten 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, stabförmigen 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:

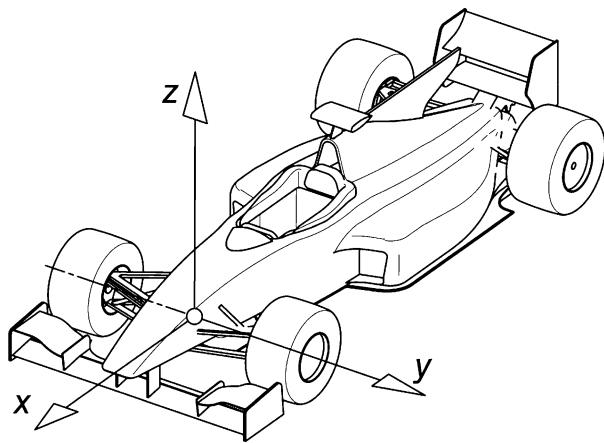
Bestimmte Lage eines Fahrzeuges zur Fahrbahn, die als Basis beim Konstruieren von Fahrwerken herangezogen wird. Üblicherweise sind dabei der Wagen fahrbereit mit halbvollem Tank und der Fahrer an Bord. Ausgehend von dieser Lage kann der Wagen ein- und ausfedern bzw. nicken und wanken. In K. ergeben sich also alle Nennmaße, z. B. für Bodenfreiheit, Bodenabstand, Spreizung, Nachlauf usw.

Konzept layout:

Erste Phase in einem Konstruktionsprozess. In dieser Phase werden Lösungsmöglichkeiten für Teilfunktionen des Gesamtsystems gesucht und zu einer Wirkstruktur zusammengestellt. An diese Phase schließt die Entwurfsphase an.

Koordinatensystem coordinate system:

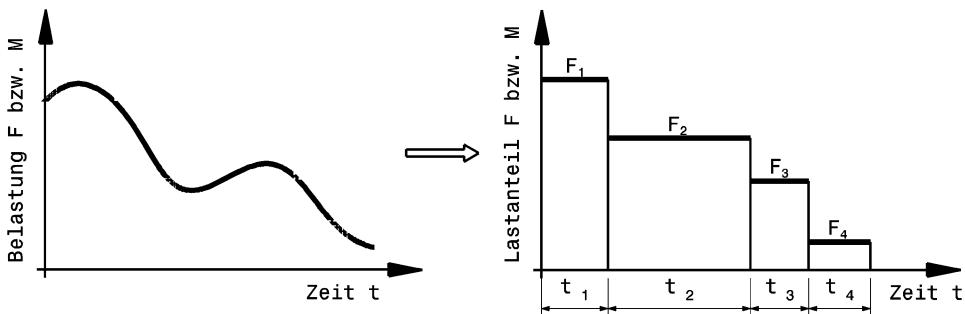
Von den gängigen, fahrzeugfesten Koordinatensystemen wird in diesem Buch folgendes in Anlehnung an DIN ISO 8855 (war 70.000) und ISO 4130 verwendet: Der Koordinatenursprung ist der Schnittpunkt der Fahrzeuglängsmittelebene mit der Vorderachse. Das Achsenkreuz ist darauf folgendermaßen ausgerichtet. Die positive x-Achse zeigt in Fahrtrichtung, quer dazu die y-Achse nach links und die z-Achse weist nach oben.



Labisator, Z-Stab: Ausgleichsfeder, Z-förmiger Verbindungsstab der Räder einer Achse. Im Gegensatz zu einem Stabilisator verringert diese Anordnung die Radlastunterschiede und erhöht somit den Grip an dieser Achse. Das Eigenlenkverhalten wird also im Vergleich zum Stabilisator genau in die entgegengesetzte Richtung beeinflusst.

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 λ_I *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 λ_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 λ (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 λ 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 (zweites Newtonsches Axiom), $F = m \cdot a$.

Massenträgheitsmoment *polar inertia*:

J 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:

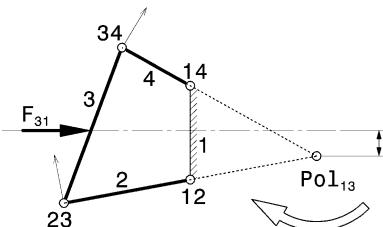
Während eines Arbeitsspiels eines Verbrennungsmotors ändert sich der Druck im Brennraum. Der Mitteldruck ist eine rechnerische Vergleichsgröße. Er ist ein gedachter konstanter Druck, der die gleiche Arbeit an der Kurbelwelle verrichten würde, wie der tatsächliche sich periodisch ändernde Druck im Laufe 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 [3].



Monoposto single-seater:

Einsitziger Rennwagen, bei dem der Fahrerplatz auf der Längsmittellebene des Fahrzeugs angeordnet ist.

NACA Lufteinlass NACA air duct:

(National Advisory Council for Aeronautics). Gestaltung eines Luftschachtes 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 wurden bis 2011 mit Vergasermotoren betrieben, die über eine Gelenkwelle eine Starrachse an Längslenkern antreiben. Seit 2012 kommt Benzinein-

	spritzung (Multipoint Fuel Injection MPFI) zum Einsatz.
Nicken <i>pitching:</i>	siehe Fahrzeuggbewegungen
O-Anordnung <i>O-arrangement:</i>	Zwei Schrägkugellager 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 <i>octane number:</i>	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 <i>percentil:</i>	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 <i>prototype:</i>	Rennwagen einer bestimmten Kategorie und Gruppe, der nur in kleiner Stückzahl oder als Einzelstück gefertigt wird.
Qualitätssteuerung <i>quality control:</i>	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 <i>quantity control:</i>	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. Gemismengenzufuhr zum Motor durch Drosselung des

		Ansaugquerschnitts verändert. Bei Vollast wird der gesamte Querschnitt freigegeben.
Rad-Schwingzahl <i>wheel frequency:</i>	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 (3D-Druck, Additive Manufacturing):	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 μ <i>coefficient of friction:</i>	Durch Versuche ermittelter Wert zur Berechnung der Reibkraft zwischen zwei Körpern. Der R. ist u. a. von der Werkstoffpaarung abhängig.	
Reynoldszahl <i>Reynolds number Re:</i>	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 <i>hardness:</i>	<i>Rockwell</i> Angabe der Härte eines Werkstoffs. Wird ermittelt über die bleibende Eindringtiefe eines Eindringkörpers (Kegel, Kugel) in das Werkstück.	

Schubmodul (Gleitmodul) G 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 dazu 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 worden sein 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/mm² 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 ϵ *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 Kolbenbodenform 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 Rallyefahrzeuge 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
Kegelradachsgtriebe	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, knuckle (Tourenwagen)/upright (Monoposto)
- Spurstange: tie rod/toe link

Literatur

1. Breuer, B., Bill, K.-H. (Hrsg.): Bremsenhandbuch, 1. Aufl. GWV Fachverlage/Vieweg, Wiesbaden (2003)
2. Milliken, W.F.: Chassis Design: Principles and Analysis. Society of Automotive Engineers, Warrendale (2002)
3. Neumann, R., Hanke, U.: Eliminierung unerwünschter Bewegungen mittels geeigneter Momentanpolkonfiguration. Konstruktion **4**, 75–77. Springer (2005)

Stichwortverzeichnis

A

A-B-A-Test 292
ABS 61, 115
Abtasten 23
Abtrieb 141
Abtriebsbeiwert 152
Ackermannwinkel 232
Aerobalance 154
Ansprechzeit 421
anti-stall clutch 322
Anzeigetafel 450
Ausrollversuch 426

B

Balance of Performance (BoP) 330, 446
Batterieemulator 396
Begrenzer
 harter 68
 weicher 68
Beschleunigungsfähigkeit 107
Beschleunigungspotential 113
Biometrie 163
Blipper 330
Bodenabstand 145, 156, 203
BoP (Balance of Performance) 330
Boxenfunk 450
Bremsbalance 66
Bremsdruck 114
Bremsdruckintegral 175
Bremsen
 Geradeausfahrt 63
 Kurvenfahrt 64
Bremsenprüfstand 397
Bremslöserate 177

Bremsplatte 65

Brempunkt 64, 177
Bremstemperaturbalance 117
Bremsvehemenz 173
Bremsverzögerung 172
Bremszeit 179
Bremszone 177
Brennverlauf 391
Burnout 334

C

CAN-Bus 26
Checkliste 162
Clean Racing 461
CO₂-Emission 462
Control Room 450
Cross-Over 185
cross-weight adjuster 326
Cup-Fahrzeug 322

D

Dämpfergeschwindigkeit 140
Dämpferhistogramm 259
Dämpferprüfstand 398
Dämpfung bestimmen 228
Datenauswertung 2, 338
Datenerfassung 2, 338
Datenerfassungssystem 3
DIL-Prüfstand 362
DMS (Dehnmessstreifen) 8
Downsizing 320
Downspeeding 320
Dragster 332

- Drehpotentiometer 7
Drift-Challenge 336
- E**
Echtzeitrundenvorhersage 62
Eigenlenkgradient 418
Einspurmodell 99
Elastokinematik-Prüfstände 367, 406
Entwicklungsziel 312
ERS (Energy Recovery System) 465
Euler'sches Streckenzugverfahren 345
- F**
Fahrdynamikprüfstand 363
Fahrerfeedback 162
Fahrernachbesprechung 218
Fahrlinie
 Kampfelinie 188
 klassische Ideallinie 187
 spätes Einlenken 188
Fahrsimulator 361
Fahrversuch 415
Fahrwiderstand 104
Fast Fourier Transformation (FFT) 49
Filter 82
Filtern 32
Flow-Viz 425
Formel
 1 327
 3 325
 4 324
 E 325, 444
 Ford 324
 Student 322, 343
Frequenzanalyse 141
Frequenzdiagramm 48
- G**
Gasannahme 166
Gaspedalgeschwindigkeit 164
Gaspedalhistogramm 169
Gaspedalintegral 168
Gaspedalvehemenz 164
Gaspedalwirksamkeit 167
Gasstoß 78
- Geheimhaltung 459
Geschwindigkeit
 angetriebene Räder 60
 charakteristische 421
 kritische 421
 nicht angetriebene Räder 60
Getriebeprüfstand 394
g-g-v-Diagramm 343
Giermomentdiagramm 264
Gierverstärkfaktor 420
Gläten 32
GPS (Global Positioning System) 16
Green Racing 461
Grenzfrequenz 32
GT3 330
GT4 330
- H**
Handling 413
Handlingdiagramm 239
Handlingkurve 230
Histogramm 46
- I**
Indy Car 326
Innovation 459
- J**
J-turn 421
- K**
Kamm'scher Kreis 92, 112, 167
Kanal, mathematischer 36
Kart 321
Kennfeld, aerodynamisches 157
Kennwerte 426
Key Performance Indicator (KPI) 426
Klimakammer 413
Kosten 459
Kostensenkung 313
Kraftstoffverbrauch 462
Kreisfahrt, stationäre 417
Krümmung 181
Kupplungscharakteristik 107

Kupplungsprüfstand 397
Kurvengeschwindigkeit 185

L
Längsschlupf 66, 106
Laptimer 190
Leistungsdiagramm 105
Le-Mans-Prototyp 334
Lenkanteil 183
Lenkempfindlichkeit 419
Lenkradwinkelgradient 93
Lenkradwinkel, maximaler 181
Lenkungszuziehen 418
lifing 412
Lift bar 332
Linearpotentiometer 7
Liniendiagramm 38
Luftdichte 144
Luftwiderstand 141
Luftwiderstandbeiwert 149
Lupfen 80

M
Magic
 Formula 411
 Numbers 301
Manöverkritik 448
Massen
 gefederte 376
 ungefedert 375
Mehrkanalplot 40
Messkette 4
Messsignal 24
Milliken-Momenten-Methode 264
MMM-Diagramm 264
Motorabstimmung 387
Motorprüfstand 385
Motorsteuerung 389

N
Nickwinkel 155

O
Operations Room 450
Outing 447

P
Parc fermé 453
Pitotrohr 15, 143
Polarkurve 248

Q
Quantisieren 25

R
Rad, blockierendes 60
 komplettes 65
 teilweise 65
Radaufhängung, elastokinematische 468
Radaufhängungsprüfstand 405
Raddrehzahl 60
Radlastverlagerung
 laterale 137
 longitudinale 136
Rallye-Fahrzeuge 331
Reifendruck 126, 131, 133, 447
 Fülldruck 224
 Startdruck 224, 244
 Zieldruck 224
Reifenprüfmaschine 408
Reifenradius, dynamischer 60
Reifentemperatur 127, 223
Reifenverschleiß 246
Rekuperieren 444
Rennen 445
Rennfahrerstil 353
Renningenieur 441
Rennstrategie 443
Rennteam 440
Rennwochenende 445
Reynoldszahl 370
Rollbewegung 138
Rollphase 183
Rollwiderstandsmessung 371
Rollwinkel 153
Rundendiagramm 47
Rundenzeitmessung 17
Rundenzeitsimulation 349

S
Schaltdrehzahl 74
Schaltverhalten 185

- Schleuderplatte 216
Schmierölviskosität 319
Schräglaufwinkel 127
Schubstange 332
Schwankung, zyklische 391
Schwerpunktlage 371
Schwerpunktshöhe 373
Schwingprüfstand 412
Segeln 444
Sensor
 Beschleunigung 13, 14
 Correvit® 19
 Drehzahl 12
 Druck 7
 Kraft 14
 Radkraft 20
 Temperatur 10
Sensorkalibration 31
Set-up
 Abstimmungsmaßnahmen 210
 Aerodynamik 248
 Basis~ 214
 Dämpfer 47, 249
 geometrisches 209
 Strecken~ 241
 Tafel 294
Shake Down 214
Simulation 342, 444
Skid-pad 216
Standhöhe 203
Startregelung 107
4-Stempel-Anlage 363
7-Stempel-Prüfstand 363
Stick-Slip-Effekt 114
Streckenbegehung 447
Streckenplot 41
Stützlenker 332
Summenbrennverlauf 391
- T**
TB-Wert 422
technische Abnahme 446
Telemetrie 4
- Testfahrer 299
Tiefpassfilter 32
Torque Vectoring 465
Torsionssteifigkeit
 Rahmen 381
Tourenwagen 329
Track Replay 368
Traction bar 332
Trail Braking 353
Traktionslimit 90
Trifilarmethode 379
- U**
Übersteuern 98
Umweltmanagement 461
Untersteuern 97
- V**
Verspannen 204
Vollastanteil 166
- W**
weight jacker 326
Windkanal 368
Wirksamkeit der Bremsanlage 175
Wollfadentest 424
- X**
X-Y Diagramm 43
- Y**
Yaw Moment Diagram 264
- Z**
Zahl, magische 301
Zeitunterschied 61
Zündhaken 391