



Peter Pfeffer
Manfred Harrer *Hrsg.*

Lenkungs- handbuch

Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik
von Kraftfahrzeugen

2. Auflage



Springer Vieweg

ATZ/MTZ-Fachbuch

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

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

Peter Pfeffer · Manfred Harrer
Herausgeber

Lenkungshandbuch

Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik
von Kraftfahrzeugen

2., überarbeitete und ergänzte Auflage

Mit 455 Abbildungen und 35 Tabellen



Springer Vieweg

Herausgeber

Prof. Dr. Dipl.-Ing. Peter Pfeffer
Feldafing, Deutschland

Dr. Manfred Harrer
Stuttgart, Deutschland

ISBN 978-3-658-00976-2
DOI 10.1007/978-3-658-00977-9

ISBN 978-3-658-00977-9 (eBook)

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 2013

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

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

Umschlagbild: Lenksystemprüfstand an der Hochschule München (Quelle: SILVER ATENA Electronic Systems Engineering)

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier.

Springer Vieweg ist eine Marke von Springer DE. Springer DE ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media
www.springer-vieweg.de

Vorwort der Herausgeber

Im Mai 2011 erschien die erste Auflage des Lenkungshandbuchs, das sich im deutschsprachigen Raum innerhalb kürzester Zeit als Standardwerk zum Thema Lenksysteme/Lenkverhalten etabliert hat und fester Bestandteil der renommierten ATZ/MTZ Fachbuchreihe des Springer Vieweg Verlages geworden ist. Durch die Berücksichtigung der unterschiedlichen Interessen und Anforderungen der Automobilhersteller, Zulieferer und Hochschulen und durch die Einbindung ausgewiesener Experten aus diesen Bereichen wurde dieser Erfolg möglich. Das fundierte Fachwissen von nahezu 40 Experten aus der Industrie und den Hochschulen stand für die Erstellung des Lenkungshandbuchs zur Verfügung.

Das Lenkungshandbuch wurde für seine 2. Auflage gründlich überarbeitet und ergänzt. Wir bedanken uns bei allen Autoren für die Aktualisierung ihrer Buchkapitel und bei den Lesern für die konstruktiven Verbesserungsvorschläge. Ein großes Dankeschön ergeht auch an den Springer Vieweg Verlag für die gute Zusammenarbeit. Die Leser dieses Handbuchs bitten wir weiterhin, uns Anregungen, Verbesserungs- bzw. Ergänzungsvorschläge unter der E-Mail-Adresse: mail@Lenkungshandbuch.de mitzuteilen.

Das Lenkungshandbuch ist ein Gesamtwerk über Lenksysteme, Lenkgefühl und Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen. Im ersten Teil dieses Handbuchs werden die kinematischen und fahrdynamischen Grundlagen eines Lenkvorganges erklärt und die wichtigsten Fahrwerkskenngrößen und deren Bedeutung für den Lenkvorgang besprochen. Der Interaktion von Fahrer – Fahrzeug wird in einem weiteren Kapitel große Aufmerksamkeit gewidmet, um den Aspekten zum Thema Lenkgefühl gerecht zu werden. Die weiteren zentralen Kapitel dieses Buches widmen sich den einzelnen Lenkungsbaugruppen, deren Auslegungsgrößen und Bauteilprüfungen. Ausführlich beschrieben sind die Komponenten und Systeme Lenkrad, Lenksäule mit Lenkzwischenwelle sowie die Zahnstangenlenkung in mechanischer, hydraulischer und elektromechanischer Ausführung. Besondere Lenksystemtechnologien wie die Überlagerungslenkung und Allradlenkung werden ebenfalls detailliert erläutert. Viel Wert wurde darauf gelegt, den aktuellen Stand der jeweiligen Lenksystemtechnologie und deren Wechselwirkung mit dem Gesamtfahrzeug abzubilden und die resultierende Komplexität detailliert, aber dennoch verständlich darzulegen. So werden auch wichtige Nebenaspekte wie akustisches Verhalten, Energiebedarf und Funktionale Sicherheit behandelt. Weiterhin werden die durch moderne Lenksysteme möglichen Fahrerassistenzfunktionen dargestellt.

Unsere Zielgruppen sind Ingenieure und Techniker in der Konzeption, Konstruktion, Entwicklung, Erprobung, Herstellung, Wartung und Überwachung von Personenkraftwagen und deren Lenkanlagen. Weiterhin Lehrende und Forschende und besonders Studierende des Ingenieur- und Fahrzeugwesens an Hochschulen, Universitäten sowie an Berufs- und Technikerschulen.

Stuttgart/Feldafing im Mai 2013

Manfred Harrer
Peter Pfeffer

Gastvorwort

Die haptische Rückmeldung über die Lenkung gibt dem Fahrer die feinfühligste Rückmeldung über den Fahrzustand und damit über die Sicherheitsreserven des Fahrzeugs. Gleichzeitig kann eine gut abgestimmte Lenkung ein Fahrzeug bei identischem Fahrwerk bedeutend sicherer machen. Trotzdem stand bisher die Lenkung weder in den Testberichten noch in der Literatur im Vordergrund.

Zurzeit findet ein wesentlicher Paradigmenwechsel statt. Gründe dafür sind:

- Die Lenkung rückt immer mehr in den Fokus einer endkundenrelevanten Eigenschaft. Die Präzision des Lenkens wird weltweit zu einem starken Kaufargument.
- Die Zahl der Lenkungstechnologien und der beeinflussbaren Fahrzeuggrößen hat sich stark erhöht.
- Die elektromechanische Servolenkung löst die elektrohydraulische als Standardlenkung ab. Eigenschaften, die bisher mechanisch eingeprägt waren, werden durch die elektromechanische Lenkung einstellbar. Dadurch wird die Lenkung:

„Die erste wesentliche Systemkomponente des Fahrwerks, die zu 100 % strategiefähig ist. Sie wird damit Nukleus eines vernetzten Fahrwerks und Basis vieler heutiger und zukünftiger Assistenzsysteme. Die Auslegung und Funktionalität der Lenkung wird die Auslegung aller anderen Fahrwerkskomponenten stark beeinflussen und wird künftig zu Beginn aller Fahrwerksauslegungen stehen.“

Elektromechanische Servolenkungen und vernetzte elektronische Regelsysteme machen unsere Fahrzeuge sicherer, agiler, komfortabler und effizienter. Sie bedeuten aber auch deutlich mehr Komplexität und erhöhte Anforderungen hinsichtlich der Kosten, Qualität und Entwicklungszeiten. Fahrzeughersteller und Zulieferer und Universitäten verlangen deshalb nach Grundlagenwissen, Methoden und Werkzeugen, mit denen sie die Funktionen und Zuverlässigkeit durchgängig im Gesamtkontext von Prozess und System designen und optimieren können.

Entsprechend der künftigen Bedeutung der Lenkungstechnik an sich und ihrer Basis für Assistenzsysteme gibt es bis jetzt dazu keine adäquate Literatur. Aufgrund der erstmaligen umfassenden Behandlung aller relevanten Lenkungs- und Vernetzungsthemen wird dieses Buch aus meiner Sicht zu einem Standardwerk für die Lenkungs- und Fahrwerktechnik sowie von Assistenzfunktionen werden.

Den Herausgebern und den Autoren danke ich für die hervorragende grundlegende Arbeit. Sie wird vielen Entwicklern und Studenten ein ständiger Begleiter werden und einen wesentlichen Beitrag dazu leisten, dass unsere Fahrzeuge sicherer und umweltschonender werden.

Ravensburg im Mai 2011

Dr. Wolfgang Runge

Die Herausgeber

Dr. **Manfred Harrer** studierte Fahrzeugtechnik an der Hochschule München. Von 1997 bis 1999 arbeitete er in der Fahrwerksentwicklung bei der Audi AG in Ingolstadt. Von 1999 bis 2007 war Manfred Harrer bei der BMW Group in München als Versuchingenieur, Projektleiter und Leiter Vorentwicklung Lenksysteme beschäftigt. Von 2003 bis 2007 promovierte Manfred Harrer an der University of Bath, England. Hierbei beschäftigte er sich intensiv mit der Objektivierung fahrdynamischer Größen zur Beschreibung des subjektiv empfundenen Lenkgefühls und Fahrverhaltens. Seit 2007 ist Manfred Harrer bei der Dr. Ing. h. c. F. Porsche AG innerhalb der Fahrwerksentwicklung tätig. Er verantwortete dort das Fachgebiet Lenksysteme und Räder und die Abteilung Federungs-, Lenksysteme und Energieversorgung. Aktuell leitet er die Abteilung Entwicklung Fahrdynamik und Performance.

Seit mehreren Jahren engagiert sich Manfred Harrer in zahlreichen Kooperationsprojekten zwischen Industrie, Wissenschaft und Hochschulen. Als Autor und Co-Autor hat er eine Reihe von Publikationen zu unterschiedlichen Fahrwerks-themen veröffentlicht. Manfred Harrer ist Wissenschaftlicher Beirat bei den Fahrwerkstagungen chassis.tech_{plus} und Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn.



Prof. Dr. Dipl.-Ing. **Peter Pfeffer** studierte an der TU Wien und an der RWTH Aachen Maschinenbau. 1995 trat er in die Technische Entwicklung der Audi AG ein. Er arbeitete dort im Fahrwerksbereich und in der Akustik. Einer der Schwerpunkte der Tätigkeiten war die Aggregatelagerung, der Schwingungskomfort und Projektleitertätigkeiten. Von 2002 bis 2007 wirkte Peter Pfeffer als Lecturer an der University of Bath, England. Zu dieser Zeit forschte und promovierte er zum Thema Beeinflussung der Fahrdynamik durch Lenksysteme. Peter Pfeffer wurde 2007 als Professor für Fahrzeugtechnik an die Hochschule München berufen. Seine Forschungsschwerpunkte sind die Fahrdynamik, der Schwingungskomfort, Elastomer- und Hydrolager und Lenkungen. Er leitet das Kompetenz Zentrum Fahrzeugmechatronik - Fahrdynamik und ist seit 2010 Prodekan der Fakultät Maschinenbau, Fahrzeugtechnik, Flugzeugtechnik. Als Wissenschaftlicher Leiter der chassis.tech plus trägt er zum Wissenstransfer im Fahrwerksbereich bei. Peter Pfeffer ist zudem Stellvertretender Vorsitzender des VDI Bezirkverein München, Ober- und Niederbayern e.V., Mitglied im Beirat der „VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik“ und Sprecher des Arbeitskreises der Professoren für Fahrzeugtechnik an Fachhochschulen.



Autorenverzeichnis

Adamczyk, Dirk	ZF Friedrichshafen AG
Braess, Hans-Hermann, Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h.	ehemals BMW AG
Brosig, Stefan, Dr.	Volkswagen AG
Brunner, Sina	Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG
Gaedke, Alexander	ZF Lenksysteme GmbH
Gessat, Jochen, Dr.	TRW Automotive
Grüner, Stefan, Dr.	ZF Lenksysteme GmbH
Harrer, Manfred, Dr.	Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG
Hauhoff, Jörg, Dr.	Willi Elbe GmbH
Heger, Markus	ZF Lenksysteme GmbH
Herold, Peter	BMW Group
Hintersteiner, Rupert, Dr.-Ing.	Audi AG
Höll, Manuel	Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Mechatronik Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG
Holtschulze, Jens, Dr.-Ing.	BMW Group
Huang, Pei-Shih, Dr.-Ing.	BMW Group
Hullmann, Johannes	TRW Automotive
James, David	Bishop Steering Technology GmbH
Kleiner, Wolfgang	ZF Friedrichshafen AG
Lienkamp, Markus, Prof. Dr.-Ing.	TU-München
Lunkeit, Daniel	Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG
Maehlmann, Dirk	ZF Friedrichshafen AG

Pfeffer, Peter, Prof. Dr.	Hochschule München
Pruckner, Alfred, Dr.-Ing.	BMW Group
Reuter, Mirko	Audi AG
Saal, André	Audi AG
Sedlmeier, Ralf	Willi Elbe GmbH
Seewald, Alois, Dr.	TRW Automotive
Semmel, Dieter	Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG
Sentpali, Stefan, Prof. Dr.	Hochschule München, BMW Group
Span, Eduard, Dr.	TRW Automotive
Sprinzl, Michael	ZF Lenksysteme GmbH
Trzesniowski, Michael, Prof.	FH Joanneum
Ulrich, Hartmut, Prof. Dr.-Ing.	Hochschule Ruhr West
Vähning, Alexander	ZF Lenksysteme GmbH
Wallbrecher, Markus	BMW Group
Walters, Markus	Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG
Wiertz, Alexander	TRW Automotive
Zimmermann, Dirk, Dr.	TRW Automotive

Autorenverzeichnis nach Kapiteln

Adamczyk, Dirk
Kapitel **L**

ZF Friedrichshafen AG

Braess, Hans-Hermann, Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h.
Kapitel **B5, E2, G8**

ehemals BMW AG

Brosig, Stefan, Dr.
Kapitel **S**

Volkswagen AG

Brunner, Sina
Kapitel **C, H1**

Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG

Gaedke, Alexander
Kapitel **O**

ZF Lenksysteme GmbH

Gessat, Jochen, Dr.
Kapitel **N**

TRW Automotive

Grüner, Stefan, Dr.
Kapitel **O**

ZF Lenksysteme GmbH

Harrer, Manfred, Dr.
Kapitel **C, G, H1, T**

Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG

Hauhoff, Jörg, Dr.
Kapitel **J**

Willi Elbe GmbH

Heger, Markus
Kapitel **O**

ZF Lenksysteme GmbH

Herold, Peter
Kapitel **Q**

BMW Group

Hintersteiner, Rupert, Dr.-Ing.
Kapitel **F4**

Audi AG

Höll, Manuel
Kapitel **H1**

Universität Duisburg-Essen,
Lehrstuhl für Mechatronik
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG

Holtschulze, Jens, Dr.-Ing.
Kapitel **B3**

BMW Group

Huang, Pei-Shih, Dr.-Ing. Kapitel R	BMW Group
Hullmann, Johannes Kapitel K1 bis K4, K6 bis K7	TRW Automotive
James, David Kapitel K5	Bishop Steering Technology GmbH
Kleiner, Wolfgang Kapitel L	ZF Friedrichshafen AG
Lienkamp, Markus, Prof. Dr.-Ing. Kapitel S	TU-München
Lunkeit, Daniel Kapitel H2	Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG
Maehlmann, Dirk Kapitel L	ZF Friedrichshafen AG
Pfeffer, Peter, Prof. Dr. Kapitel A1 bis A2, B1 bis B2, B4, B6, E, G (außer G8), T	Hochschule München
Pruckner, Alfred, Dr.-Ing. Kapitel R	BMW Group
Reuter, Mirko Kapitel P	Audi AG
Saal, André Kapitel P	Audi AG
Sedlmeier, Ralf Kapitel J	Willi Elbe GmbH
Seewald, Alois, Dr. Kapitel K, N	TRW Automotive
Semmel, Dieter Kapitel M	Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG
Sentpali, Stefan, Prof. Dr. Kapitel F1 bis F3	Hochschule München, BMW Group
Span, Eduard, Dr. Kapitel K1 bis K4, K6 bis K7	TRW Automotive

Sprinzl, Michael
Kapitel **O**

ZF Lenksysteme GmbH

Trzesniowski, Michael, Prof.
Kapitel **D**

FH Joanneum

Ulrich, Hartmut, Prof. Dr.-Ing.
Kapitel **A3**

Hochschule Ruhr West

Vähning, Alexander
Kapitel **O**

ZF Lenksysteme GmbH

Wallbrecher, Markus
Kapitel **Q**

BMW Group

Walters, Markus
Kapitel **I**

Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG

Wiertz, Alexander
Kapitel **K1 bis K4, K6 bis K14**

TRW Automotive

Zimmermann, Dirk, Dr.
Kapitel **N**

TRW Automotive

Inhaltsverzeichnis

Vorwort der Herausgeber	V
Gastvorwort	VI
Die Herausgeber	VII
Autorenverzeichnis	IX
Abkürzungs- und Formelverzeichnis	XXVII
A Einleitung und Geschichte	1
Definition und Abgrenzung	2
1 Aufgabe und Bedeutung der Lenkung	2
1.1 Grundbauarten	3
1.2 Bauformen	3
2 Geschichte der Querdynamik	4
3 Geschichte der Kraftfahrzeuglenkung	8
3.1 Die Drehschemellenkung (Achsschemellenkung)	9
3.2 Die Achsschenkellenkung	9
3.3 Die Lenkungen der ersten Kraftfahrzeuge	10
3.4 Mechanische Lenkgetriebe	12
3.5 Servolenkgetriebe (Hilfskraftlenkung)	14
B Grundlegendes zum Lenkvorgang	21
1 Lenken – Fahrzeugführung quer	21
2 Kurvenfahrt	22
2.1 Langsame Kurvenfahrt	22
2.2 Schnelle Kurvenfahrt	22
3 Reifeneigenschaften in Querrichtung	24
3.1 Kraftübertragung Vertikal – Einfluss auf Latschlänge	24
3.2 Reifenseitenkraft, Reifennachlauf und -rückstellmoment	25
3.2.1 Bereich kleiner Querbeschleunigungen (lineare Reifeneigenschaften)	25
3.2.2 Bereich höherer Querbeschleunigungen (nichtlineare Reifeneigenschaften)	28
3.2.3 Einfluss durch Sturzwinkel	31
3.3 Transientes Verhalten der Reifenseitenkraft	32
3.4 Zusammenfassung Reifeneigenschaften	32
4 Lenkradmoment	33
4.1 Lenkradmomentenberechnung	34
4.2 Lenkungsverstärkung	35
4.3 Lenkunterstützungsmoment	38
5 Allradlenkung	39
6 Verspannungslenkung	40
C Anforderungen an die Lenkung –	43
1 Funktion und Lenkgefühl	43

2	Package	44
3	Gewicht	45
4	Kosten	46
5	Qualität	47
6	Energie und Umwelt	47
7	Akustik und Schwingungen	48
8	Systemsicherheit	48
9	Gesetzliche Anforderungen	49
D	Lenkkinematik	51
1	Einleitung	51
2	Kenngrößen der Lenkgeometrie	51
3	Kenngrößen der Radstellung	56
3.1	Lenkübertragung	63
4	Übertragungseinrichtung	65
E	Fahrdynamische Grundlagen	77
1	Fahrzeugmodellierung – lineares Einspurmodell	77
1.1	Bewegungsgleichungen	78
1.2	Lenkwinkel – Lenkradwinkel – Lenkungsverstärkung	80
1.3	Stationäre Kreisfahrt	83
1.4	Unter-/Übersteuern	85
1.5	Transientes Verhalten – Ansprechzeit auf Lenkradwinkelsprung	86
1.6	Gierfrequenzgang	87
1.7	Lenkungsmodelle	88
1.8	Lenkungsmodell mit Lenkunterstützung und Reibeffekten	90
1.9	Analyse des Einflusses von Fahrzeug- und Lenkungsparametern auf das Fahr- und Lenkverhalten	92
2	Fahrdynamische Grundauslegung für das Lenksystem	94
2.1	Auslegung der Schwenkachse – Stationäres Rückstellmoment	94
2.2	Bestimmung des Stabilitätsfaktor (Stability Factor)	94
2.3	Stationäre Gierverstärkung und Lenkempfindlichkeit	95
2.4	Lenkradmoment-Querbeschleunigungsgradient (stationär)	96
2.5	Frequenzgang Lenkradmoment-Lenkradwinkel	96
2.6	Free-Control-Stabilität	96
2.7	Eigenfrequenz und Dämpfung der Lenkung	97
2.8	Minimerung des Schiefeziehens bei ungleichen Bremskräften an der Vorderachse	98
2.9	Lenkstabiles Bremssystem	98
2.10	Einfluss der Aerodynamik auf das Fahrverhalten	98
2.11	Frontgetriebene Fahrzeuge	98
F	Akustik und Schwingungen	101
1	Stör- und Funktionsgeräusche	101
1.1	Schallquellen von Lenksystemen	102
1.2	Elektrische Lenksystemen	103
1.3	Hydraulische Lenksysteme	104
2	Stabilität	107
2.1	Hydraulisches Lenkungsklappern	108

2.2	Lenkungsrastern	109
2.3	Lenkraddrehschwingungen LDS	110
3	Körperschallübertragung durch Schläuche und Leitungen	112
3.1	Körperschallwellenüberlagerung	112
3.2	Akustisch wirksame Materialkenngrößen	112
3.3	Minderung der Schallübertragung durch Biegeverlegung	113
4	Lenksäule und Lenkrad – Auslegung hinsichtlich Schwingungskomfort	114
4.1	Auslegungsstrategie	115
4.2	Eigenfrequenzziele der Komponenten und im Gesamtfahrzeug	117
4.3	Berechnungsmodelle und -lastfälle	118
4.4	Parameterstudien	119
4.5	Lenkradtilger	121
4.6	Fazit	123
G	Lenkgefühl, Interaktion	125
1	Lenkverhalten und Lenkgefühl	125
2	Lenkgefühl	127
2.1	Führungsverhalten	128
2.2	Rückmeldeverhalten	129
2.3	Anforderungen an ein optimales Lenkverhalten und Lenkgefühl	129
3	Evaluierungsmethodiken des Lenkgefühls – Objektivierung	130
4	Subjektive Beurteilung des Lenkgefühls	131
5	Objektive Beurteilung des Lenkverhaltens	135
5.1	Messausstattung	135
5.2	Fahrmanöver	136
5.3	Automatisierte Datenaufbereitung	137
5.4	Objektive Parameter	138
6	Korrelations- und Regressionsanalyse	139
7	Zielbereiche für optimales Lenkverhalten	139
8	Authentisches oder synthetisches Lenkgefühl – Ein objektiv bewertbares Thema?	141
H	Auslegung von Lenkungen	145
1	Grundauslegung eines Lenkgetriebes	145
1.1	Zahnstangenkraft	145
1.2	Lenkradmoment	146
1.3	Lenkdynamik	146
1.4	Lenkleistung	148
1.5	Lenkungsreibung	148
1.5.1	Negative Aspekte von Reibung im Lenkgetriebe	149
1.5.2	Positive Aspekte von Reibung im Lenkgetriebe	149
2	Übertragungsverhalten von Lenksystemen	151
2.1	Führungsverhalten	151
2.2	Rückmeldeverhalten	152
2.2.1	Rückmeldung bei hydraulisch unterstützten Servolenkungen	153
2.2.2	Rückmeldungsrelevante nichtlineare Erweiterungen bei hydraulischen Ser- volenkungen	156
2.2.3	Rückmeldung bei elektromechanisch unterstützten Servolenkungen	158

I Lenkrad	163
1 Einführung	163
2 Baugruppen	163
2.1 Skelett	164
2.2 Lenkradkranz und Lenkradkorpus	167
2.3 Hupe	167
2.4 Airbag und Crash	168
2.4.1 Airbagkappe	169
2.4.2 Luftsack	169
2.4.3 Gasgenerator	170
2.5 Multifunktion	171
2.6 Schaum/Leder/Dekore	174
3 Anforderungen an die Komponenten und ZSB	175
4 Erprobung und Absicherung	175
4.1 Airbag	176
4.1.1 Allgemeine- und Crashanforderungen	176
4.1.2 Umweltsimulation	176
4.2 Lenkrad	178
4.2.1 Betriebsfestigkeit	178
4.2.2 ECE-R12	180
4.2.3 Umweltsimulation/Lacktest/Galvaniktest	180
4.3 Bedienelemente/EE	181
5 Modularisierung/Entwicklungstrends/Ausblick	182
J Lenksäule und Lenkzwischenwelle	183
1 Einführung	183
2 Baugruppen	184
2.1 Lenkstrang Oben	185
2.2 Manuell verstellbare Lenksäule MVLS	186
2.3 Elektrisch verstellbare Lenksäule EVLS	186
2.4 Lenkzwischenwellen	187
2.4.1 Ungleichförmigkeit und Center Point	188
2.5 Komponenten der Baugruppen	190
2.5.1 Verstelleinheiten	190
2.5.1.1 Manuelle Verriegelung	190
2.5.1.2 Elektrische Antriebseinheit	191
2.5.2 Lenkstrang oben inklusive Mantelrohr	193
2.5.3 Crashelement	194
2.5.4 Gelenke	196
2.5.4.1 Einfachgelenke	197
2.5.4.2 Zentriertes Doppelgelenk	197
2.5.5 Längenausgleich der Lenkzwischenwelle	198
2.5.6 Dämpfungselemente	199
3 Erprobung der Lenksäule und Lenkzwischenwelle	200
3.1 Übertragungsfähigkeit	201
3.1.1 Statische Festigkeit	201
3.1.2 Dynamische Festigkeit	201
3.2 Steifigkeit	202
3.3 Verstelldauerlauf für Lenksäulen	203
3.4 Eigendynamisches Verhalten	203

3.4.1	Anforderung an die Lenksäule	204
3.4.2	Analytische Ermittlung/Messung des eigendynamischen Verhaltens	204
3.4.3	Einflussparameter	205
3.5	Crasheigenschaften	206
3.5.1	Lenkspindel	206
3.5.2	Lenksäule	208
3.6	Verschiebekräfte zur Einstellung der Lenksäule	209
3.7	Temperatur	210
3.8	Korrosion	210
4	Ausblick	211
K	Mechanische und hydraulische Lenkungen	213
1	Begriffsbestimmung von Zahnstangenlenkungen	213
2	Verwendbarkeit/Vor- und Nachteile	215
3	Kinematische Unterscheidungsmerkmale von Lenkgetrieben	215
3.1	Position des Lenkgetriebes relativ zur Vorderachse	216
3.2	Anbindung des Lenkgetriebes im Fahrzeug	216
3.3	Ausrichtungen des Lenkgetriebegehäuses	217
3.4	Anbindung der Spurstangen	217
3.5	Art des Übersetzungsverhältnisses	218
4	Aufbau und Hauptkomponenten eines mechanischen Zahnstangenlenkgetriebes	219
4.1	Lenkgetriebegehäuse	220
4.1.1	Einteiliges Lenkgetriebegehäuse	220
4.1.2	Zweiteiliges Lenkgetriebegehäuse als Verbundkonstruktion	221
4.2	Lenkritzel	221
4.2.1	Lenkritzellagerung	221
4.2.2	Ausführung der Lenkritzelverzahnung	222
4.3	Zahnstange und Zahnstangenführung	223
4.3.1	Zahnstangenführung	223
4.3.2	Druckstück	224
4.3.3	Zahnstangenlagerbuchse	226
5	Verzahnung und Lenkgetriebeübersetzung	227
5.1	Konstante Lenkgetriebeübersetzung	227
5.2	Variable Lenkgetriebeübersetzung	228
5.2.1	Entwicklungsgeschichte	229
5.3	Anwendungen	229
5.3.1	Lenksystem-orientierte Anwendung	229
5.3.2	Fahrerorientierte Anwendung	231
5.3.3	Sonderanwendungen	232
5.4	Technische Grenzen	235
5.4.1	Größenordnung der Übersetzungserhöhung	235
5.4.2	Kontaktlinien	236
5.4.3	Stabilität und Geräusch (NVH)	236
5.5	Herstellungsverfahren	238
5.5.1	Taumelfließpressen	238
5.5.2	Halbwarm Schmieden	239
5.5.3	Rohrumformung	240
6	Anforderungen an ein mechanisches Zahnstangenlenkgetriebe	241
6.1	Funktionsanforderungen an Lenkgetriebe	241
6.1.1	Druckstückspiel	242

6.1.2	Lenkritzeldrehmoment.....	242
6.1.3	Zahnstangenverschiebekraft	243
6.1.4	Wirkungsgrad	244
6.1.5	Geräusch-(NVH)-Anforderungen	245
6.2	Festigkeitsanforderungen an Lenkgetriebe	245
6.2.1	Statische Festigkeit	245
6.2.2	Dynamische Festigkeit und Verschleißprüfung	245
6.3	Umweltanforderungen an Lenkgetriebe	246
6.3.1	Salzsprühnebelprüfung	246
6.3.2	Schmutzwasserprüfung	246
7	Designverifikation und Produktvalidierung eines Zahnstangenlenkgetriebes.....	247
7.1	Konzeptverifikation (CV).....	247
7.2	Designverifikation (DV).....	247
7.3	Produktvalidierung (PV)	247
7.4	Serienbegleitende Prüfung	248
8	Hydraulische Lenkungen	248
8.1	Zielsetzung	249
8.2	Notwendige Veränderungen am Fahrzeug gegenüber der manuellen Lenkung	249
8.3	Notwendige Veränderungen am Lenkgetriebe gegenüber der manuellen Lenkung ...	250
8.4	Besonderheiten für hydraulische Lenkgetriebe beim Einsatz im Fahrzeug	250
9	Aufbau und Komponenten hydraulischer Lenkgetriebe.....	251
9.1	Ausführungsformen	252
9.1.1	Endabgriff.....	252
9.1.2	Mittenabgriff.....	252
9.1.3	Paralleler Hilfszylinder	253
9.2	Zylinder	254
9.2.1	Zahnstange im Zylinderbereich	254
9.2.2	Kolben mit Kolbenring	255
9.2.3	Zahnstangendichtungen und Dichtsystem des Zylinders	257
9.2.4	Zylinderrohr mit Anschläßen	260
9.3	Drehschieberventil mit Eingangswelle und Lenkritzel	261
9.3.1	Lenkritzel.....	262
9.3.2	Drehstab und Überlastsicherung	262
9.3.3	Steuerhülse mit Ventilringen	262
9.3.4	Eingangswelle.....	263
9.3.5	Ausführungsformen	264
9.4	Weitere Komponenten eines hydraulischen Lenkgetriebes	265
9.4.1	Transferleitungen	265
9.4.2	Balgentlüftung	265
9.5	Typische Kennwerte hydraulischer Lenkgetriebe	266
10	Funktionsweise der Lenkungshydraulik	266
10.1	Lenkventil – Prinzip der Drosselung	266
10.2	Äußere Einflüsse auf die Ventilkennung	271
10.3	Wirkung von Lenkbewegungen – Volumenstromaufteilung	272
10.4	Ventilgeräusche – Zischen	273
10.5	Innere Leckage	274
10.6	Modellbildung (Lageregelkreis)	275
10.7	Dämpfung – Instabilitäten	276
11	Hydraulische Zusatzsysteme	277
11.1	Mittenzentrierung	277
11.2	Geschwindigkeitsabhängigkeit	279

11.3	Dämpfungsventile.....	281
11.4	Lenkventile mit Dämpfungseigenschaften	283
11.5	Druckbegrenzung in der Zahnstangenendlage.....	284
12	Kugelumlauflenkgetriebe/Nfz-Lenksysteme.....	285
12.1	Einsatzbereiche.....	285
12.2	Aufbau von Kugelumlauflenkgetrieben.....	286
12.3	Vergleich zwischen Kugelumlauflenkung und Zahnstangenlenkung.....	288
12.4	Technische Daten und Kennwerte	288
12.5	Zusatzsysteme	289
12.6	Zweikreis-Lenkung	289
13	Anforderungen an ein hydraulisches Lenkgetriebe.....	291
13.1	Funktionsanforderungen.....	291
13.2	Festigkeitsanforderungen	291
13.2.1	Statische Festigkeit – Berstdruckprüfung	291
13.2.2	Dynamische Festigkeit – Druckpulsation	291
13.3	Umweltanforderungen – Kaltstarttest.....	291
L	Spurstangen.....	293
1	Einleitung.....	293
2	Basisausführungen	293
2.1	Spurstangen für Kugelumlauflenkungen	293
2.2	Spurstangen für Zahnstangenlenkungen.....	294
3	Spurstangengelenke	295
3.1	Innengelenk (Axialgelenk)	295
3.1.1	Belüftungsfunktion des Innengelenks.....	297
3.2	Außengelenk (Winkelgelenk, Radialgelenk).....	297
4	Spureinstellung	298
5	Anforderungen und Auslegung.....	299
5.1	Auslegungsregeln von Spurstangen.....	299
5.2	Auslegung der Spurstange auf Bauteilfestigkeit.....	299
5.3	Auslegung der Gelenklagerung	301
5.4	Auslegung der Außengelenkabdichtung	302
6	Dämpfung/Entkopplung.....	304
7	Schnittstelle zum Radträger	304
8	Leichtbau	305
9	Ausblick	306
9.1	Überlastverhalten.....	306
9.2	Sensorgelenk	307
M	Hydraulische Energieversorgung	309
1	Servopumpen	309
1.1	Einführung.....	309
1.2	Flügelzellenpumpe	309
1.2.1	Flügelzellenpumpen mit Bypassventil zur Energieeinsparung	311
1.2.2	Verstellpumpe.....	312
1.3	Radialkolbenpumpe	315
1.4	Tandempumpe	316
2	Ölversorgung und Öle.....	316
2.1	Ölbehälter	316
2.1.1	Bauarten.....	317

2.1.2	Befüllung und Entlüftung	317
2.1.3	Filtration	317
2.1.4	Abscheidegrad	318
2.1.5	Systemreinheit	319
2.1.6	Auslegung unter Querbeschleunigung	320
2.2	Lenkungsschläuche und Leitungen	321
2.2.1	Hochdruckleitung inklusive Verschraubung (Schlauchtypen und Aufbau)	321
2.2.2	Verschraubungen von Hochdruckleitungen und Dehnschläuchen	322
2.2.3	Saug- und Rücklaufleitung	322
2.2.4	Akustik-Abstimmung/Geräuschmaßnahmen	323
2.3	Kühlung/Kühlwendel/Kühler	323
2.4	Systemgrenzen	324
2.5	Servoöle	325
2.5.1	Sonstige Spezifikationen	325
N	Elektrohydraulische Lenksysteme (EPHS)	327
1	Einleitung	327
1.1	Aufbau und Funktionsweise	327
1.2	Lenksystemklassifikation	329
1.3	Anwendungsbeispiele	330
2	Systembeschreibung	330
2.1	Systemübersicht	330
2.2	Systemauslegung	332
2.2.1	Quasi-stationäre Auslegung	332
2.2.2	Dynamische Auslegungskriterien	333
2.3	Energieverbrauch	334
2.3.1	Wirkungsgrad	334
2.3.2	Leistungsaufnahme und Energieverbrauch	335
3	Komponenten	337
3.1	Motorpumpen-Aggregat	337
3.1.1	Hauptanforderungen und Schnittstellen	337
3.1.2	Elektrisches Antriebsaggregat	338
3.1.3	Pumpe und Ventile	340
3.2	Hydraulisches Leitungssystem	342
3.2.1	Hauptanforderungen	342
3.2.2	Aufbau und Dämpfungsprinzipien	343
3.2.3	Bestimmung des Dämpfungsverhalten	343
3.2.4	Hydraulischer Widerstand	344
3.3	Weitere Komponenten	345
3.3.1	Sensoren	345
3.3.2	Fluide	345
3.3.3	Behälter und Halterungen	345
O	Elektromechanische Lenksysteme (EPS)	347
1	Einleitung	347
1.1	Analogiebetrachtung EPS zur HPS	349
2	Bauarten von EPS-Systemen	350
2.1	EPSc – Column	350
2.2	EPSp – Pinion	351
2.3	EPSdp – Dual Pinion	351

2.4	EPSapa – Axle Parallel.....	353
2.5	EPSrc – Rack Concentric	353
3	Baugruppen der EPS	354
3.1	Servogetriebe.....	354
3.1.1	Schneckengetriebe	355
3.1.2	Kugelgewindetrieb.....	356
3.1.3	Zahnriemengetriebe	357
3.2	Elektromotor.....	358
3.2.1	Übersicht/Vergleich/Arbeitsbereich	358
3.2.2	Gleichstrommotor mit mechanischem Kommutator	361
3.2.3	Asynchronmotor	362
3.2.4	Synchronmotor	363
3.2.5	Position-/Drehzahlsensorik	365
3.3	Drehmomentsensor.....	368
3.3.1	Anforderungen/Klassifizierung	368
3.3.2	Sensoren mit Torsionsstab	369
3.3.3	Torsionssteife Sensoren	374
3.4	Steuergerät.....	376
3.4.1	Bauarten.....	377
3.4.2	Signalelektronik	379
3.4.3	Leistungselektronik	380
4	Systemauslegung.....	382
4.1	Allgemeine Systemanforderungen.....	382
4.2	Auslegungsparameter	384
4.3	Anforderungen an das Bordnetz	388
5	Systemsicherheit	389
5.1	Normatives Regelwerk	389
5.1.1	IEC 61508.....	389
5.1.2	ISO 26262.....	390
5.2	Sicherheit in EPS Anwendungen.....	390
5.2.1	Aufgabe des Sicherheitskonzepts	390
5.2.2	Risikoeinstufung von EPS-Systemen	391
5.2.3	Eigenschaften des sicheren Zustands	392
5.2.4	Abschaltpfade	393
5.2.5	Sicherheitsmaßnahmen für die Teilkomponenten des Systems	394
5.2.5.1	Überwachung externer Signale.....	394
5.2.5.2	Überwachung Sensorik.....	394
5.2.5.3	Überwachungskonzept des Rechnersystems	395
5.2.5.4	Überwachung Leistungselektronik/Aktor	396
5.2.5.5	Sicherheitsbezogenes ECU-Blockschatzbild.....	397
6	Lenkfunktionen und Regelung	397
6.1	Lenkfunktionen	398
6.1.1	Grundlenkfunktionen.....	399
6.1.1.1	Servounterstützung	399
6.1.1.2	Reibungskompensation	401
6.1.1.3	Trägheitskompensation	401
6.1.1.4	Dämpfung	402
6.1.2	Erweiterte Lenkfunktionen	402
6.1.2.1	Aktiver Rücklauf	402
6.1.2.2	Geradeauslauf Korrektur	403
6.1.3	Funktionen auf Fahrzeugebene	403

6.1.3.1	Parklenkassistent	403
6.1.3.2	Fahrerwarnung/Lane Departure Warning	403
6.1.3.3	Spurführung/Lane-Keeping-System	404
6.1.3.4	Fahrdynamische Lenkmomentenempfehlung	404
6.2	Regelungskonzepte für das Lenkgefühl	404
6.2.1	Klassische Regelungskonzepte	404
6.2.2	Regelung des Fahrermoments	405
P	Überlagerungslenkung	409
1	Einleitung	409
2	Historie	409
3	Funktionsprinzip	410
4	Aufbau	411
4.1	Allgemeiner Systemaufbau	412
4.2	Aktuatorik und Aktuatorvarianten	412
4.2.1	Audi/ZFLS-Dynamiklenkung	412
4.2.2	BMW/ZFLS-Aktivlenkung	415
4.2.3	Lexus/JTEKT VGRS	416
4.3	Anpassungen am Lenksystem	417
4.3.1	Lenkübersetzung	419
4.3.2	Anpassungen zur Erfüllung von Akustikanforderungen	419
4.3.3	Anpassungen aufgrund der Lenkstabilisierung	419
4.3.4	Systemvernetzung	420
5	Funktionen der Überlagerungslenkung	420
5.1	Variable Lenkübersetzung	420
5.1.1	Niedrige Geschwindigkeiten	421
5.1.2	Mittlerer Geschwindigkeitsbereich	421
5.1.3	Stabilität bei hoher Geschwindigkeit	421
5.1.4	Kennlinienvarianten je nach Fahrerwunsch	423
6	Lenkungsstabilisierung	423
6.1	Lenkstabilisierung beim Übersteuern	424
6.2	Lenkstabilisierung beim Untersteuern	424
6.3	Lenkstabilisierung beim Bremsen auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten (μ -split)	426
7	Systemsicherheit	427
8	Ausblick	429
Q	Allradlenkung	431
1	Einleitung, Historie, Grundlagen, Zielsetzung	431
2	Bauweisen	432
2.1	Mechanische Systeme	433
2.2	Hydraulische Systeme	435
2.3	Elektromechanische Systeme	436
2.4	Zentralaktor versus Einzelradaktuatoren	439
3	Auswirkungen einer Allradlenkung auf das Fahrverhalten	440
3.1	Kinematische Eigenschaften einer Allradlenkung	440
3.2	Einfluss einer Allradlenkung auf die stationären Fahreigenschaften	441
3.3	Einfluss einer Allradlenkung auf die instationären Fahreigenschaften	442
3.4	Kombination einer Hinterradlenkung mit einer Überlagerungslenkung an der Vorderachse	443

R	Steer-by-Wire	447
1	Einleitung.....	447
2	Komponenten.....	449
3	Lenkfunktion.....	453
4	Sicherheitskonzept.....	456
5	Ausblick	458
S	Überblick – Fahrerassistenz.....	459
	Ausgewählte Fahrerassistenzsystemfunktionen in Bezug auf die Lenkung im Überblick ...	459
1	Fahrstabilitätseingriffe	459
1.1	Funktion „Lenkempfehlung“	460
1.1.1	„Lenkempfehlung“ beim Gieren.....	460
1.1.2	„Lenkempfehlung“ in der μ -Split-Situation.....	460
1.2	Anforderungen an die Ergonomie	461
1.3	Anforderungen an die Sicherheit.....	462
2	Spurassistenz.....	462
2.1	Spurhalteassistenz (Lane Keeping Support – LKS).....	463
2.1.1	Technische Realisierung.....	463
2.1.2	Funktionsweise	464
2.1.3	In der Praxis.....	464
2.2	Spurverlassenswarnung (Lane Departure Warning – LDW).....	465
2.3	Ausgewählte Systeme auf dem Markt	466
2.4	Ausblick Spurhalteassistenz	467
3	Einparkassistenz – Park Assist.....	467
3.1	Anforderungen an das Einparksystem	468
3.2	Technische Realisierung.....	468
3.3	Ausgewählte Systeme auf dem Markt	470
3.4	Ausblick Einparkassistenz.....	470
T	Ausblick – Zukunft der Lenkung	473
1	Autonomes Fahren	473
2	Steer by Wire	474
3	Allradlenkung	474
4	Integrierte Fahrdynamikregelung.....	475
5	Baukasten bzw. Modularisierung von Lenksystemen	475
6	Neue Absatzmärkte	476
7	Technologiewandel in der Lenkungstechnik.....	476
8	Lenkradentwicklung	477
9	Lenksäulenentwicklung	478
	Sachwortverzeichnis	479

Abkürzungs- und Formelverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis

ABS	Anti-Blockiersystem
AC	Alternating Current
AD	Analog-Digitalwandler
AFS	Active Front Steering
AHK	Aktive Hinterachskinematik
AMR	Anisotropen magnetoresistiv
APA	Achsparalleler Antrieb
ASIC	Application-Specific Integrated Circuit
ASIL	Automotive Safety Integrity Level
ASM	Asynchronous Motor
ATF	Automatic Transmission Fluid
BCM	Body-Control-Modul
B-EPS	Achsparalleles EPS
BLDC	Bürstenloser Gleichstrommotor (Brushless Direct Current)
BRIC	Brasilien, Russland, Indien, China
CAE	Computer Aided Engineering
CAN	Controller Area Network
C-EPS	Lenksäulen EPS
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
CGR	Constant Gear Ratio
CPU	Central Processor Unit
CR	Chloroprene Rubber
CR-EPS	Zahnstangen-konzentrische EPS
CS	Circular-Spline
CSM	Chlorsulfonyl-Polyäthylen-Kautschuk
CV	Konzeptverifikation
DBC	Direkt Bonded Copper
DBV	Druckbegrenzungsventil
DC	Direct Current
DCM	Direct Current Motor
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnmessstreifen
DP-EPS	Doppelritzel EPS
DV	Designverifikation

EC	Electronically Commutated Motor
ECE	Economic Commission for Europe
ECU	Electronic Control Unit
EHPS	Electro Hydraulic Power Steering
EMC	Electro Magnetic Compatibility
EMV	Elektro Magnetische Verträglichkeit
EPS	Elektromechanische Lenkung (Electric Power Steering)
EPSapa	Achsparallele EPS
EPSc	Column EPS
EPSdp	Dual Pinion EPS
EPSp	Pinion EPS
EPSrc	Rack Concentric EPS
ESD	Electrostatic Discharge
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
ESV	Experimental-Safety-Vehicle
EU	Europäische Union
EV	Electric Vehicle
EVLS	Elektrisch verstellbare Lenksäule
EWG	Europäische Wirtschaftsgemeinschaft
FB	Flex-Bearing
FCV	Fuel Cell Vehicle
FEA/FEM	Finite-Elemente-Analyse/Methode
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standard
FS	Flex-Spline
FS (FDR)	Fahrstabilisierung (Fahrdynamikregelung)
FS (VS)	Fahrstabilisierung (Vorsteuerung)
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
GND	Ground (Bezugspotenzial)
HA	Hinterachse
HAD	Hinterachsämpfer
HEV	Hybrid Electric Vehicle
HICAS	High Capacity Actively Controlled Suspension
HNBR	Hydrierter Acrylnitrilbutadien-Kautschuk
HPS	Hydraulische Servolenkung (Hydraulic Power Steering)
IAS	Integral Aktivlenkung
IC	Elektrischer Schaltkreis
IEC	International Electrotechnical Commission
IGBT	Insulated-Gate Bipolar Transistor
IMS	Isoliertes Metallsubstrat
ISO	International Standards Organization
KGT	Kugelgewindetrieb
KTL	Kathodische Tauchlackierung
LCV	Light Commercial Vehicle

LDM	Lehrdurchdrehmoment
LDS	Lenkraddrehschwingung
LDW	Lane Departure Prevention
LED	Light Emitting Diode
LIN	Local Interconnected Network
LKS	Lane Keeping Support
MFS	Multifunktionsschalter
MFS	Magnetfeldsensor
ML	Motorlager
MOST	Media Oriented Systems Transport
MPA	Motorpumpen-Aggregat
MR	Magnetoresistiv
MSG	Manuelle Lenkung
MVLS	Manuell verstellbare Lenksäule
NBR	Nitrile Butadiene Rubber
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
Nfz	Nutzfahrzeug
NHTSA	National Highway Safety Traffic Administration
Nkw	Nutzkraftwagen
NVH	Noise Vibration Harshness
OEM	Original Equipment Manufacturer
OOP	Out Of Position
OSEK/VDX	Offene Systeme und deren Schnittstellen für die Elektronik in Kraftfahrzeugen/Vehicle Distributed eXecutive
PA	Polyamid
PCB	Leiterplatte
PDC	Park Distance Control
PEEK	Polyetherketone
P-EPS	Pinion EPS
Pkw	Personenkraftwagen
PMSM	Permanent Magnet Synchronous Motor
POM	Polyoxymethylen
ppm	parts per million
PTFE	Polytetrafluoroethylene
PUR	Polyurethan
PV	Produktvalidierung
PVD	Physical Vapour Deposition
PWM	Pulsweitenmodulation
QM	Qualitätsmanagement
RAM	Random Access Memory
RC-EPS	Achsversetzte EPS
RdW	Rest der Welt
ROM	Read Only Memory

SAE	Society of Automotive Engineers
SAW	Surface Acoustic Wave
SCU	Steering Control Unit
SH	Sensor Host
SIL	Safety Integrity Level
SISO	Single Input Single Output
SMD	Surface Mounted Device
SR	Switched Reluctance
StVZO	Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung
SUV	Sport Utility Vehicle
TFC	Thick Film Copper
THC	Through Hole Component
UE	Spurhebel
UV	Ultra Violette
VA	Vorderachse
VAD	Vorderachsämpfer
V _{CC}	Common-Collector Voltage
VDA	Verband der Automobilindustrie
VGR, VGS	Variable Gear Ratio
WG	Wave Generator
WKR	Wendekreisreduzierung
ZB, ZSB	Zusammenbau
ZFLS	ZF Lenksysteme GmbH

Formelverzeichnis

Symbol	Einheit	Bezeichnung
α	rad	Schräglauwinkel des Reifens
α	rad	Beugungswinkel Gelenk Lenkzwischenwelle
β	rad	Schwimmwinkel
β	rad	Winkel zwischen den Gelenkebenen
β_T/β_U		Übertragungswinkel
β_x		Abscheidegrad
β_z	rad	Schrägungswinkel
γ	rad	Scherwinkel
γ	rad	Versatzwinkel Lenkzwischenwelle
γ	rad	Installationswinkel Ritzelachse
δ^*	rad	Spurhebeldrehwinkel
$\delta, \dot{\delta}$	rad, rad/s	Radlenkwinkel, -geschwindigkeit
δ_A	rad	Ackermannwinkel
δ_D	rad	Dynamischer Bezuglenkwinkel
δ_G	rad	Drehwinkel des Lenkstockhebels

δ_h	rad	Hinterradlenkwinkel
δ_H	rad	Lenkradwinkel
δ_H^*	rad	Ritzeldrehwinkel
δ_{LS}	rad	Lenksäulenwinkel
δ_M	rad	Additionswinkel
$\delta_{o,\max}$	rad	Größter Einschlagwinkel des kurvenäußerem Vorderrades
δ_v	rad	Vorderradlenkwinkel
$\Delta\delta$	rad	Gewollter Lenkdifferenzwinkel
$\Delta\delta_A$	rad	Spurdifferenzwinkel, Lenkdifferenzwinkel nach Ackermann
$\Delta\delta_F$	rad	Lenkabweichung
$\Delta\delta_H$	rad	Lenkwinkelbereich am Lenkrad
$\Delta\delta_{H,e}$	rad	Elastische Nachgiebigkeit am Lenkrad
$\Delta\delta_{H,Re}$	rad	Lenkrad verbleibende Restwinkel
ε	rad	Radsturzwinkel
$\varepsilon_{V,\varphi,F}$		Wanklenkfaktor
ε_α		Profilüberdeckung Verzahnung
ε_β		Sprungüberdeckung Verzahnung
ε_γ		Gesamtüberdeckung Verzahnung
$\Delta\varepsilon_{V,\varphi,F}$	rad	Sturzanteil infolge des Wankens
ζ	—	Dämpfungsmaß
η		Frequenzverhältnis
η		Wirkungsgrad
K_{ist}	1/m	Krümmung
λ	rad	Ausrichtung des Spurhebels
ρ	m	Kurvenradius, Krümmungsradius der Bahnkurve
σ	rad	Spreizung
τ	rad	Nachlaufwinkel
φ	rad	Drehwinkel
χ	1/m	Wankwinkel
$\psi, \dot{\psi}$	rad, rad/s	Gierwinkel, Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierrate)
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_E	rad/s	Eckfrequenz
ω_n	1/s	Eigenfrequenz des Lenkstrangs

<i>Symbol</i>	<i>Beschreibung</i>
a	Luft
dyn	dynamisch
o	(kurven-) außen
i	(kurven-) innen
F	vorne
R	hinten

A

Einleitung und Geschichte

Der große Vorteil der Kraftfahrzeuge gegenüber der Eisenbahn liegt darin, dass der Fahrer die Spur des Fahrzeugs bestimmt oder mit anderen Worten, Kraftfahrzeuge sind lenkbar und an keine externe Spurvorgabe gebunden. Die Baugruppe Lenkung ist dem Fahrwerk zugeordnet. Das Fahrwerk überträgt alle Kräfte zwischen dem Fahrzeugaufbau und der Straße, abgesehen von den aerodynamischen Kräften. Typischerweise teilt man die Aufgaben des Fahrwerks in Vertikal-, Längs- und Querdynamik ein. Die Querdynamik wird im Wesentlichen von der Lenkung gemeinsam mit der Radaufhängung und dem Reifen geprägt.

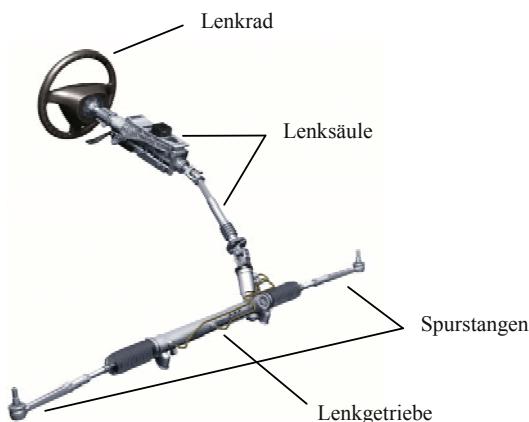


Bild A-1
Bauteile einer Lenkung (*Porsche 997*)

Die Bauteile der Lenkung sind das Lenkrad, die Lenksäule, das Lenkgetriebe und die Spurstangen (Lenkgestänge) **Bild A-1**. Über das Lenkrad gibt der Fahrer seine Lenkbefehle, diese werden über die Lenksäule an das Lenkgetriebe weitergeleitet. Das Lenkgetriebe wird heutzutage meistens als Ritzel-Zahnstangengetriebe ausgeführt. Dieses übersetzt die Drehbewegung in eine Linearbewegung. Über die Spurstange mit den Kugelgelenken wird die Linearbewegung an den Radträger übertragen. Da die Anlenkung des Radträgers nicht direkt an der Lenkachse erfolgt, wird schließlich eine Drehbewegung des Rades um die Lenkachse bewirkt. Die sich durch den Schräglauf des Rades aufbauenden Seitenkräfte führen zu dem angestrebten Giermoment des Fahrzeugs und somit zur Kurvenfahrt. Um die aufzubringenden Kräfte für den Fahrer zu reduzieren wird meist am Lenkgetriebe die Kraft des Fahrers unterstützt. Lenkungen mit solch einer Unterstützung werden als Hilfskraft- oder Servolenkungen bezeichnet. Die Lenkung soll ein vorhersehbares und komfortables Fahren ermöglichen ohne die nützlichen Rückmeldungen an den Fahrer zu unterbinden. Störende Einflüsse von der Fahrbahn und von den Rädern sollen jedoch vom Fahrer ferngehalten werden.

Dieses Lenkungshandbuch ist für Fachleute aus dem Fahrwerksbereich sowie für Lehrende und Studierende an Hochschulen konzipiert. Dieses Buch deckt die wissenschaftlichen Grundlagen der Lenkungen im Kraftfahrzeug ab. Weiterhin werden der Stand der Technik dokumentiert und aktuelle Entwicklungstrends aufgezeigt. Hierzu wird auf die Expertise von vielen namhaften Experten aus der Industrie und Hochschulen zurückgegriffen.

In den ersten Kapiteln werden die Historie, die Grundlagen, die Bauarten und die Anforderungen an moderne Lenksystemen erläutert. Es wird insbesondere auf die Lenkinematik, die fahrdynamischen

Anforderungen, die auftretenden Schwingungen, auf das Lenkgefühl und auf die funktionale Grundauslegung eingegangen (Kapitel A bis H). Weiterhin widmet sich das Buch in den Kapiteln I bis O den einzelnen Baugruppen vom Lenkrad bis zur Spurstange. Die unterschiedlichen Lenkgetriebebauarten wie der manuellen, hydraulischen (HPS) oder der elektromechanischen Lenkung (EPS) werden erläutert. Eine deutliche Funktionsaufweitung bringen die speziellen Ausführungen von Lenkungen wie die Überlagerungslenkung (Kapitel P), Allradlenkung (Kapitel Q) und Steer-by-Wire-Lenkungen (Kapitel R) mit sich. Die Fahrerassistenz durch Lenksysteme und ein Ausblick auf zukünftige Trends in den Kapiteln S und T schließen das Buch ab.

Definition und Abgrenzung

Die Lenkung dient dazu, dem Fahrer die Möglichkeit der Fahrzeugquerführung zu geben, d. h. durch die Lenkung beeinflusst der Fahrer die Querdynamik des Fahrzeugs. Das System Lenkung verbindet den Fahrer mit den gelenkten Rädern des Fahrzeugs. Meist geschieht das auf die Weise, dass durch die Drehung des Lenkrades Drehbewegungen der gelenkten Räder um die Lenkachsen verursacht werden. Dieses Anstellen der (gelenkten) Räder verursacht Kräfte quer zum Rad, welche wiederum das Fahrzeug um die Hochachse beim Fahren drehen. Dieses Handbuch behandelt die Dynamik dieses Lenkvorgangs in Zusammenhang mit dem Fahrzeug und die dazu notwendigen Bauteile. Das sind das Lenkrad, die Lenksäule, das Lenkgetriebe, die Spurstangen, die Lenkunterstützung und deren Regelung und Energieversorgung. Für Achsbauteile selbst sei auf die Literatur verwiesen (siehe Heißing und Ersoy 2007 oder Reimpell und Betzler 2005). Ebenso werden Sonderbauformen wie die Überlagerungslenkung, Hinterradlenkung, Steer by Wire und Verspannungslenkung behandelt und Fahrerassistenzsysteme, welche mit der Lenkung im engeren Zusammenhang stehen. Dieses Buch beschränkt sich auf Lenkungen von Personenkraftfahrzeugen (kurz Fahrzeuge). Lenkungen von Rennfahrzeugen, Nutzfahrzeugen (Dudziński 2005), Motorrädern, Flugzeugen und Schienenfahrzeugen werden hier nicht im Detail behandelt.

1 Aufgabe und Bedeutung der Lenkung

Bei Straßenfahrzeugen erfolgt die Fahrzeugquerführung durch den Fahrer fast gänzlich über das System Lenkung. Für die Sicherheit im Verkehr ist es von essentieller Bedeutung, dass das Fahrzeug den vom Fahrer aufgrund des Straßenverlaufs und des Verkehrsgeschehens vorgegebenen Kurs präzise und exakt folgt und weitestgehend beibehält (Braess und Seiffert 2007). Der Fahrer muss stets das sichere Gefühl haben, dass das Fahrzeug vorhersehbar und zuverlässig auf seine Lenkeingaben reagiert. Für die Qualität der Kurshaltung ist es daher wichtig, dass die Lenkeingaben von der Lenkung bzw. vom Fahrzeug sehr schnell und in dem vorhergeahnten Maße umgesetzt werden, damit der Fahrer die Kursänderungen erkennen und wiederum darauf reagieren kann.

Für die Entwicklung von Lenkungen ergeben sich daraus eine große Anzahl an Anforderungen und Aufgaben zur kundengerechten Auslegung:

- Ausreichend geringe Lenkradmomente und ein kleiner Lenkradwinkelbedarf beim Parkieren
- Leichtgängigkeit, Feinfühligkeit, Zielgenauigkeit, guter Geradeauslauf, ausreichende Direktheit, spontanes Ansprechen
- Ausgeprägter Straßenkontakt, Rückmeldung des Kraftschlusses Reifen/Fahrbahn
- Selbstständiges Rückstellen in die Mittellage, gutes Mittengefühl, stabilisierendes Verhalten bei allen Fahrmanövern
- Störgrößenunterdrückung aus Fahrbahnunebenheiten, Antrieb, Bremsung, Reifenungleichförmigkeiten

- Ausreichende Dämpfung zur Unterdrückung von Eigenschwingungen des Fahrzeugs
- Erfüllung der Crashanforderungen und -vorschriften zum Insassenschutz
- Niedriger Energiebedarf
- Ausreichende Geräuscharme
- Schwingungsstabilität (keine selbst erregten Schwingungen)
- Verschleiß- und Wartungsarmut über Fahrzeulebensdauer

1.1 Grundbauarten

Die Lenkung von zwei- und mehrachsigen Straßenfahrzeugen erfolgt in der Regel durch Ändern des Winkels zwischen der Fahrzeulgängsachse und den Mittelebenen einiger oder aller Fahrzeugräder (Matschinsky 2007). Die älteste Bauart ist die Drehschemellenlenkung, dabei wird eine starre Fahrzeughachse um deren Mittelpunkt gedreht (**Bild A-2, a**). Diese Drehschemellenlenkung wird bei Kutschern und Anhängern verwendet. Durch Drehen des vorderen Fahrzeugteils zum hinteren kann der gleiche Effekt erzielt werden. Diese Lenkart wird als Knicklenkung bezeichnet (**Bild A-2, b**) und findet sich vorzugsweise bei Arbeits- und Sondermaschinen wieder. Nachteilig wirkt sich bei der Drehschemel- und bei der Knicklenkung die Verringerung der Standfläche und der große Hebelarm bei Störkräften aus. Dieser so genannte Störkrafthebelarm ist gleich der halben Spurweite.

Bei modernen Straßenfahrzeugen werden fast ausschließlich die Vorderräder mit der so genannten Achsschenkellenkung gelenkt. Bei Starrachsen wird diese mit einer durchgehenden Spurstange ausgeführt (**Bild A-2, c**), bei Einzelradaufhängungen wird dagegen eine geteilte Ausführung der Spurstange wie in **Bild A-2, d** schematisch dargestellt verwendet (siehe Kapitel D).

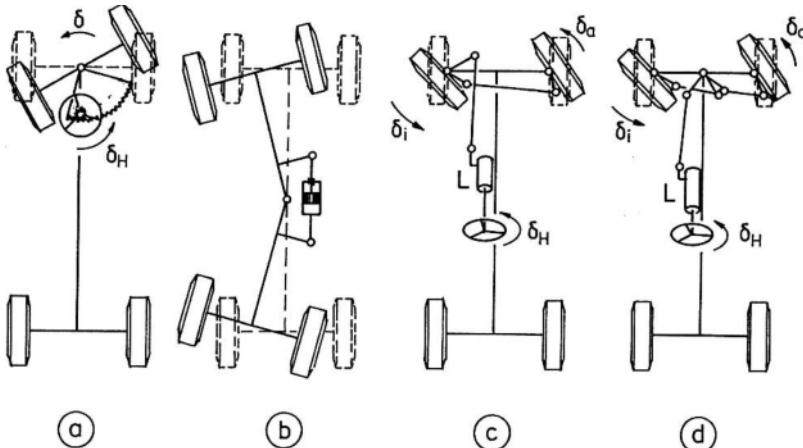


Bild A-2 Grundbauarten einer Fahrzeuglenkung (Matschinsky 2007)

1.2 Bauformen

Die beiden Standardbauformen der mechanischen Lenkung, welche in **Bild A-3** aufgegliedert sind, stellen die Kugelumlauflenkung und die Zahnstangenlenkung dar. Die Zahnstangenlenkung ist das gebräuchlichste Lenkungskonzept im Pkw-Bereich. Mit Zunahme des Pkw-Gewichts wurde die rein mechanische Lenkung durch die hydraulisch unterstützte Lenkung ersetzt (Hilfskraftlenkung, Servolenkung). Die Zahnstangen-Hydrolenkung (HPS, hydraulic power steering) setzte sich gegenüber der Kugelumlauf-Hydrolenkung durch, da diese sich als preisgünstigere Variante erwies.

Die Unterstützungskraft der HPS erfolgt durch einen Öl-Volumenstrom der meistens durch eine Flügelzellenpumpe erzeugt wird. Diese wird vom Verbrennungsmotor angetrieben. Eine vom Verbrennungsmotor unabhängig arbeitende Pumpe wird bei der elektrohydraulischen Lenkung (EHPS, electro hydraulic power steering) eingesetzt. Bei manchen HPS und bei der EHPS kann der Volumenstrom gesteuert werden. Dadurch erreicht man beim Parkieren eine sehr leichtgängige Lenkung. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit wird dieser Volumenstrom abgesenkt, um ein höheres Lenkradmoment zu erreichen. Dadurch wird die Stabilität des Fahrzeugs erhöht. Neben den hydraulisch unterstützten Lenksystemen werden vermehrt elektrisch unterstützte Lenksysteme (EPS, electric power steering) eingesetzt. Bei diesen Lenksystemen wird die Unterstützungskraft durch einen Elektromotor erzeugt, der über das Bordnetz gespeist wird. Je nach Einbausituation des Elektromotors im Lenksystem unterscheidet sich die EPS in eine weitere Unterteilung (siehe Kapitel O).

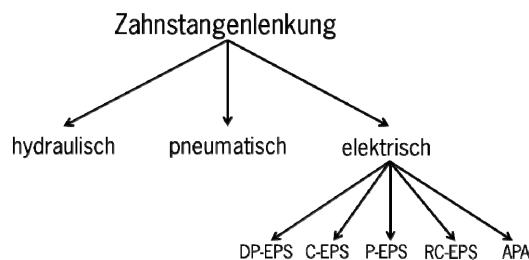


Bild A-3 Aufgliederung der Standardbauformen der mechanischen Lenkung mit Lenkunterstützung

Bei der Überlagerungslenkung wird zu dem vom Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel ein synthetisch erzeugter Lenkradwinkel addiert oder subtrahiert. Hierbei wird ein gewöhnliches hydraulisches oder elektrisches Lenksystem als Basislenkung durch einen Lenkwinkelaktuator ergänzt (siehe Kapitel P).

2 Geschichte der Querdynamik

In den Anfängen der Menschheit wurden die oft einachsigen Wagen vom Menschen oder Zugtieren gezogen. Durch eine lange Zugdeichsel folgte der Wagen den Ziehenden. Erst als der Fahrer selbst auf den Wagen saß, spürte er die Momente um die Lenkachse. Diese sind bedingt durch die unterschiedlichen Rollwiderstände und Unebenheiten auf der Straße. Deshalb waren die ersten, oft sehr schweren Dampffahrzeuge als Dreirad mit nur einem gelenkten Rad ausgeführt (Fiala 2006). Durch das gelenkte Vorderrad entstehen viel kleinere Störmomente, die vom Fahrer kompensiert werden müssen. Das erklärt, warum die ersten Lenkungen auch teilweise selbsthemmend ausgeführt waren.

Die Anfänge der Kraftfahrzeuge in der heutigen Form wurden von Gottlieb Daimler und Carl Benz geprägt. Gottlieb Daimler legte den Schwerpunkt in der Motorisierung von bestehenden Fahrzeugen wie Kutschen oder Laufrädern. Carl Benz schenkte der Lenkproblematik von Beginn an große Aufmerksamkeit. Beim Patent Motorwagen von 1886 (**Bild A-9**) eliminierte er Störeinflüsse durch eine Gabellenkung mit Lenkrrollhalbmesser Null, das bedeutet, dass Längskraftschwankungen durch Unebenheiten sich nicht auf die Betätigungs Kraft auswirkten. Bei der Achsschemellenkung mit dem Lenkrrollhalbmesser gleich halbe Spurweite ist dieser Einfluss extrem hoch, deshalb wird diese Lenkungsart nur noch bei Anhängern, Kutschen und Sondermaschinen verwendet. Die Lenkungen der modernen Kraftfahrzeuge sind Weiterentwicklungen der Achsschemellenkung nach dem Carl Benz Patent von 1893 (siehe Kapitel A 3).

Schon früh erkannte man auch den Einfluss der Lenkung auf das Fahrverhalten. Im „Der Motorwagen“ in den Jahrgängen VII bis X (ab 1904) wurden Theorien des Seitenschleuderns publiziert (Zomotor, 1991). Besonders bewegte die Ingenieure die Frage „Wie viel und welche Räder des Kraftwagens soll man treiben und lenken?“ Bei einem Vortrag vor der Berliner Automobiltechnischen Gesellschaft im Jahr 1907 fasste Dr. Fritz Huth es treffend zusammen:

1. „Alle Mittel, die die Reibung am Boden vergrößern, dienen nicht nur dem Antriebe, sondern auch der Lenkung und vermindern das Schleudern.“
2. Es ist vorteilhaft, alle vier Räder des Wagens zu lenken.
3. Der Antrieb aller vier Räder ist stets vorteilhaft und unter Umständen geboten.
4. Bei Zweiradantrieb ist der Vorderradantrieb dem Hinterradantrieb nur so unwesentlich überlegen, dass die bei Zweiradlenkung sich ergebende Komplikation des Antriebs und der Lenkräder nicht lohnt.
5. Der Schwerpunkt des Fahrzeugs soll möglichst in der Mitte liegen.
6. Es ist wünschenswert, dass genaue Untersuchungen über den Zusammenhang zwischen Reibung und Belastung bei den verschiedenen Bereifungen und Straßenzuständen angestellt wird.“

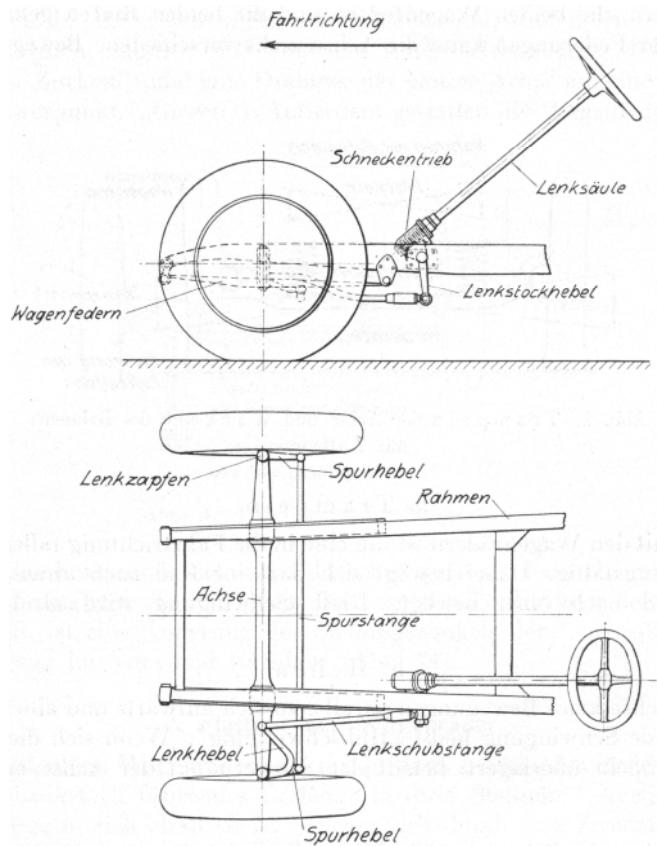


Bild A-4 Schema des Standardlenksystems um 1930 (aus Becker et al. 1931)

A

Das Potenzial der Vierradlenkung (Allradlenkung) zur Optimierung des Fahrverhaltens wurde also bereits in der frühen Phase des Automobilbaus erkannt. Interessanterweise wurde im selben Jahr eine Arbeit von Lanchester von der „Institution of Automobile Engineers“ (IAE) publiziert, in welcher im Zusammenhang mit dem Seitenschleudern erstmals der Begriff übersteuern (oversteer) auftaucht.

Dass ein Reifen einen Schräglaufwinkel benötigt, um Querkräfte zu übertragen, war ein weiterer wichtiger Schritt zum Verständnis der schnellen Kurvenfahrt. Diese Erkenntnis wird Georges Boulhiet zugeschrieben. Er veröffentlichte 1925 einen Bericht an der „French Institution of Civil Engineers“ mit dem Titel „The Suspension and the Automobile Steering Mechanism“. Beschleunigt haben diese Untersuchungen sicher die erstmals serienmäßige Einführung der Niederdruckreifen durch die Firma Michelin bei Citroën. Diese Reifen brachten allerdings das neue, sicherheitsmindernde Phänomen des Flatterns (Shimmy) an den gelenkten Räder mit sich. Kurz danach publizierten Becker, Fromm und Maruhn (1931) eine eingehende Analyse und Lösungsvorschläge der „Schwingungen in Automobillenkungen“ an der zu dieser Zeit hauptsächlich verwendeten Lenkungsbauart (**Bild A-11**). Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden auch die ersten Reifentests auf einem Trommelprüfstand durchgeführt. In Paris arbeitete etwa zur gleichen Zeit Sensaud de Lavaud an der mathematischen Theorie über die Kopplung des Flatterns und Wankens. Er zeigte, dass die Räder an den Achsen entkoppelt werden müssen, um ein Schlingern des Fahrzeugs zu vermeiden. Von ihm stammt das Schwingachsenpatent von 1928. Dieses Bauprinzip für angetriebene Hinterachsen beherrschte bis in die 60er Jahre des letzten Jahrhunderts die Straßen. Bekannte Vertreter waren der VW-Käfer oder der Tatra 87. Von de Lavaud stammt auch das Prinzip der abfallenden Wankachse, d. h. vorne ein sehr niedriges Rollzentrum und an der Hinterachse legte er dieses auf Federhöhe. Nachteilig war das daraus resultierende übersteuernde Eigenlenkverhalten, was in dieser Zeit jedoch als wünschenswert angesehen wurde. Im Mercedes-Benz Typ 380 von 1933 wurden die entkoppelten Vorderräder und die abfallende Wankachse umgesetzt. Erstmals waren die Vorderräder an elastisch gelagerten Querlenkern geführt und an ungeführten Schraubenfedern aufgehängt. Durch diese Nachgiebigkeit konnte bei Hindernissen das Rad nach hinten ausweichen und die Anfänge der Elastokinematik zeichneten sich ab.

Die fahrdynamischen Untersuchungen und das so genannte Eigenlenkverhalten wurde erstmals systematisch in den 30er Jahren untersucht. Zu dem von Lanchester eingeführten Begriff vom Untersteuern kamen dann noch das Übersteuern und das neutrale Verhalten. Diese Begriffe wurden erstmals von Maurice Olley 1938 publiziert (**Bild A-5**). Er arbeitete jedoch schon viele Jahre zuvor an den fahrdynamischen Untersuchungen bei General Motors. Bereits 1931 wurde von ihm die Bedeutung des Wanklenkens und der Einfluss des Reifenfülldruckes auf die Fahrzeugstabilität untersucht. Später etablierte er die Definition des Unter- und Übersteuern basierend auf den auftretenden Schräglaufwinkeln an der Vorder- und Hinterachse. Waren die Schräglaufwinkel an der Vorderachse größer als an der Hinterachse, so wurde dies als Untersteuern bezeichnet, umgekehrt als Übersteuern. Traten gleiche Schräglaufwinkel an der Vorder- und Hinterachse auf, so wurde das Fahrverhalten als „neutral“ bezeichnet. Mittlerweile wird diese Definition nicht mehr verwendet und auf den auftretenden Lenkradwinkelgradienten bezüglich Querbeschleunigung zurückgegriffen (siehe Kapitel E).

Die oben genannten Begriffe Unter- und Übersteuern beziehen sich auf die stationäre Kreisfahrt eines Fahrzeugs, jedoch wurden zu dieser Zeit auch die ersten instationären Fahrversuche durchgeführt (Stonex 1941). Stonex führte den so genannten „Checkerboard Test“ ein, ein Fahrversuch ähnlich dem Lenkwinkelsprung.

Ende der 30er Jahre war bereits die theoretische Behandlung der stationären Fahrzustände etabliert. Zum Instationärverhalten lieferten Riekert und Schunck (1940) mit ihrer grundlegenden Untersuchung „Zur Fahrmechanik des gummitireierten Kraftfahrzeugs“ einen wesentlichen Beitrag. Sie lösten analytisch erstmals die Bewegungsgleichungen eines vereinfachten Fahrzeugmodells, das heutzutage als Einspurmodell bezeichnet wird. Die beiden verwendeten Freiheitsgrade waren das

Gieren und der Schwimmwinkel, selbst die Aerodynamik wurde berücksichtigt. Interessanterweise ergab ihre Analyse, dass die damaligen Fahrzeuge bereits bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten instabil sein müssten. Diese Instabilitäten traten aber erst bei hohen Querbeschleunigungen durch die Sättigung der Reifenseitenführungskraft auf. Die Lösung dieses Paradoxons brachte erst die Publikation von Fiala (1960) mit der Einführung der Lenkelastizität in die theoretische Betrachtung des Fahrverhaltens. Diese Abminderung der Schräglaufrsteifigkeit durch die Lenkelastizität wurde aber auch schon von Fujii in 1956 erkannt. Viele weitere praktische und theoretische Untersuchungen folgten in den 40er Jahren. Die erste grundlegende Theorie über den Luftreifen stammt von Schlippe und Dietrich (1942). Ihre Theorie beschreibt den Zusammenhang zwischen Schräglaufrsteifigkeit, Reifenquersteifigkeit und dem zeitlichen Verlauf der Seitenkraft in Abhängigkeit des Schräglauwinkels.

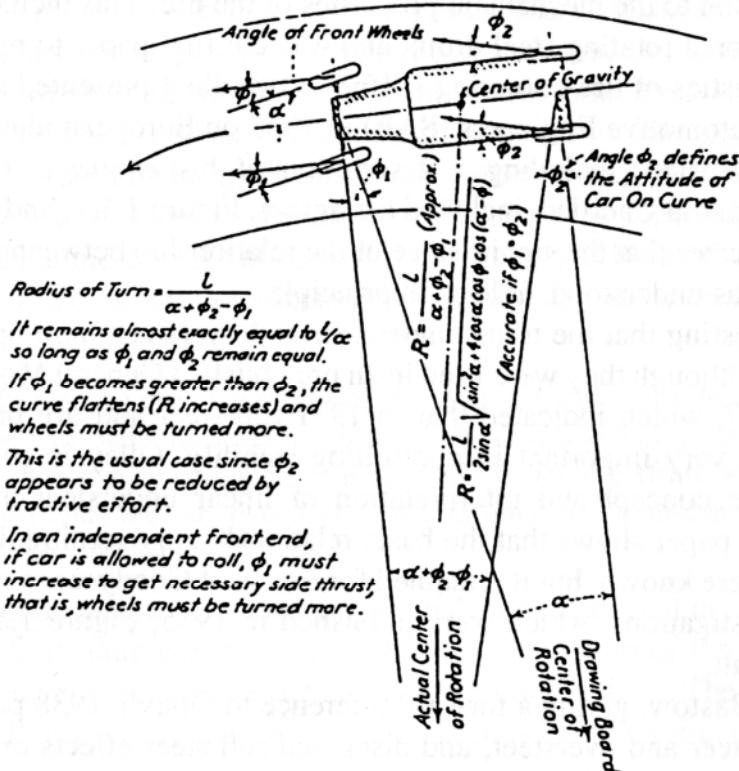


Bild A-5 Erste fahrdynamische Untersuchungen von Olley 1934

Inspiriert von den Stabilitätsanalysen beim Flugzeug publizierten Milliken, Whitcombe und Segel eine Reihe von grundlegenden Untersuchungen zum Fahrverhalten im Jahr 1956 bei IMECHE (Segel 1956). Sie erweiterten Riekert und Schuncks Fahrzeugmodell um den Wankfreiheitsgrad und führten eingehende Stabilitätsuntersuchungen durch. Dass die Fahrstabilität nicht identisch mit der Fahrrichtungs- oder Kursstabilität ist, findet sich in Böhm (1961), Schmid (1964) oder in Mitschke (1968). In dieser Zeit begannen zudem die Untersuchungen zum Lenkgefühl von Fahrzeugen. Damals unterschieden sich die Fahrzeug viel stärker in ihren Lenkungseigenschaften und bezüglich des erforderlichen Lenkradmoments. Man erkannte auch, dass der Mensch als „Regler“ miteinbezogen werden muss. Segel (1964) gab erste Richtwerte zu optimal empfundenen Lenkradmomentengradienten und zur Dämpfung bzw. Reibung in der Lenkung. Hingewiesen sei hier auch auf die sehr

umfangreiche Zusammenfassung zur geschichtlichen Entwicklung zur Fahrdynamik von Milliken und Whitcomb (1956) mit ausführlichen Quellenangaben. Weitere Beiträge zur Geschichte finden sich insbesondere in Dixon (1996) oder in Zomotor (1991). Die theoretischen Grundlagen zur Fahrdynamik wurden erstmals von Mitschke in dem 1972 erschienenen Buch „Dynamik der Kraftfahrzeuge“ zusammengefasst. Die aktuelle vierte Auflage ist nach wie vor weltweit das umfassendste Werk dazu.

1966 erschien das Buch „Unsafe at any Speed“ von Ralf Nader. In diesem zeigte er wie kritisch im Grenzbereich die damals am Markt befindlichen Fahrzeuge waren. Unter anderem prangerte er das massiv übersteuernde Fahrverhalten der Chevrolet Corvair an, das zu vielen fatalen Unfällen führte. Nicht zuletzt durch den starken politischen Druck wurde danach die Sicherheit der Fahrzeuge von der Automobilindustrie forciert und die Anstrengungen in der fahrdynamischen Forschung verstärkt. Eine weitere Konsequenz aus der Kritik war das „Experimental-Safety-Vehicle“ (ESV)-Programm von der NHTSA (National Highway Safety Traffic Administraton), einer Unterbehörde des amerikanischen Verkehrsministeriums. Ziel war es objektive Kennwerte für ein sicheres Fahrzeug festzulegen. Diese Anstrengungen brachten eine Reihe normierter Fahrversuche und Prüfverfahren mit sich. Es gelang allerdings nicht allumfassende Grenzwerte für ein sicheres Fahrzeug oder für die Auslegung der Lenkung zu vereinbaren.

Aufgrund des unbefriedigenden Fahrverhaltens der Fahrzeuge wurden bessere Achsaufhängungen und sicherere Fahrzeugkonzepte entwickelt. Schwingachsen verschwanden vom Markt und wurden durch inhärent untersteuernde Fahrzeuge ersetzt. Dies ließ sich durch frontlastige Fahrzeuge mit Frontantrieb realisieren. Berühmtester Vertreter ist wohl der 1974 vorgestellte Volkswagen Golf. Bei den Achsaufhängungen ging der Trend zu Einzelradlaufhängungen, damit konnten die auftretenden Zielkonflikte besser gelöst werden. Um das Lenk-Bremsverhalten zu verbessern wurde der negative Lenkradius und die Weissach-Achse in den 70er Jahren eingeführt. Vermehrt wurde auch Augenmerk auf die kinematischen Effekte wie das Wanklenken und auf die Elastokinematik gelegt.

Weitere Meilensteine waren die Einführung des Anti Blockier Systems (ABS) in den 70er Jahren und der Allradlenkung in Serie in den 80er Jahren (siehe Kapitel Q). Die kurz darauf eingeführte Giermomentenregelung (ESP Elektronische Stabilitätsprogramm) erzielte einen noch höheren Stabilitätsgewinn als die Allradlenkung und verdrängte diese wieder vom Markt. Doch in den letzten Jahren wird die Allradlenkung wieder forciert. Die eingeführte Überlagerungslenkung (Kapitel P) blieb bislang Fahrzeugen der gehobenen Klasse als Sonderausstattung vorbehalten. Ebenso Systeme zur Giermomentenbeeinflussung durch Antriebsmomente, das so genannte Torque Vectoring. In den letzten Jahren steht die Einführung von Fahrerassistenzsystemen im Vordergrund. Viele von diesen basieren auf der Lenkung oder nutzen die Lenkung als Aktuator (Kapitel S). Erwähnt seien hier nur die Lenkradmomentenüberlagerung und der Einparkassistent. Den Ausblick auf zukünftige Systeme wagt das letzte Kapitel T.

3 Geschichte der Kraftfahrzeuglenkung

Mit der Entwicklung von gezogenen Fahrzeugen zu angetriebenen Fahrzeugen, von Fahrwerken mit starren Achsen zu Einzelradfahrwerken und mit der ständigen Zunahme der Fahrzeuggeschwindigkeiten und Verkehrsanforderungen stiegen die Anforderungen an die Lenkvorrichtungen der Fahrzeuge.

Bei den motorisierten Fahrzeugen wurde die bis dahin bewährte Drehschemellenkung des Kutschenschenbaus durch die Achsschenkellenkung ersetzt. Zur Verringerung der Lenkkräfte wurden über viele Jahrzehnte verschiedene Arten von mechanischen Lenkgetrieben entwickelt, bis schließlich in den 50er Jahren die Servolenkung mit hydraulischer Hilfsenergie in Personenkraftwagen Einzug fand und in den 90er Jahren die Servolenkungen mit elektrischer Hilfsenergie. Die Fortschritte im Bereich der Mechatronik ermöglichen schließlich die Serieneinführung von aktiven Lenksystemen.

3.1 Die Drehschemellenkung (Achsschemellenkung)

In die Zeit der Kelten und Römer fiel die Erfindung der Reibscheit- und der Drehschemellenkung. Bei dem römischen Wagen in **Bild A-6** war die Vorderachse mit der Deichsel und den Deichselarmen verbunden und ließ sich um den Reibnagel schwenken. Über das Reibscheit stützte sich der Vorderwagen unter dem Langbaum ab und wurde in der Waagerechten gehalten.

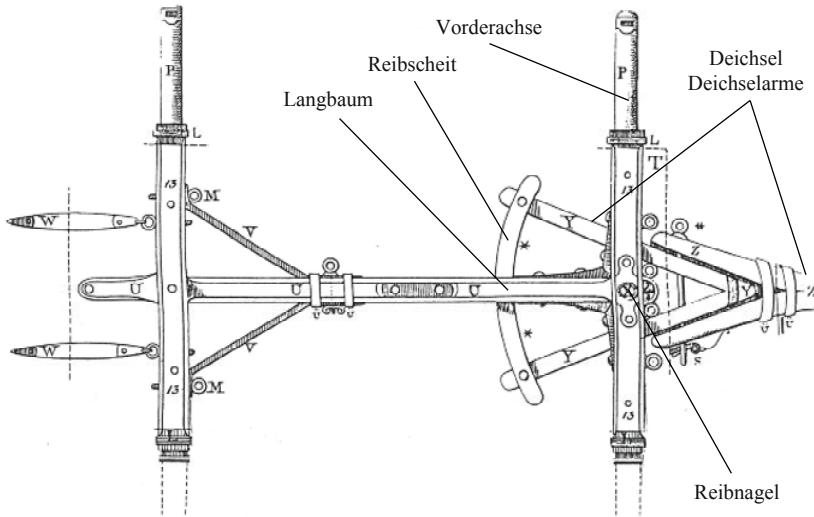


Bild A-6 Römischer Wagen mit Drehschemellenkung (Eckermann 1984)

Die Drehschemellenkung ermöglichte große Lenkeinschläge und damit eine gute Lenkbarkeit des Wagens. Bei Kurvenfahrten bestand die Gefahr des Kippens des Wagens, wenn die Achse stark eingelenkt wurde. Für gezogene Fahrzeuge erwies sich die Drehschemellenkung als ausreichend. Bodenunebenheiten beeinflussten das Lenkverhalten nur wenig, da die in Lenkrichtung angreifende Zugkraft den Bodenwiderständen entgegenwirkte.

Die nur beschränkt zur Verfügung stehenden Baumaterialien und die Begrenzung der Geschwindigkeit, die der Einsatz von Pferden mit sich brachte, ließen die Weiterentwicklung der Lenkungen in den folgenden Jahrhunderten nur langsam voranschreiten. Das Grundprinzip der Drehschemellenkung wurde beibehalten, Reibscheit und Reibnagel wurden nach und nach durch Kugelreihen und Kugelverbindungen ersetzt.

3.2 Die Achsschenkellenkung

Zunehmender Personentransport und der gestiegene Anspruch an Komfort und an höhere Geschwindigkeiten förderte schließlich die Evolution der Kutschenfahrwerke, bis der königlich-bayerische Hofkutschenbauer Georg Lankensperger im Jahr 1816 das Privileg auf eine Achsschenkellenkung unter Verwendung von Lenkhebeln und Spurstangen erhielt.

Kennzeichnend für diese Lenkungsform ist die Lagerung der Räder einer Achse auf den Achsschenkeln, die um nahezu senkrechte Lenkachsen schwenkbar sind. Dabei muss das kurveninnere Rad stärker eingeschwenkt werden als das kurvenäußere. Zusätzlich müssen sich die Verlängerungen der Radachsen vom linken und rechten Vorderrad beim Einschlagen auf einer Verlängerung der Hinterachse in einem Punkt treffen, **Bild A-7**.

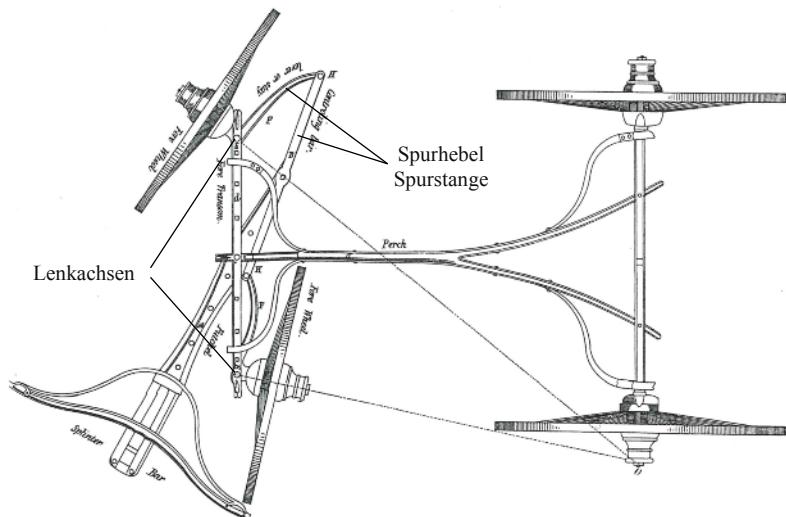


Bild A-7 Lankensperger's Achsschenkellenkung mit durchgehender Spurstange (Eckermann 1998)

Im Jahr 1818 ließ sich Georg Lankensperger seine Erfindung durch seinen Freund Rudolf Ackermann in England unter der Nummer 3212 patentieren, was auch die in die Geschichte eingehende Bezeichnung der so genannten Ackermann-Lenkung mit sich brachte.

3.3 Die Lenkungen der ersten Kraftfahrzeuge

Einen neuen Stellenwert erreichte das Thema Lenkung in den folgenden Jahren vor allem mit der Realisierung des leichten, schnell laufenden Benzinmotors und der ersten Kraftfahrzeuge von Gottlieb Daimler und von Karl Benz.

Daimlers erstes Automobil von 1886 entstand aus einer Kutsche (**Bild A-8**), deren Hinterräder über ein Riemengetriebe motorisch angetrieben wurden.

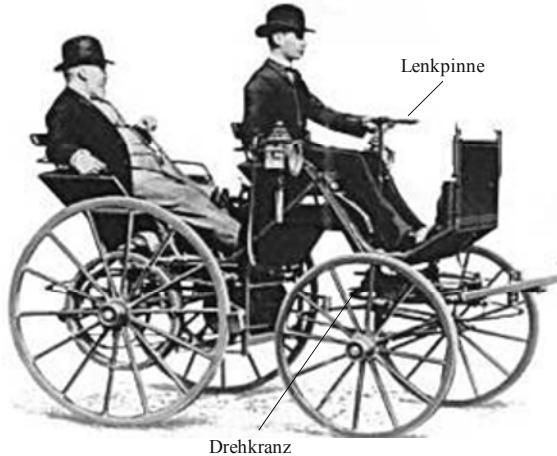


Bild A-8 Daimler Motorkutsche mit Drehschemellenkung (Walz 1983)

Bei der Lenkung handelte es sich um eine Drehschemellenkung, die von dem Fahrer über eine Lenkpinne bedient wurde. Über die Pinne wurde die Lenksäule verdreht, die über ein Ritzel und einen Drehkranz die Vorderachse um einen zentralen Zapfen schwenkte. Trotz der zunächst niedrigen Reisegeschwindigkeit des Kutschenwagens von etwa 10 km/h war die Lenkanlage nur bedingt geeignet. Aufgrund des großen Hebelarms zwischen Rad und Drehachse entstanden beim Überfahren einseitiger Hindernisse für den Fahrer nur schwer beherrschbare Lenkräfte an der Lenkpinne.

Benz ging beim Patent-Motorwagen von 1886 (**Bild A-9**) diesem Problem durch Verwendung eines einzelnen, wie bei Zweirädern nach dem Prinzip der Gabellenkung gelenkten Vorderrades, aus dem Weg.

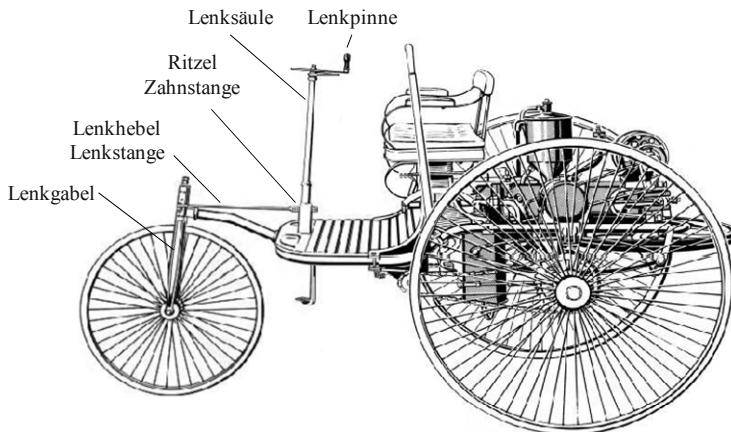


Bild A-9 Benz Patent-Motorwagen mit Gabellenkung

Das Drehen der Lenksäule über die Betätigung der Lenkpinne führte über Ritzel und Zahnstange zu einem Verschieben der Lenkstange. Diese drehte über den Lenkhebel als Hebelarm die Lenkgabel und damit das Vorderrad.

Ein Nachteil war allerdings die geringe Kippstabilität, so dass Wilhelm Maybach schließlich 1889 mit dem Stahlradwagen (**Bild A-10**) ein vom Kutschenbau gelöstes Fahrwerk entwickelte. Hierbei ließ er sich ebenso wie Benz von der Fahrradtechnik leiten.

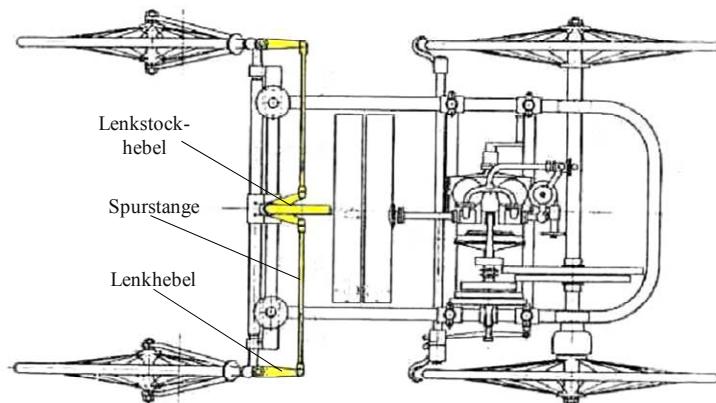


Bild A-10 Maybach Stahlradwagen mit Gabellenkung (Walz 1983)

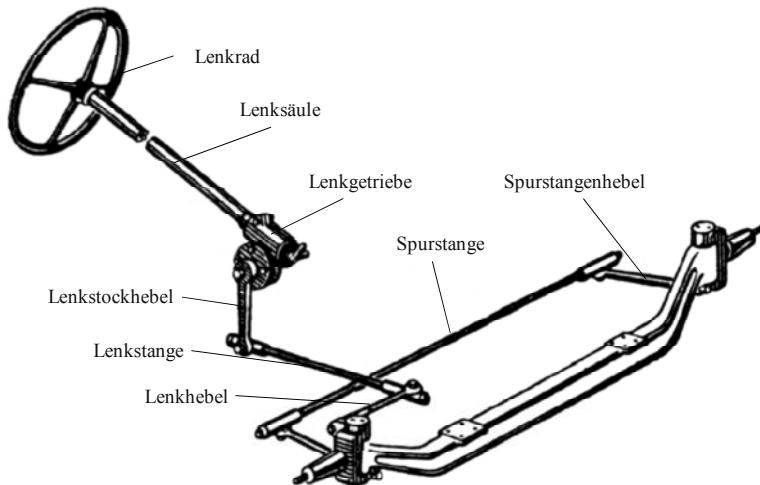


Bild A-11 Lenkanlage bei einem Fahrzeug mit Starrachse

Maybach übertrug die Bewegung der Lenkpinne über einen V-förmigen Lenkstockhebel und zwei Spurstangen auf die Vorderradgabeln. Ohne Kenntnis der schon 1818 in England patentierten Ackermann-Lenkung, spürten die vollgummibereiften Stahlspeichenräder des Stahlradwagens auch bei Kurvenfahrt parallel.

Nach Ackermann hatte sich Bollée in Frankreich die Achsschenkellenkung zum zweiten Mal patentieren lassen und Benz erhielt schließlich 1893 das dritte Patent auf die gleiche Lösung. Er verwendete sie erstmals bei seinem Victoria-Wagen. Trotz beträchtlich verbesserter Lenkbarkeit waren die Lenkkräfte sehr groß, so dass in der Folgezeit zunehmend Lenkgetriebe entwickelt wurden, mit denen ab etwa 1900 praktisch jedes neue Automobil ausgerüstet war (**Bild A-11**).

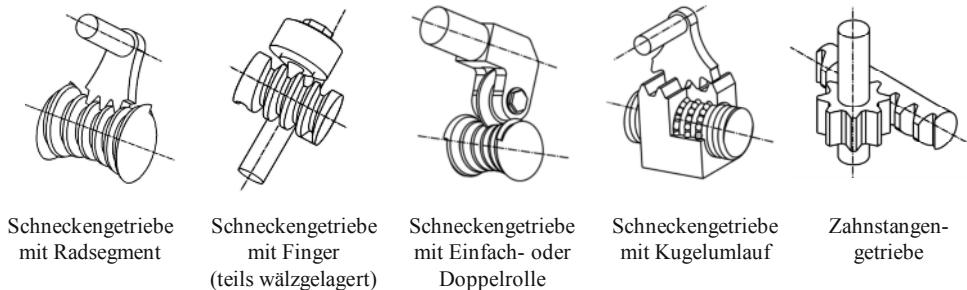
3.4 Mechanische Lenkgetriebe

Lenkgetriebe übertragen die Bewegung des Lenkrades zum Lenkgestänge und damit zu den Vorderrädern. Weiterhin werden die Kräfte an den Rädern über das Getriebe an das Lenkrad als Handkraft und Lenkmoment übertragen. Das Lenkgetriebe bestimmt wesentlich die Lenkbarkeit des Fahrzeugs und die Wendigkeit. Das Übersetzungsverhältnis des Lenkgetriebes ist so auszulegen, dass der Fahrer in allen Fahrsituationen das erforderliche Lenkmoment aufbringen kann, aber andererseits die Anzahl der Lenkradumdrehungen bei Kurvenfahrt nicht zu hoch wird.

Die mechanischen Lenkgetriebe haben verschiedene Entwicklungsstufen durchlaufen. Die Entwicklung wurde vor allem in den USA forciert, wo sich anfangs die Electric Motive Power Co. und später die Entwicklungsabteilungen der Automobilproduzenten um die Evolution der Lenkgetriebe bemühten. Nach Stirnradgetrieben und Getrieben nach dem Schrauben-Mutter-Prinzip kamen die Schneckengetriebe mit Radsegmenten, Fingern, Rollen oder mit Kugelumlauf (**Bild A-12**) auf den Markt.

P. W. Northey erfand die Schneckenradlenkung. Wird die Schnecke durch Drehung des Lenkrades in Bewegung gesetzt, dreht sich das auf der Schnecke befindliche Segment und nimmt den Lenkstockhebel mit.

Das Prinzip wurde von Henry Marles überarbeitet und er stellte 1913 die von ihm entworfene Mitnehmerwellenlenkung vor. Ein feststehender oder rollengelagerter Lenkfinger greift in den Gewindegang der Lenkschnecke ein und überträgt die Drehbewegung der Schnecke in eine Schwenkbewegung des Lenkstockhebels.

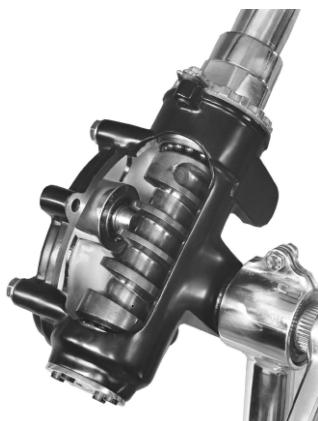
**Bild A-12** Prinzipielle Bauformen von Lenkungsgtrieben

Zehn Jahre später erhielt Robert Bishop ein Patent auf seine einfachere Schneckenrollenlenkung mit einer konischen Rolle.

Schließlich wurde das Kugelumlaufgetriebe entwickelt. Die Schnecke verfügt über ein Rundgewinde, in dem sich Kugeln bewegen, die wiederum die Lenkmutter mitnehmen. Eine Verzahnung auf der Mutter überträgt dann die Bewegung auf das Lenkgestänge.

Für die Evolution der Lenkgetriebe ist der Aspekt der Reibung und des Wirkungsgrades eine wesentliche Triebfeder gewesen, aber auch die Themen Verschleiß und Nachstellbarkeit.

In Deutschland ist die Einfingerlenkung unter dem Namen Ross-Lenkung bekannt geworden, **Bild A-13**. Die ZF Zahnradfabrik Friedrichshafen produzierte seit den 30er Jahren diesen Lenkungstyp für Personenfahrzeuge und Nutzfahrzeuge.

**Bild A-13**
ZF Ross-Lenkung

Zahnstangenlenkgetriebe (**Bild A-12**) waren ein weiterer Entwicklungsschritt der Lenkgetriebeevolution. Die Zahnstangenlenkungen erwiesen sich als kostengünstig und verfügten wegen der direkten Übertragung der Lenkkräfte auf die Spurstangen über eine große Steifigkeit, was besonders der Lenkpräzision zugutekam, die Stößigkeit der Lenkung allerdings erhöhte. Durch Lagerung des Lenkungsgehäuses in Gummi und Verwendung von elastischen Kupplungen in der Lenksäule konnte man die Stößigkeit und Schwingungsübertragung auf den Fahrer verringern; hierdurch verschlechterte sich jedoch die Lenkpräzision.

Mit der Verringerung der Reibung in den Lenkgetrieben war man zur Dämpfung von Lenkungsschwingungen und zur Verringerung der Stößigkeit auf einen zusätzlichen Schwingungsdämpfer

angewiesen. Bei drehenden Lenkgetrieben wurde er häufig am Lenkzwischenhebel oder der Lenkzwischenstange angebracht. Bei Zahnstangenlenkungen mit an den Enden der Zahnstange angelenkten Spurstangen ließ sich der Dämpfer parallel zur Zahnstange anordnen oder in das Lenkungsaggregat integrieren.

3.5 Servolenkgetriebe (Hilfskraftlenkung)

Trotz der Weiterentwicklungen der mechanischen Lenkgetriebe entstand ein Bedarf an einer Hilfskraft für Lenkungen, um die Lenkbarkeit der Kraftfahrzeuge ohne Einbußen an der Wendigkeit zu verbessern. Die Fahrzeuge wurden immer schwerer und durch die Einführung der Luftreifen mit niedrigen Drücken wurden die Lenkkräfte immer größer. Mitte der 40er Jahre waren die Lenkmomente auf trockenem Beton bei schweren Personenkraftwagen in den USA bis zu 80 Nm groß obwohl sehr indirekte Gesamtlenkübersetzungen von 24:1 eingesetzt wurden (Davis 1945).

Chrysler war der erste Automobilhersteller, der eine Servolenkung (lat. servus – Diener) 1951 bei den Modellen New Yorker und Imperial einführt. Diese Lenkung basierte auf den Patenten von Francis W. Davis. Allerdings hatte Davis die Servolenkung bereits fast 30 Jahre zuvor entwickelt. Er kann als der Erfinder der Servolenkung angesehen werden.

Davis studierte in Harvard von 1906 bis 1910 Maschinenbau und startete seine Berufskarriere bei Pierce-Arrow in Buffalo zunächst in der Produktion, dann im Fahrversuch von Lastkraftwagen und schließlich im Vertrieb. Seine erste Entwicklung auf dem Gebiet der Lenkungstechnik war ein Gummiblock für die Lenksäule, um Stöße von der Straße in das Lenkrad hinein zu absorbieren. Aber die eigentliche Lösung für die Lenkungsprobleme sah er in der Entwicklung einer Servolenkung. Es gab erste Patente zu Servolenkungen bei Schiffen und unterdruckbetriebene Lenkungen für Radfahrzeuge. Aber für die Anwendung in Kraftfahrzeugen hatte sich kein Prinzip durchgesetzt.

Davis verließ 1922 Pierce-Arrow und machte sich als Ingenieur selbstständig. Aufgrund seiner Erfahrung mit hydraulischen Pressen aus der ersten Zeit bei Pierce-Arrows entschied er sich für die Hydraulik als Unterstützungskraft bei der Entwicklung der Servolenkung. Er versuchte das klassische Prinzip der hydraulischen Antriebe – bestehend aus Druckversorgung mit Pumpe und Speicher sowie Ventilen, die erst dann öffneten, wenn hydraulischer Druck im Antrieb erforderlich war – für das Fahrzeug anzuwenden. Aber er scheiterte an den vielen Dichtungs- und Leckageproblemen aufgrund des hohen Druckes.

Davis fragte sich, warum die Lenkung nicht anders herum arbeiten könnte – das Öl die ganze Zeit drucklos fließen lassen, solange keine Servounterstützung erforderlich ist und erst dann die Ventile schließen und Druck aufbauen, wenn gelenkt wird.

Er entwickelte das Prinzip des Ventils mit offener Mitte (open center). Basierend auf einem Lenkgetriebe mit Spindel und Mutter konstruierte und fertigte er mit seinem Mechaniker und Werkzeugmacher George W. Jessup ein erstes Servolenkgetriebe. Da keine geeigneten Hydraulikpumpen auf dem Markt erhältlich waren, entwickelte er zusätzlich eine vom Verbrennungsmotor getriebene 3-Kolben-Pumpe.

Im Jahr 1925 rüstete er seinen eigenen 1921 Pierce-Arrows Roadster mit der Servolenkung aus und optimierte das System. Das Prinzip seiner Servolenkung meldete er 1926 in den USA zum Patent an, **Bild A-14**.

Die Drehbewegung der Lenkspindel wird über eine Ritzel-Mutter-Verbindung in eine Linearbewegung der inneren Ventilhülse des Open-Center-Ventils (29) umgesetzt. Aufgrund der Veränderung der Öffnungsquerschnitte (Steuerkanten) des Open-Center-Ventils baut sich eine Druckdifferenz in den Zylinderkammern (27, 28) auf und der Kolben sowie der äußere Teil des Ventils (26) bewegen sich, bis die anfänglich eingeleitete Verschiebung ausgeglichen ist.

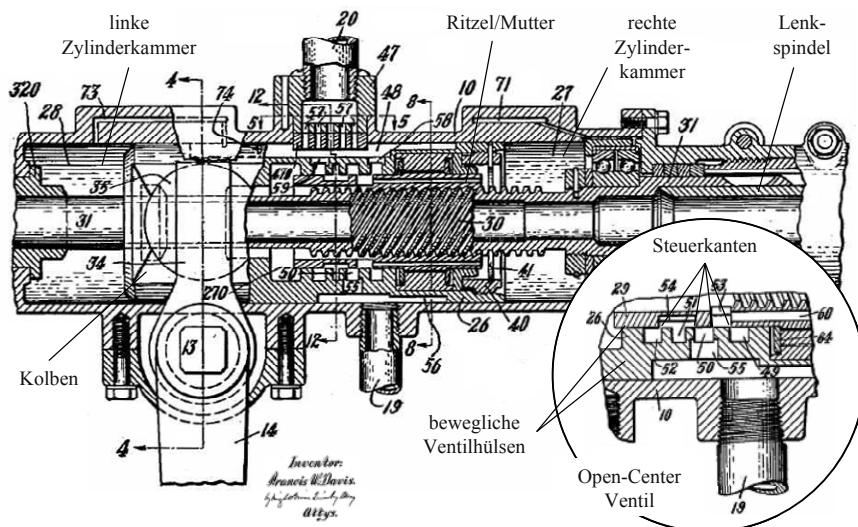


Bild A-14 Patentzeichnung (US 1,790,620) des hydraulischen Lenkgetriebes von F. W. Davis

Bei dem Lenkgetriebe von Davis handelt es sich im engeren Sinne um eine hydraulisch-mechanische Lageregelung mit Wegabgleich. Allerdings sind bei diesem Prinzip kaum Betätigungskräfte erforderlich. Für die Anwendung in einer Servolenkung bedeutet dies, dass dem Fahrer keine Rückmeldung der Kräfte an den Rädern als Lenkmoment zurück gegeben wird.

Das stellte auch Davis als Nachteil fest. Die Lenkung ließ sich einfach durch einen leichten Fingerdruck am Lenkrad betätigen und war damit gefühlslos. Er entwickelte daraufhin einen vorgespannten Federmechanismus, der in das Lenkventil integriert wurde. Um das Ventil zu betätigen, musste gegen das Federpaket eine Kraft aufgebaut werden. In Zusammenhang mit der Auslegung der Steuerkanten des Ventils, der Steifigkeit und der Vorspannung des Federpakets hatte Davis einen Mechanismus erfunden, mit dem gezielt das Lenkgefühl eingestellt werden konnte.

Mit dieser Art von Servolenkung wollte Davis den amerikanischen Automobilmarkt erobern. Im Oktober 1926 präsentierte er sein Fahrzeug mit Servolenkung der Fachwelt, den Automobilherstellern General Motors, Packard und Chrysler, den Zulieferern Gemmer, Saginaw und Timken. Alle waren begeistert über den Wagen mit der sehr direkten Lenkung von 8:1, der sich leicht lenken ließ und keine Lenkradschläge oder Lenkradflattern zeigte.

General Motors sicherte sich die Zusammenarbeit mit Davis und innerhalb der nächsten vier Jahre wurde die Servolenkung für die Anwendung in Nutzfahrzeugen und großen Pkw optimiert. Es ist beachtlich, was Davis in diesen ersten Jahren an Ideen zu hydraulischen Servolenkungen entwickelte und patentierte, wie z. B. das Drehschieberventil mit C-Feder, Bild A-15. Dabei dreht sich das Lenkventil (Control Valve, Spline Valve) mit der Lenkspindel (Steering Post) mit. Der Differenzwinkel zwischen den beiden rotatorischen Ventilhülsen führt zum Öffnen und Schließen der Steuerkanten. Gleichzeitig wird der Differenzwinkel über die rotatorische vorgespannte C-Feder (Valve Centering Spring) als Lenkmoment für den Fahrer spürbar gemacht. Das Prinzip des Drehschieberventsils findet sich bis heute in modernen hydraulischen Lenkgetrieben (siehe Kapitel K).

Die Servolenkung war aus technischer Sicht 1933 so weit entwickelt, dass sie in Serienproduktion gehen konnte. Es war geplant, sie in Cadillac Fahrzeugen einzusetzen, aber aufgrund der Folgen der Weltwirtschaftskrise plante Cadillac nur mit 15000 Fahrzeugen pro Jahr. Dafür fielen die zusätzlichen Werkzeug- und Fertigungskosten so hoch aus, dass General Motors das Projekt stoppte. Das warf die Servolenkung fast zwei Jahrzehnte zurück.

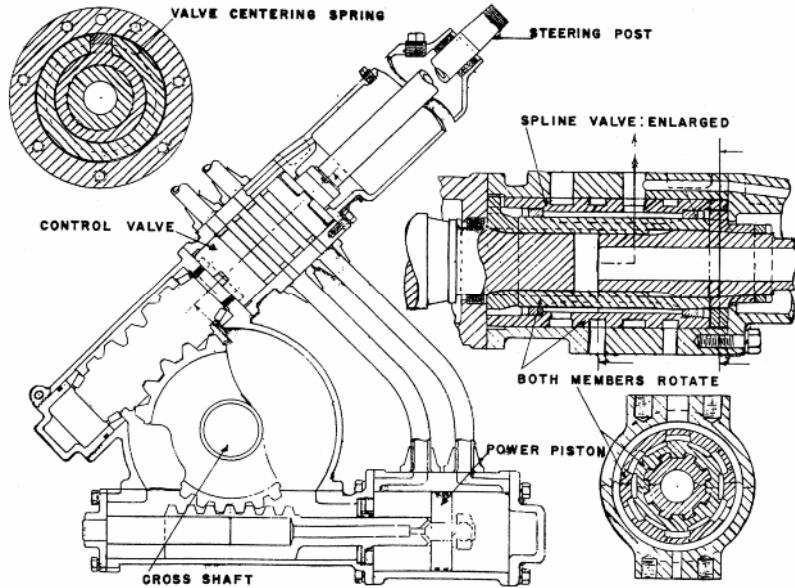


Bild A-15 Lenkgetriebe mit Drehschieberventil und C-Feder (Davis 1945)

Davis trennte sich von General Motors und suchte nach neuen Kunden. Mit Bendix begann er im Jahr 1936 eine Kooperation. Bendix stattete verschiedene Versuchsfahrzeuge mit der hydraulischen Servolenkung aus und interessanterweise wollte Buick, ein Zweig von General Motors das System einführen. Der Zweite Weltkrieg stoppte abrupt alle Aktivitäten auf dem Gebiet der zivilen Automobilproduktion.

Andrerseits öffnete sich auch eine andere Tür für Davis' Servolenkungen. Die amerikanische und britische Armee rüsteten Militärfahrzeuge mit der Bendix-Davis Lenkung aus. Mehr als 10000 Lenkungen bewährten sich unter den Anforderungen der Armee im Weltkrieg. Dies öffnete anschließend den Markt für Erdarbeitsmaschinen, Traktoren, Busse und Lkw.

Aber Davis war weiterhin bemüht die große Pkw-Industrie für die Lenkung zu gewinnen, jedoch ohne Erfolg. Die Zeit war noch nicht reif.

Dann kam im Jahr 1951 Chrysler als erster Fahrzeughersteller mit einer Servolenkung auf den Markt. Die Lenkung wurde von Gemmer produziert und basierte auf ausgelaufenen Patenten von Davis, **Bild A-16**.

Bei diesem Lenksystem besteht die Lenksäule aus zwei Teilen, die durch eine elastische Kupplung miteinander verbunden sind. Der untere Teil ist in einem Kugel-Pendellager und in einem Lager des Ventilgehäuses gelagert, und zwar so, dass ein geringer Winkelausschlag um das Pendellager möglich ist. Am unteren Ende der Lenksäule ist ein Antriebsritzel befestigt, das in ein Zahnrad am oberen Ende der Schneckenwelle eingreift.

Wenn ein Lenkmoment aufgebracht wird, lenkt der untere Teil der Lenksäule aus und betätigt die vier Sitzventile in dem Ventilblock um wenige Zehntelmillimeter. Die Veränderung der Durchflussoffnungen führt zu einer unterstützenden Druckdifferenz an den Kolben.

Obwohl Davis keinen finanziellen Nutzen von der Einführung der Lenkung bei Chrysler hatte, war er weder verärgert noch beunruhigt. Kurze Zeit später fragte – wie erwartet – General Motors bei ihm an und bat um Unterstützung für eine sofortige Einführung von Servolenkungen. Jetzt ging es nur noch darum, wie schnell und wie viele Lenksysteme gebaut werden könnten.

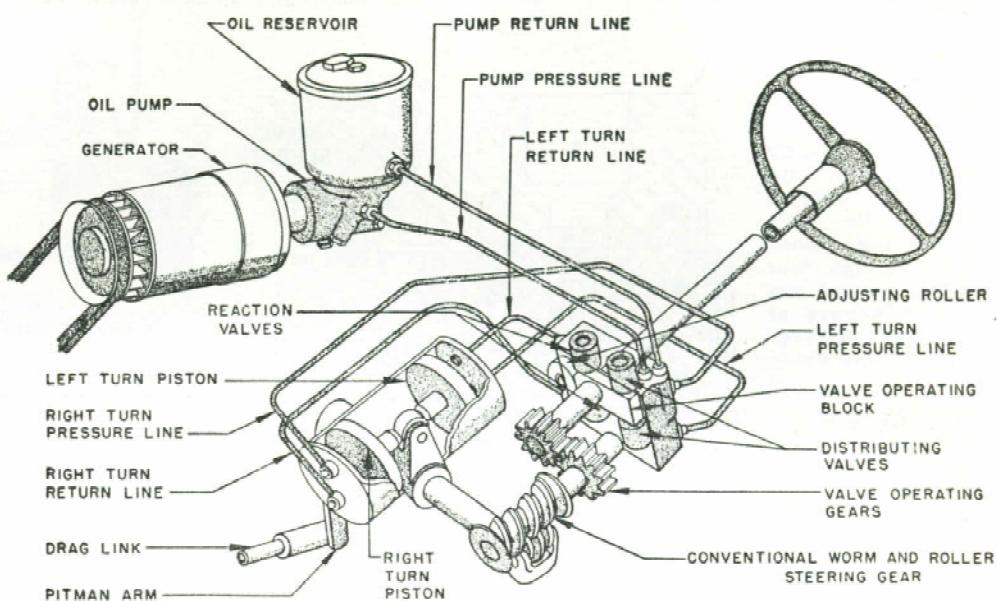


Bild A-16 Prinzip der Hydraguide Servolenkung von Gemmer

Das war der Durchbruch für die Servolenkung. Innerhalb von zwei Jahren schnellte die Produktion auf 1 Million Lenkungen pro Jahr hoch. Im Jahr 1956 wurde bereits jedes vierte Neufahrzeug in den USA mit einer hydraulischen Servolenkung ausgeliefert. Auf den deutschen Markt kam die Lenkung über die ZF Zahnrädfabrik Friedrichshafen, die in Lizenz ab 1953 die Gemmer-Lenkung baute, **Bild A-17**.



Bild A-17
ZF-Gemmer Hydrolenkung

Hydraulische Servolenkgetriebe wurden von Beginn an fast ausschließlich durch Pumpen versorgt, die vom Verbrennungsmotor mit einem Riemen angetrieben wurden. Vereinzelt gab es aus Bauraumgründen Anwendungen, bei denen die Pumpe durch einen Elektromotor getrieben wurde. Ende der 90er Jahre wurden solche Elektro-Pumpen-Aggregate dann aus energetischen Gründen in Pkw in Serie eingeführt. Die Entwicklung von Elektromotoren und Pumpen mit hohen Einzelwirkungs-

graden und die bedarfsabhängige Regelung der Pumpendrehzahl ermöglichte eine deutliche Energieeinsparung dieser elektro-hydraulischen Lenksysteme gegenüber den konventionellen Systemen mit riemengetriebener Pumpe (siehe Kapitel N).

Im Laufe der Lenkungsgeschichte hat es aber bereits lange, bevor die hydraulische und die elektro-hydraulische Servolenkung auf den Markt kam, Ideen und Patente zu Lenksystemen mit rein elektrischer Servounterstützung gegeben, sogar für elektrische Steer-by-Wire-Systeme. Aber erst später kamen Vorschläge auf, die dann auch zu einer Realisierung führten, wie z. B. im Patent von der Firma Gemmer aus dem Jahr 1972 dargestellt, **Bild A-18**.

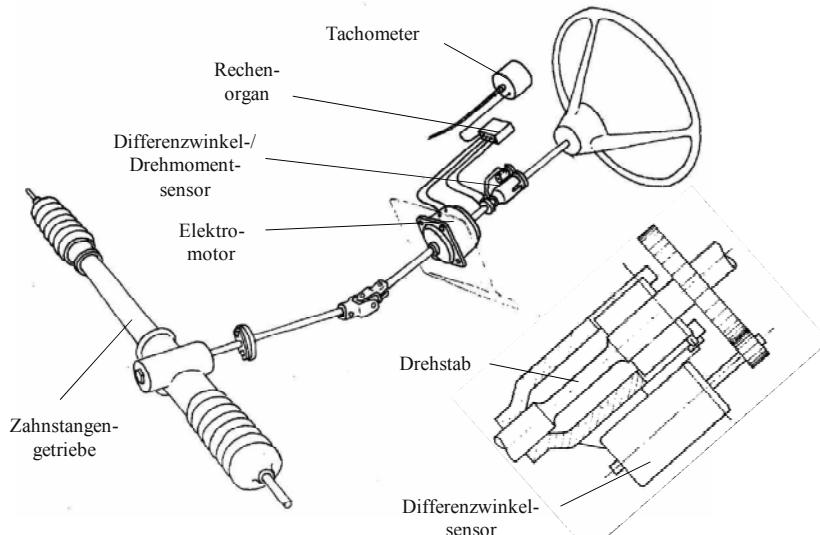


Bild A-18 Patentzeichnung (DE 2 237 166) einer elektromechanischen Servolenkung (Gemmer 1972)

Über den Drehmomentsensor wird das Handmoment des Fahrers erfasst. Das Rechenorgan berechnet daraus die erforderliche Servounterstützung und steuert den Elektromotor an, der direkt oder gegebenenfalls noch über ein Getriebe das Moment an das mechanische Lenkgetriebe weiterleitet. Bemerkenswert bei dem Patent ist, dass bereits die Fahrzeuggeschwindigkeit als Eingangsgröße des Rechenorgans berücksichtigt wird. Damit ist es möglich, das Lenkgefühl fahrsituationsabhängig anzupassen.

Eine erste Anwendung solch einer elektromechanischen Lenkung fand sich 1988 in dem japanischen Kleinwagen Suzuki Servo (Stoll 1992), **Bild A-19**. Aufgrund der geringen Vorderachslast des Fahrzeugs war es damals trotz der geringen Leistung des Elektromotors von 240 W möglich, die Servolenkung rein elektrisch auszuführen.

Der prinzipielle Aufbau der modernen elektromechanischen Lenksysteme mit Drehmomentsensor, Elektromotor mit Getriebe, Steuergerät und einem mechanischen Lenkgetriebe ist bis heute unverändert geblieben (siehe Kapitel O). Die räumliche Anordnung variiert je nach Anwendung, die Leistungsfähigkeit der Motoren ist enorm gestiegen und natürlich die Rechenfähigkeit der Steuergeräte, so dass aus energetischen und funktionalen Gründen die elektromechanische Lenkung mittlerweile als die Standardlenkung in Pkw angesehen werden kann.

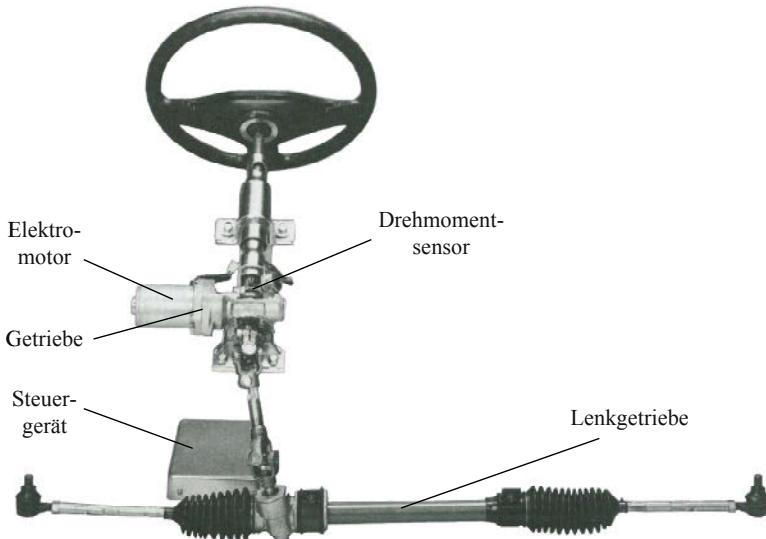


Bild A-19 Elektromechanisches Lenksäulenaggregat (aus Stoll 1992)

Lankenspergers Erfindung der Achsschenkellenkung kam erst mit den motorisierten Fahrzeugen zum Tragen. Die hydraulische Servolenkung fand erst nach der Weltwirtschaftskrise und den Kriegswirren den Weg in den Pkw-Markt. Der Siegeszug der elektrisch unterstützten und elektromechanischen Lenkungen ist durch die steigenden Anforderungen an Energieeinsparungen und Emissionssenkungen voran getrieben worden. Erfindungen brauchen ihre Zeit. Die technischen, wirtschaftlichen und politischen Rahmenbedingungen müssen gegeben sein, bevor selbst geniale Ideen in der Serienproduktion der Automobilindustrie verwirklicht werden können.

Literatur zu Kapitel A

- BECKER, G., FROMM, H. und MARUHN, H. (1931): Schwingungen in Automobillenkungen („Shimmy“). Bericht der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule zu Berlin. Krayn Verlag: Berlin 1931
- BÖHM, F. (1961): Fahrtrichtungsstabilität des Kraftwagens, ATZ Jahrg. 1963, Heft 5, Mai 1961
- BRAESS, H.-H. und SEIFFERT, U. (2007): Vieweg Handbuch für Kraftfahrzeugtechnik, 5. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2007
- BRANCH, H. und SMITH, W. (1968): The Unreasonable American. Acropolis Books: Washington 1968
- BRENKEN, G. (1971): Der Weg zum Sicherheitsautomobil. ATZ 73, S. 170–178
- BROULHIET, G. (1925): La Suspension de la Direction de la Voiture Automobile: Shimmy et Dandinement („The Suspension of the Automobile Steering Mechanism: Shimmy and Tramp“). Société des Ingénieurs Civils de France, Bulletin 78
- DAVIS, F. W. (1945): Power Steering for Automotive Vehicles. SAE Paper 450181
- DIXON, J. C. (1996): Tires, Suspension and Handling. 2nd Edition, Society of Automotive Engineers. Warrendale, Pa 1996
- DUDZIŃSKI, D. (2005): Lenksysteme für Nutzfahrzeuge. Springer Verlag: Berlin, Heidelberg 2005
- ECKERMANN, E. (1984): Vom Dampfwagen zum Auto, Motorisierung des Verkehrs. Rowohlt Taschenbuch Verlag GmbH: Hamburg 1984

- ECKERMANN, E. (1998): Die Achsschenkellenkung u. a. Fahrzeug-Lenksysteme. Deutsches Museum: München 1998
- FERSEN, O. von (1986): Ein Jahrhundert Automobiltechnik, Personenwagen. VDI Verlag: Düsseldorf 1986
- FIALA, E. (1960): Zur Fahrdynamik des Straßenfahrzeugs unter Berücksichtigung der Lenkelastizität. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 62 (1960) 3, S. 71–79
- FUJII (1956): The Influence of Elasticity of the Steering Mechanism on the Motion of the Vehicle. Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. Vol. 22, No. 119
- HEIDER, H. (1970): Kraftfahrzeuglenkung, VEB Verlag Technik, Berlin, 1970
- HEISSING, B. und ERSOY, M. (2007): Fahrwerkhandbuch, 1. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2007
- HENDRY, M. (1979): The man who made it work, Journal Special-Interest Autos
- MILLIKEN, W. F. und WHITCOMB, D. W. (1956): General introduction to a programme of dynamic research. Proc. Auto. Div. Instn Mech. Engrs, 1956 (7), S. 287–309
- MITSCHKE, M. (1968): Fahrtrichtungshaltung – Analyse der Theorien. ATZ 70, 1968, Heft 5
- MITSCHKE, M. und WALLENTOWITZ, H. (2003): Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4th edition. Springer Verlag: Berlin, Heidelberg, New York 2003
- MOTSCHNSKY, W. (2007): Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3. Auflage. Springer Verlag: Berlin, Heidleberg 2007
- NADER, R. (1966): Unsafe at Any Speed – Designed-In Dangers of the American Automobile. PB Special: New York 1966
- REIMPELL, J. und BETZLER, J. W. (2005): Fahrwerktechnik: Grundlagen: Fahrwerk und Gesamtfahrzeug. Radaufhängungen und Antriebsarten, 5. Auflage. Vogel Buchverlag: Würzburg 2005
- RIEKERT, P. und SCHUNCK, T. E. (1940): Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs. Ingenieur Archiv, Band 11, Heft 3, 6. 1940, S. 210–224
- SCHLIPPE, B. von und DIETRICH, R. (1942): Zur Mechanik des Luftreifens. Zentrale für wissenschaftliches Berichtswesen: Berlin Adlershof 1942
- SCHMID, C. (1964): Fahrsicherheit durch Konstruktion. Fisita 1964
- SEGEL, L. (1956): Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control. IMechE, Proceedings of Automobile Division, Research in Automobile Stability and Control and in Tyre Performance, 1956–1957, pp. 310–330
- SEGEL, L. (1964): An investigation of automobile handling as implemented by a variable-steering automobile. Human Factors, 6(4), pp. 333–341, 1964
- STOLL, H. (1992): Fahrwerktechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen. Vogel Buchverlag: Würzburg 1992
- STONEX, K. A. (1941): Car control factors and their measurements, SAE-Paper 410092. Society of Automotive Engineers: Warrendale, Pa 1941
- TREUE, W. (1986): Achse, Rad und Wagen, Fünftausend Jahre Kultur- und Technikgeschichte. Vandenhoeck & Ruprecht: Göttingen 1986
- WALZ, W. (1983): Daimler-Benz, Wo das Auto anfing. Verlag Friedr. Stadler: Konstanz 1983
- WHITCOMB, D. W. und MILLIKEN, W. F. (1956): Design implications of a general theory of automobile stability and control. Proc. Auto. Div. Instn Mech. Engrs, 1956 (7), S. 367–391
- YAMAMOTO, M. (2007): History and Future of Vehicle Dynamics. Toyoto Technical Review Vol. 55., No. 1, Mar. 2007
- ZOMOTOR, A. (1991): Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Herausgeber: Reimpell J., 2. Auflage. Vogel Buchverlag: Würzburg 1991

B

Grundlegendes zum Lenkvorgang

Beim Fahren eines Fahrzeugs machen wir uns über den Lenkvorgang und somit über die Fahrzeugführung in Querrichtung keine Gedanken. So natürlich und vertraut ist uns das. Schon als Kindern lernen wir am Dreirad oder Bobby Car diesen komplexen Vorgang zu verinnerlichen. Ohne bewusstes Nachdenken beim Fahren eines Fahrzeugs steuern unsere Reflexe. Doch moderne Achskinematiken und Hilfskraftlenkungen sind das Resultat einer über hundertjährigen stetigen Optimierung. Und dennoch werden in der Autofachpresse die Lenkeigenschaften von Automobilen häufig bemängelt.

1 Lenken – Fahrzeugführung quer

Das Fahren eines Automobils kann in zwei Subaufgaben aufgespalten werden. Mit dem Gas- bzw. dem Bremspedal regelt der Fahrer die Geschwindigkeit und somit die Längsbewegung. Das Lenkrad ist das Stellglied in Querrichtung und beeinflusst die Querbewegung. Dieser ist dem Freiheitsgrad Gieren (Drehen um die Hochachse) und Schieben (Translation in Fahrzeugquerrichtung) zugeordnet (Genaue Definition siehe DIN 70000 bzw. ISO 8855). Durch die auftretenden Seitenkräfte werden auch die anderen Freiheitsgrade beeinflusst, insbesondere aber das Wanken (Drehung des Fahrzeugs um die Längsachse). Diese Seitenkräfte werden an der gelenkten Achse vom Lenksystem an den Fahrer weitergeleitet.

Das Fahren kann als Regelungsaufgabe betrachtet werden. Der Fahrer ist der Regler und das Fahrzeug ist die Regelstrecke. Für die Querführung des Fahrzeugs ist das in **Bild B-1** dargestellt. Im geschlossenen Regelkreis nimmt der Fahrer visuell und kinästhetisch den Kursverlauf wahr und nutzt das Lenkrad als Stellglied um dem Straßenverlauf zu folgen. Durch die resultierende Betätigungs Kraft bekommt er sofort Rückmeldung über den Straßenzustand und möglicherweise über Reibwertsprünge. Durch die Lenkradwinkeleingabe ändert sich die Kursrichtung, diese wird vom Fahrer wiederum wahrgenommen und somit der Regelkreis geschlossen. Deshalb wird das auch als „Closed Loop“ bezeichnet. Zusätzlich wirken auf den Regelkreis auch noch Störungen ein wie beispielsweise Seitenwind, Fahrbahnunebenheiten oder auch Antriebseinflüsse. Auch diese werden vom Fahrer ausgeregelt.

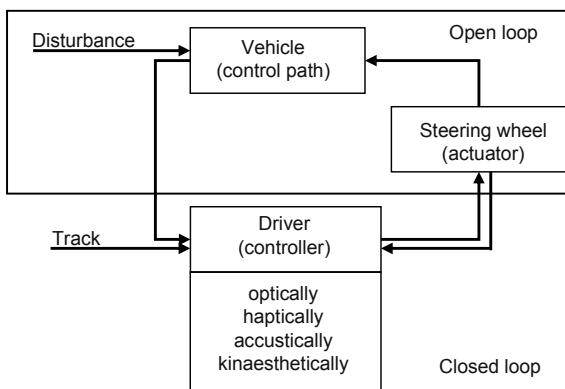


Bild B-1
Regelkreis Fahrer-Fahrzeug

Für den Fahrzeugentwickler steht die Regelstrecke, nämlich das Fahrzeug und das Lenksystem im Mittelpunkt seines Interesses. Deshalb gibt es viele fahrdynamische Tests (Kapitel G), die den Fahrer ausblenden. Es wird eine vordefinierte Lenkradwinkel- oder Lenkradmomenteingabe aufgebracht und die Fahrzeugreaktionen wie die Querbeschleunigung, Wankrate, Gierrate und das Lenkradmoment gemessen oder simuliert. Es werden folgende Lenkartens (control modes) nach DIN 70000 unterschieden:

- Wegabhängiges Lenken (position control): An einem beliebigen Punkt im Lenksystem (Lenkrad, Lenksäule, Zahnstange, ...) wird eine vordefinierte Bewegung aufgebracht
- Blockierte Lenkung (fixed control): Ein beliebiger Punkt (im Lenksystem) wird „blockiert“. Normalerweise wird das Lenkrad fixiert
- Kraftabhängiges Lenken (force control): An einem beliebigen Punkt wird eine Kraft zur Betätigung aufgebracht unabhängig von der resultierenden Verschiebung dieses Punktes
- Losgelassene Lenkung (free control): Bei dieser Lenkart werden keine Betätigungs Kräfte auf die Lenkung ausgeübt, es ist somit ein Sonderfall des kraftabhängigen Lenkens

Durch den Einsatz von leistungsfähigen GPS-gestützten Kreiselplattformen und Lenkrobotern, wie sie seit einigen Jahren zur Verfügung stehen, können Straßenverläufe hochpräzise nachgefahren werden. Genau genommen handelt es sich hierbei jedoch um einen Closed Loop Test, da nur der Fahrer durch einen physischen Regler ersetzt wurde.

2 Kurvenfahrt

Bei der Kurvenfahrt wird nun das Fahrzeug selbst, also die Regelstrecke analysiert. Dabei unterscheidet man generell die langsame und die schnelle Kurvenfahrt. Bei der langsamen Kurvenfahrt rollt das Fahrzeug langsam, deshalb treten keine nennenswerte Querbeschleunigung auf. Der Reifen rollt in Richtung seiner Mittelebene. In Gegensatz dazu tritt bei der schnellen Kurvenfahrt eine Querbeschleunigung auf, welche die so genannte Fliehkraft nach Kurvenaußen verursacht. Diese Fliehkraft muss von den Reifen aufgefangen werden.

2.1 Langsame Kurvenfahrt

Bei der langsamen Kurvenfahrt versuchen die Räder in Richtung ihrer Radmittelebenen zu rollen und kein Schräglauwinkel tritt auf. Damit dies erfolgen kann, müssen sich die Normalen zur den Radmittelebenen in einem Punkt schneiden, dem so genannten Momentanpol (**Bild B-2**). Diese Bedingungen führen zu den Ackermann-Lenkwinkeln an den Vorderrädern (siehe Kapitel D). Dieses so genannte Ackermann-Gesetz besagt, dass das kurveninnere Rad stärker als das äußere eingeschlagen werden muss. Diese Bedingung muss die Lenkungskinematik zumindest annähernd erfüllen (siehe Kapitel D).

2.2 Schnelle Kurvenfahrt

Auch bei der schnellen Kurvenfahrt dreht sich das Fahrzeug um den Momentanpol (vgl. **Bild B-3**). Da nun nennenswerte Drehbeschleunigung bzw. Querbeschleunigung des Fahrzeugs auftritt, verursachen diese Reifenkräfte; und umgekehrt verursachen die Reifenkräfte eben diese Beschleunigungen. Für die Kurvenfahrt sind vor allem die seitlichen Reifenkräfte von Bedeutung. Diese treten dann auf, wenn die Bewegungsrichtung des Radmittelpunktes nicht in der Radmittelebene liegt. Der eingeschlossene Winkel zwischen der Bewegungsrichtung und der Radmittelebene wird deshalb als Schräglauwinkel α bezeichnet. Die Seitenkräfte müssen auch an den Hinterrädern auftreten. Dies stellt sich bei Vorderachsgelenkten Fahrzeugen durch das nach vorne „wandern“ des Momentanpols ein, siehe **Bild B-3**.

B

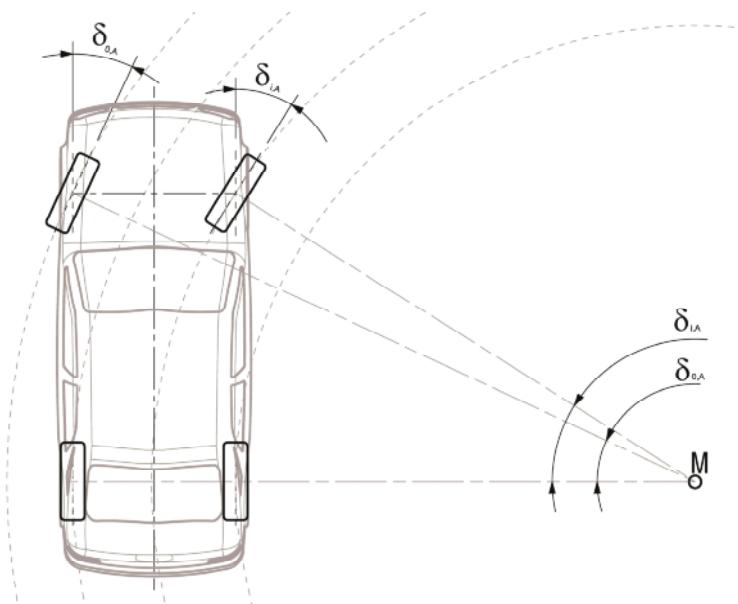


Bild B-2 Langsame Kurvenfahrt

Beim Anlenken tritt zuerst an den Vorderrädern der Schräglaufwinkel und somit die Querkraft auf. Diese leitet die Gierbewegung (Drehbewegung) des Fahrzeugs ein. Durch das nach vor wandern des Momentanpols M entstehen Schräglaufwinkel und somit Querkräfte an den Hinterrädern. Diese Querkräfte an der Vorder- und Hinterachse bewirken die auftretende Querbeschleunigung. Hält man dann den Lenk(rad)winkel konstant, geht die Fahrzeubewegung in die stationäre Kreisfahrt über. Die einstellende konstante Querbeschleunigung ergibt sich aus dem Quadrat der Gierrate mal dem Kreisradius und der Krümmungsradius fällt mit dem Momentanpol des Fahrzeugs zusammen.

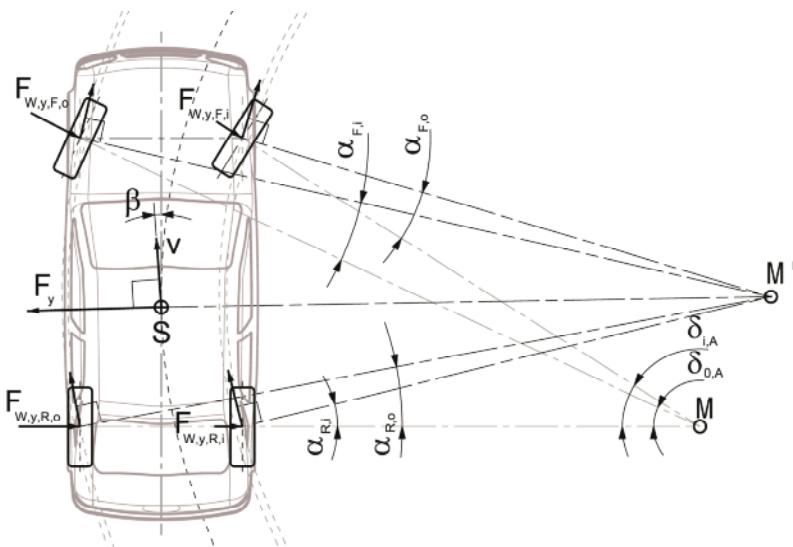


Bild B-3 Fahrzeug in der schnellen Kurvenfahrt

Da die Fliehkraft nicht wie die Reifenkräfte auf der Straßenebene angreift, sondern im Schwerpunkt, ergibt sich ein Wankmoment, welches das Fahrzeug nach kurvenaußen neigt. Diese Einfederbewegung kurvenaußen bzw. Ausfederbewegung kurveninnen wird für das so genannte Wanklenken genutzt. Bei diesem kinematischen Effekt erzeugen auch die Radaufhängungen einen Lenkwinkel. Durch ein nach kurvenaußen Lenken vorne bzw. durch ein nach kurveninnen Lenken an der Hinterachse wird üblicherweise das untersteuernde Eigenlenkverhalten unterstützt. Die Änderung des Radsturzes (Radneigung zur Senkrechten) erhöht die Seitenkraft zusätzlich. Die Radstellung wird aber auch durch die so genannten Elastokinematischen Effekte geändert. Die Nachgiebigkeiten in der Radaufhängung werden gezielt so gestaltet, dass auch die angreifenden Kräfte die Radstellung positiv beeinflussen. Beispielsweise soll beim Bremsen in der Kurve das dominante kurvenäußere Vorderrad nach außen lenken, um die natürlich entstehende Eindrehbewegung des Fahrzeugs zu kompensieren (Matschinsky 2007). Nur durch eine differenzierte Abstimmung des Reifens, der Radaufhängung und des Lenksystems kann das Fahrverhalten moderner Fahrzeuge erreicht werden.

3 Reifeneigenschaften in Querrichtung

Für das Lenkverhalten des Fahrzeugs sind in erster Linie die Eigenschaften des Kraftaufbaus in Querrichtung des Reifens relevant. Die Kräfte in Längs- und Hochrichtung (w), hervorgerufen durch Ungleichförmigkeiten des Reifens, des Rads oder der Bremsanlage sowie durch Fahrbahnunebenheiten, können für die Lenkung jedoch relevante Störkräfte erzeugen, die zu spürbaren Lenkradmomentenschwankungen und Vibrationen im Lenkrad führen können. Diese Phänomene entstehen durch eine Interaktion von Reifen, Achsaufhängung und Lenkung und werden in Kapitel F behandelt.

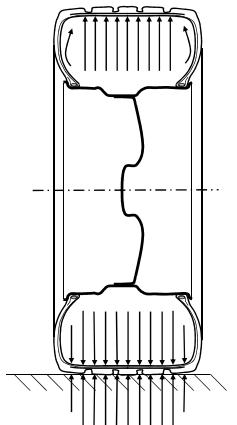
3.1 Kraftübertragung Vertikal – Einfluss auf Latschlänge

Der Mechanismus der Kraftübertragung in Vertikalrichtung bestimmt die lateralen Eigenschaften des Reifens in erheblichem Maße mit. Moderne Pkw-Radialreifen bestehen heute grob gesagt aus fünf Hauptelementen zur Kraftübertragung:

- den beiden Wulstkernen aus Stahldraht, die auf den beiden Felgenschultern umlaufend positioniert sind,
- der Karkasse, die mit ihren radial über den Reifen laufenden Textil-, manchmal auch Stahlfäden die beiden Wulstkerne miteinander verbindet und sie umfasst,
- dem Gürtel, dessen in der Regel aus Stahldraht gefertigten Fäden in Umfangsrichtung im Laufflachenbereich über den Karkassfäden liegen,
- dem Laufstreifen aus Gummi, der über dem Gürtel liegt und auf der anderen Seite den Kontakt zur Fahrbahn herstellt und
- des unter Überdruck stehenden Gases innerhalb des Reifens.

Die weiteren Reifenbauteile, wie Innerliner zur Abdichtung, Kernreiter/Apex, Seitenbandagen zur Eigenschaftsoptimierung, Seitenwände zum Schutz von Karkasse und Felgenhorn sowie weiterer Spulbandagen über dem Gürtel zur Festigkeits-/Gestaltoptimierung und gegebenenfalls einem Plattenrollinsert für Runflatreifen vervollständigen „nur“ die Gesamtfunktion des Reifens.

Auf den Gürtel wirkt von innen über den gesamten Reifenumfang der Innendruck. Wirkt auf den Reifen nun von außen eine Radlast wird der Gürtel in der Aufstandsfläche (Latsch) einfedern. Die mit dem Gürtel verbundenen Karkassfäden können keine Druckkräfte aufnehmen, das sie umschließende Gummi nur in geringem Maße. Die Übertragung der Radlast geschieht deshalb über den Fülldruck, der in dem Latsch gegenüberliegenden Bereich des Reifens an den Karkassfäden nach oben zieht, die ihrerseits die Zugkraft auf die an den Felgenschultern abgestützten Wulstkerne übertragen (**Bild B-4**). Erhöht sich die Radlast, muss der Reifenlatsch sich vergrößern.



Dem Latsch gegenüber wirkt der Fülldruck nach oben, zieht über die Karkassfäden am Wulstkern und überträgt damit die Last auf die Felge.

Im Latsch kompensieren sich Fülldruck und Bodendruck.

Bild B-4 Der Reifen trägt die Radlast mit Hilfe des Fülldrucks, schematisch

Der Fülldruck des Reifens ist deshalb ausschlaggebend für die Latschgröße. Ganz grob gesehen ergibt sich die Latschfläche aus der Radlast bezogen auf den Fülldruck, wenn die Steifigkeiteineinflüsse aus den Bauelementen des Reifens vernachlässigt werden.

Für die Latschlänge, die auf die nachfolgend beschriebenen querdynamischen Eigenschaften des Reifens erheblichen Einfluss hat, lässt sich deshalb Folgendes feststellen:

- Bei zunehmender Radlast verlängert sich der Latsch.
- Bei abnehmendem Fülldruck verlängert sich der Latsch.
- Bei zunehmender Reifenbreite verkürzt sich der Latsch.

Wie stark die Veränderungen der Latschlänge mit diesen Parametern einhergehen, lässt sich durch die Steifigkeiten der Bauelemente des Reifens in Grenzen variieren. Dies ist einer der Parameter zur funktionalen Abstimmung des Reifens durch den Reifenhersteller.

3.2 Reifenseitenkraft, Reifennachlauf und -rückstellmoment

3.2.1 Bereich kleiner Querbeschleunigungen (lineare Reifeneigenschaften)

Die Reifenseitenkräfte werden durch eine Querdeformation des zwischen Fahrbahn und Gürtel eingespannten Gummis im Laufstreifen erzeugt (**Bild B-6**). Diese Querdeformationen erfordern eine Relativbewegung zwischen Gürtel und Fahrbahn in Querrichtung. Sie wird durch den Schräglauwinkel hervorgerufen. Er definiert sich als der Winkel zwischen der Radumfangsrichtung und der Bewegungsrichtung des Rads (**Bild B-5**).

Die Profilstollen („Profilstollen“ steht hier als Synonym für einen Gummiblock im Laufstreifen, der tatsächlich ein einzelner Profilblock sein kann, aber auch ein Ausschnitt aus einer umlaufenden Profilrippe o. ä.) verformen sich durch die stetige Relativquerbewegung zwischen Fahrbahn und Gürtel zunehmend vom Latscheinlauf bis zum Auslauf, solange der Kraftschluss zwischen Profilstollen und Fahrbahn noch ausreicht. Dies ist bei Querbeschleunigungen bis etwa 3 bis 4 m/s² auf trockener Fahrbahn weitgehend der Fall. Dabei entsteht bei Betrachtung der Verformungen ein dreieckförmiges Auslenkungsprofil, wenn der Gürtel zunächst als biegesteif angesehen wird (vgl. **Bild B-9**, oben). Die Auslenkung der Profilstollen zwischen Fahrbahn und Gürtel wird über den Schubmodul des Gummis, die Gummihöhe und die Fläche des Stollens zu einer Kraft am Stollen (**Bild B-6**).

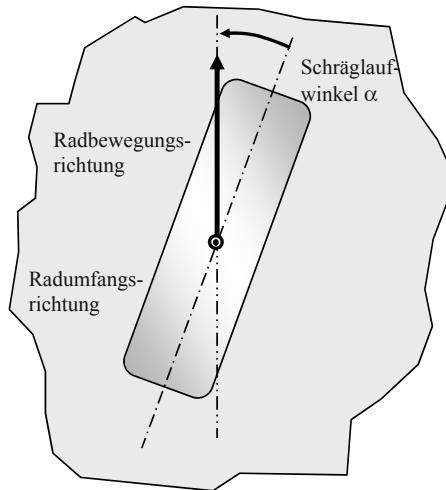


Bild B-5 Schräglaufwinkel definiert durch Radumfangsrichtung und Bewegungsrichtung des Rads

Die gesamte Kraft im Reifenlatsch ergibt sich aus der Summe der Einzelkräfte der Profilstollen in Längs- und in Querrichtung des Latsches. Bezieht man diese Kraft auf den Schräglaufwinkel, erhält man die Schräglaufstife C_α des Reifens. Die Schräglaufstife ist eine wichtige Kenngröße zur Charakterisierung eines Reifens bezüglich der Fahr- und Lenkeigenschaften am Fahrzeug. Im so genannten linearen Betriebsbereich des Reifens, der wie oben erwähnt im reinen Haftbereich bis 3 bis 4 m/s² auf trockener Fahrbahn angesetzt werden kann, lässt sich die Seitenkraft des Reifens F_Y bei konstanter Radlast einfach durch Multiplikation der Schräglaufstife C_α mit dem Schräglaufwinkel α berechnen:

$$F_Y = C_\alpha \cdot \alpha$$

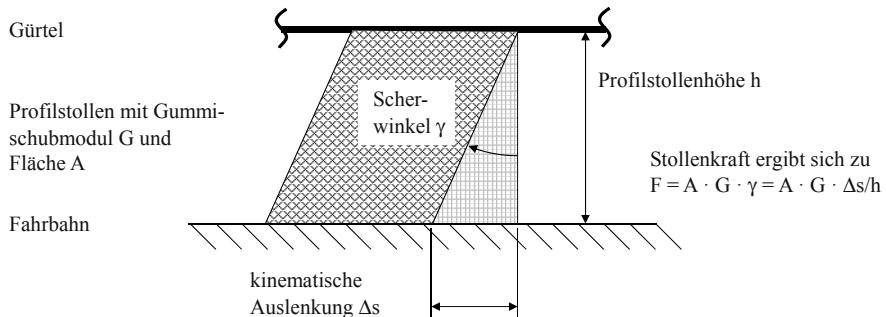


Bild B-6 Die Auslenkung der Profilstollen im Latsch erzeugt Kräfte, schematisch

Die vereinfachte Betrachtung zeigt bereits drei Parameter des Reifens, mit denen die Schräglaufstife deutlich verändert werden kann:

- Gummischubmodul des Laufstreifens mit seiner teils starken Temperaturabhängigkeit,
- Gummihöhe/Profiltiefe mit der Abhängigkeit vom Verschleißzustand des Reifens,
- Profilstollenfläche/Profilpositivanteil, der abhängig von der Profilgestaltung ebenfalls mit dem Verschleiß veränderlich sein kann.

Sowohl die Temperaturabhängigkeit des Gummischubmoduls als auch die Abhängigkeit der Steifigkeit von der Profilhöhe können Schräglauftreifeunterschiede von 20 % und mehr zwischen zwei Betriebszuständen hervorrufen. Das zeigt, wie wichtig es ist, dass während der fahrdynamischen Abstimmungen des Fahrzeugs der Reifenbetriebszustand bezüglich Temperatur und Verschleiß mit beachtet wird.

Wie schon erwähnt hat die Auslenkung der Profilstollen über der Latschlänge idealisiert eine dreiecksförmige Gestalt. Das heißt, der Angriffspunkt der Summenkraft aus den einzelnen Profilstollenkräften liegt nicht in der Mitte des Reifenlatsches, sondern etwas dahinter versetzt im Flächenschwerpunkt des idealisierten Dreiecks (vgl. **Bild B-9**, oben). Dieser Versatz zwischen Latschmitte und effektivem Seitenkraftangriffspunkt wird als Reifennachlauf bezeichnet. Das Reifenrückstellmoment ist das Produkt aus Seitenkraft und Reifennachlauf. Dieses Moment hat bei Kurvenfahrt einen erheblichen Anteil am Gesamtmoment, das von der Lenkung übertragen und abgestützt werden muss.

Es wurde bereits festgestellt, dass der Latsch sich bei erhöhter Radlast oder geringerem Fülldruck verlängert. Für das beschriebene Dreieck in **Bild B-9** bedeutet das, dass sich seine Fläche in gleichem Maße vergrößert, die Seitenkraft und damit die Schräglauftreife sich also erhöht (**Bild B-7**). Der Reifennachlauf verlängert sich, da der Flächenschwerpunkt des angenähernten Dreiecks einen größeren Abstand zur Latschmitte einnimmt (**Bild B-8**). Das Rückstellmoment als Produkt von Seitenkraft und Reifennachlauf erhöht sich damit bei zunehmender Radlast oder absinkendem Fülldruck überproportional. Dieser unter idealisierten Annahmen getroffene Zusammenhang gilt in der Regel für moderne Hochleistungsreifen in üblichen Fülldruckbereichen, wie sie heute an sportlichen Fahrzeugen eingesetzt werden. Erst bei schmaleren Reifen mit höheren Querschnittsverhältnissen überlagern sich andere Effekte deutlicher.

Die obenstehende Annahme eines ideal steifen Gürtels trifft natürlich nicht vollständig zu. Der Gürtel verbiegt sich im Latsch infolge der an ihm wirkenden Profilstollenkräfte. Durch das Rückstellmoment wird er zusätzlich relativ zur Felge verdreht. Beides führt zu einer Reduktion der effektiven Profilstollendeformationen und so zu einer Reduktion der effektiven Seitenkraft. Da sich das Rückstellmoment im Reifenlatsch mit zunehmender Latschlänge überproportional vergrößert, wird die Drehung des Gürtels relativ zur Felge ebenfalls größer. Die rückdrehenden Effekte steigen also bei höherer Last oder niedrigerem Fülldruck. Die Schräglauftreifigkeit betrachtet als Funktion der Radlast ist damit nicht linear, sondern zeigt einen mit zunehmender Radlast degressiven Verlauf, sodass die Kennlinie bei höheren Radlasten ein Maximum erreicht. Die Lage dieses Maximums ist reifenabhängig. Relevant für die Lage ist vornehmlich die Gürtelbiegesteife um die Hochachse. Sie kann zum einen vom Reifenhersteller durch die Gürtelkonstruktion beeinflusst werden, insbesondere wird sie aber von der Gürtelbreite (Flächenträgheitsmoment), also stark von der Reifenbreite bestimmt.

Das heißt, bei breiteren Reifen werden zwei Effekte wirksam: Zum einen verringert sich die Latschlänge, damit vermindern sich die effektiven Hebelarme und das Rückstellmoment, zum anderen wird der Gürtel steifer. Beides bewirkt eine verminderte Biegung und Verdrehung des Gürtels, sodass die Schräglauftreife eines breiteren Reifens in der Regel höher ist und sie eine geringere Degressivität als Funktion der Radlast besitzt, als ein schmälerer Reifen gleicher Bauart bei gleichem Fülldruck.

Da sich der Gürtel bei zunehmender Breite immer stärker an den oben beschriebenen ideal steifen Gürtel annähert, ist die Zunahme der Schräglauftreife bei Breitenerhöhung begrenzt. Übliche Pkw-Reifen-Schräglauftreifigkeiten bei statischer Achslast und üblichen Fülldrücken liegen heute je nach Reifen und Fahrzeug etwa zwischen 1250 N° und 2500 N°, der Reifennachlauf liegt üblicherweise in einer Größenordnung von 20 bis 40 mm.

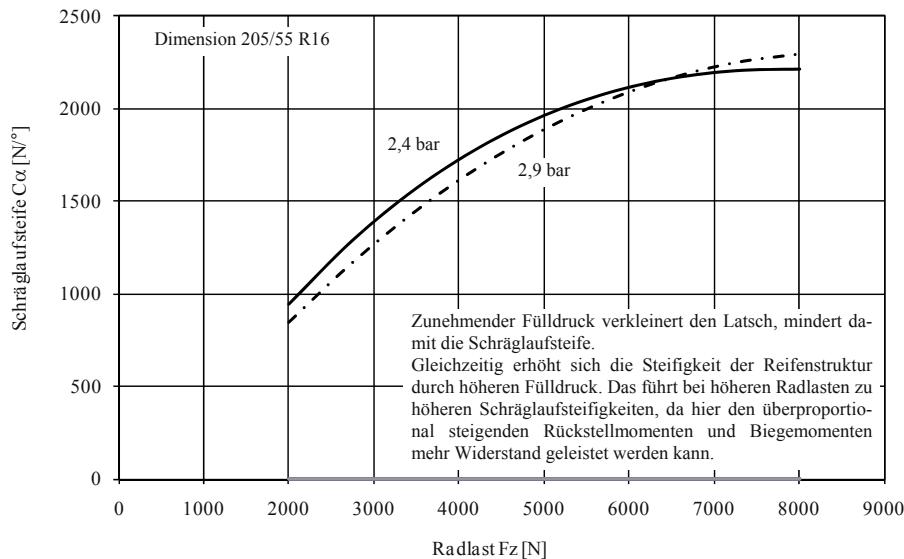


Bild B-7 Schräglaufstiefigkeit als Funktion der Radlast bei zwei Reifenfülldrücken

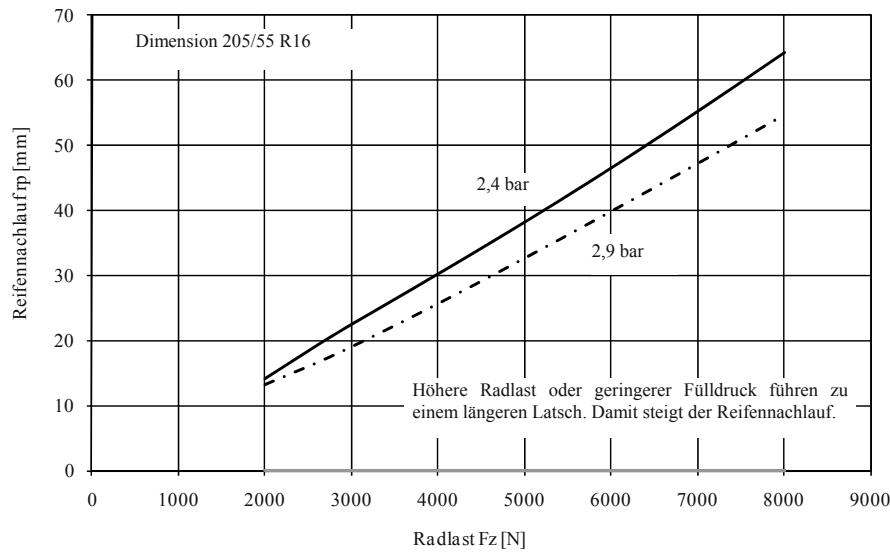


Bild B-8 Reifennachlauf als Funktion der Radlast bei zwei Reifenfülldrücken

3.2.2 Bereich höherer Querbeschleunigungen (nichtlineare Reifeneigenschaften)

Das oben genutzte „Dreiecksmodell“, allgemein als Kammmodell bezeichnet, bei dem die Profilstollen durch die einzelnen Zinken dargestellt werden, lässt sich auch für den Bereich höherer Querbeschleunigungen anwenden, bei dem die Profilstollen im Latsch beginnen zu gleiten.

Die Kräfte, die durch die Querdeformation an den einzelnen Stollen hervorgerufen werden, müssen jeweils durch Reibkräfte zwischen Fahrbahn und Profilstollen übertragen werden. Bei steigendem Schräglaufwinkel mit entsprechend großen Deformationen reißen zunächst die Stollen im hinteren Latschbereich ab und beginnen auf der Fahrbahn zu gleiten. Da das Gleitreibniveau des Gummis auf der Fahrbahn in der Regel geringer ist als das Maximum der vorher vorliegenden Haftreibung, verformt sich der Profilstollen wieder leicht zurück (**Bild B-9**, unten). Während im linearen Betriebsbereich des Reifens die Seitenkraft noch linear mit dem Schräglaufwinkel ansteigt, verhält sie sich nun bei weiter steigendem Schräglaufwinkel degressiv bis sich ein mehr oder weniger stark ausgeprägtes Maximum der Kraft ausbildet. Bei sehr großem Schräglaufwinkel fängt das Gleiten bereits sehr nah am Beginn des Latsches an, eine weitere Zunahme des Schräglauwinkels führt dann zu keiner Zunahme der Seitenkraft mehr. Eher im Gegenteil, da durch größere Schräglauwinkel die lokalen Gleitgeschwindigkeiten des Profils auf der Fahrbahn vergrößert werden, die lokale Gummitemperatur im Latsch sich stark erhöht, was den Gleitreibwert weiter herabsetzt.

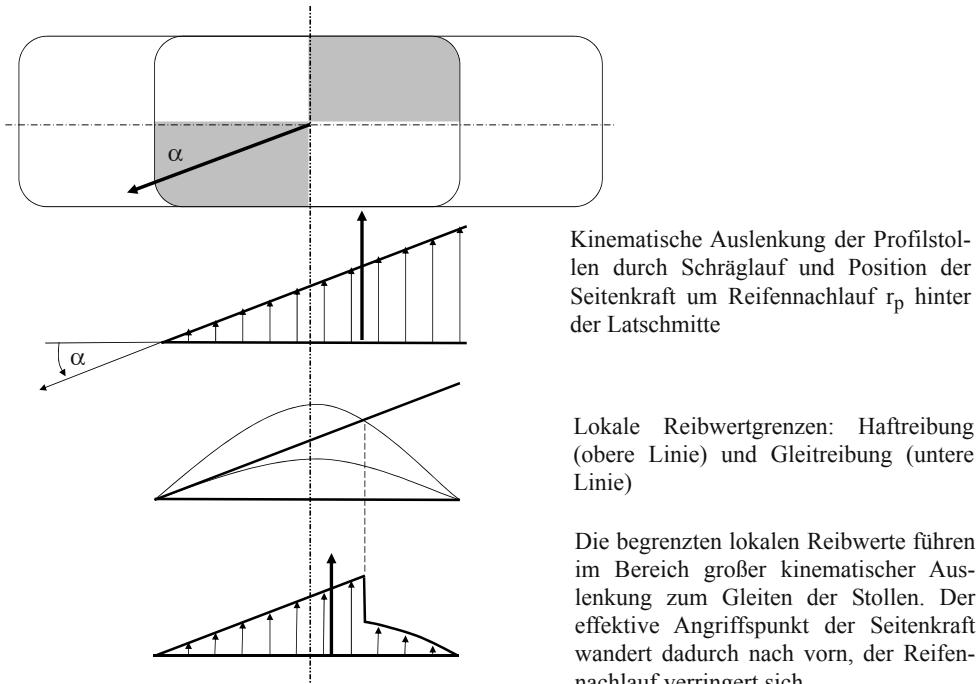


Bild B-9 Kinematische Auslenkung der Profilstollen im Latsch und Begrenzung durch lokalen Reibwert, ohne Gürtelbiegung, schematisch

Der Reifennachlauf ist im linearen Bereich des Reifens nahezu konstant. Wenn die ersten Bereiche am Ende des Reifenlatsches zu gleiten beginnen, verlagert sich der Schwerpunkt der Stollenkräfte weiter nach vorn, der Reifennachlauf verkleinert sich also bei zunehmendem Schräglaufwinkel (vgl. **Bild B-9**, unten). Da die Seitenkraft gleichzeitig auch nicht mehr so stark ansteigt, zeigt das Rückstellmoment einen stark degressiven Verlauf über dem Schräglaufwinkel. Weiter zunehmender Schräglaufwinkel lässt den Kraftangriffspunkt zunehmend in Richtung Latschmitte wandern, sodass in etwa in dem Bereich, in dem die Seitenkraft ihr Maximum erreicht ein starker Abfall des Rückstellmoments auftritt (vgl. **Bild B-10**). Dies ist bei entsprechender Auslegung der Lenkunterstützung für den Fahrer deutlich im Lenkradmoment spürbar und hat damit einen Informationsgehalt bezüglich der Annäherung an den Grenzbereich des Fahrzeugs. Bei noch größeren Schräglauwinkeln

kann der effektive Angriffspunkt der Seitenkraft schließlich vor der Latschmitte liegen, der Nachlauf wechselt also sein Vorzeichen. Steigt der Schräglaufwinkel weiter, herrscht aber wieder ein Kräftegleichgewicht zwischen vorderem und hinterem Latschbereich, der Nachlauf geht also zurück gegen Null. Dieses Verhalten des Reifennachlaufs wird unter anderem bei der kinematischen Abstimmung des Lenkverhaltens beim Parkieren relevant, wenn aus Gründen der Wendekreisreduktion die Vorderräder annähernd parallel einschlagen müssen und dadurch größere Schräglaufwinkel durch Verspannung der Achse auftreten, die den Nachlauf reduzieren und in Verbindung mit dem ebenfalls veränderlichen kinematischen Nachlauf der Achse im schlechtesten Fall zu einer selbsteindrehenden Lenkung führen können.

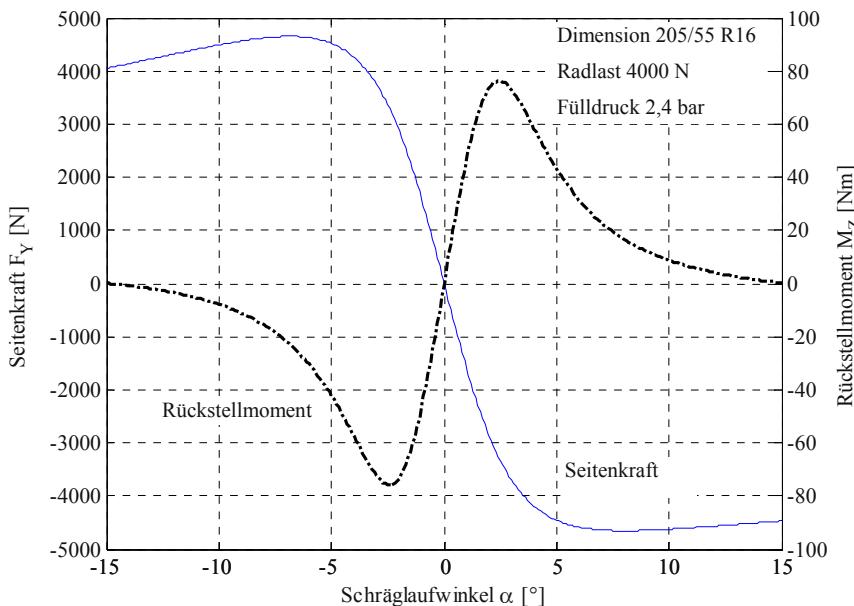


Bild B-10 Seitenkraft und Rückstellmoment als Funktion des Schräglaufwinkels

Die maximal übertragbaren Seitenkräfte sind auf festen Untergründen stark von den Eigenschaften der beiden Reibpartner Fahrbahnoberfläche und Laufstreifengummi abhängig. Auf trockenen Asphaltfahrbahnen können lokale Haftreibwerte am Profilstollen größer zwei (übertragbare Horizontalkraft bezogen auf die Vertikalkraft) auftreten. Wie oben aber erläutert, tritt im Latsch immer eine Mischung aus Haftbereichen und Gleitbereichen auf, sodass das maximale Kraftschlusspotenzial des Reifens insgesamt deutlich geringer ausfällt. Auf guten Asphaltfahrbahnen können heutige Serienhochleistungsreifen einen Reibwert bis etwa 1,3 erzielen, gewöhnliche Reifen liegen im Bereich 1,1, können aber auch knapp unter eins fallen.

Der maximale Kraftschluss des Reifens wird auch durch die Struktursteife des Reifens mitbestimmt. Bei hohen Radlasten und hohen Seitenkräften wird der Latsch relativ zur Felge stark verzogen, im Extremfall kann er sogar einseitig von der Fahrbahn abheben. Dadurch erhöht sich der lokale Anpressdruck der noch in Kontakt verbleibenden Profilstollen im Latsch. Höherer lokaler Druck führt bei Gummi aber nicht in gleichem Maße zu einer Erhöhung der Reibkraft. Dadurch sinkt das Kraftschlusspotenzial des Reifens. Da sich dieses „Einknicken“ der Reifenstruktur unter höheren Lasten verstärkt, fällt das absetzbare Kraftschlusspotenzial mit zunehmender Radlast ab, die maximal übertragbare Horizontalkraft verhält sich also degressiv bei steigender Radlast. Dies gilt besonders für

die Seitenkraft. In Umfangsrichtung ist die Struktur des Reifens deutlich steifer und verformt sich dadurch unter Längskräften weniger.

Die Struktursteifigkeit wird erhöht, wenn der Gurtel steifer ausgelegt oder breiter wird, wenn die Seitenwände verstärkt werden, das Querschnittsverhältnis des Reifens verringert wird, die Felgenmaulweite vergrößert wird oder wenn der Fülldruck erhöht wird. Alle Versteifungsmaßnahmen können auch dazu führen, dass die Druckverteilung im Reifenlatsch ungleichmäßiger wird oder im Mittel höher liegt, wenn sich der Latsch durch die Versteifungsmaßnahmen verkleinert. In der Reifenentwicklung ist hier gegebenenfalls fahrzeugabhängig das Optimum zu finden.

3.2.3 Einfluss durch Sturzwinkel

Wenn der Reifen geradeaus läuft oder nur kleine Schräglaufwinkel im linearen Betriebsbereich des Reifens vorliegen, werden durch den Sturzwinkel Profilstollendeformationen hervorgerufen, die Seitenkräfte erzeugen. Diese Seitenkräfte bezogen auf den Sturzwinkel (Sturzseitenkraftsteife) betragen nur etwa 1/10 der Schräglauftreife, ohne aber mit der Schräglauftreife in direktem Zusammenhang zu stehen. Sie wirken in die Richtung, in die der Reifen gestürzt wird (**Bild B-11**).

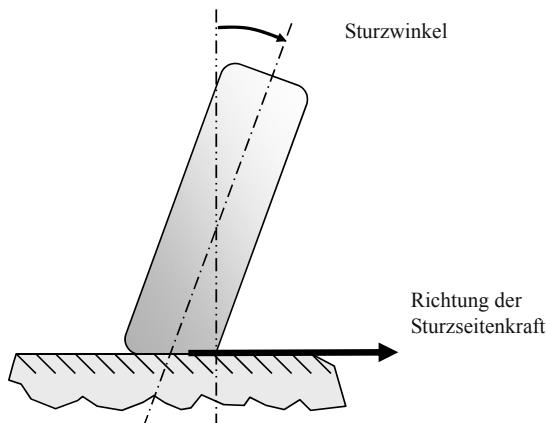


Bild B-11 Sturzwinkel und Richtung der resultierenden Sturzseitenkraft (Straße auf Reifen)

Sturzwinkel rufen auch ein Moment um die Hochachse des Reifens hervor. Das resultiert aus einer Verdrillung der Profilstollen im Latsch und aus der asymmetrischen Form des Latsches in Querrichtung unter Sturz. Während das Schräglaufrückstellmoment versucht, den erzeugenden Schräglauftreifwinkel zurück zu drehen, also gegen die Seitenkraft dreht, versucht, das Sturzmoment in die Richtung, in die die Seitenkraft von der Fahrbahn auf den Reifen wirkt, zu drehen.

Bei hohen Querbeschleunigungen im nichtlinearen Bereich des Reifens kann durch einen gezielt aufgebrachten Sturzwinkel die Stellung des Reifens zur Fahrbahn so optimiert werden, dass das Kippen des Latsches zur Felge unter hohen Seitenkräften durch das „Entgegenkippen“ des Rads zum Teil kompensiert wird, sodass etwas höhere Seitenkraftpotenziale erzielt werden können.

Sturzwinkel werden nicht nur durch Kippen des Rads hervorgerufen, sondern auch durch querneigte Fahrbahnen. Durch Fahrbahnunebenheiten werden so am Reifen auch bei Geradeausfahrt unabhängig von Vorspureffekten Seitenkräfte und Momente um die Radhochachse erzeugt, die über die Lenkung abgestützt werden müssen.

3.3 Transientes Verhalten der Reifenseitenkraft

Der Reifen generiert Seiten- und Längskräfte durch lokale Deformationen des Gummis im Laufstreifen, der sich am Reifengürtel abstützt.

Die Deformationen im Laufstreifen selbst sind (bei starrem Gürtel) schnell erreicht, nämlich wenn z. B. nach einem Schräglaufwinkelsprung ein Profilstollen den Latsch eineinhalb Mal von vorn bis hinten durchlaufen hat. Bei einer Fahrgeschwindigkeit vom 20 m/s und einer Latschlänge von 15 cm ist das etwas mehr als 1/100 s. Eine Zeit, die fahrdynamisch nicht von Bedeutung ist. Erst bei geringen Geschwindigkeiten werden die Mechanismen im Latsch bezüglich des zeitlichen Aufbaus relevant, insbesondere im Bereich des Parkierens, wenn auch Bohrmomentanteile zur Berechnung des Lenkmoments berücksichtigt werden müssen.

Der Gürtel muss die im Latsch generierten Kräfte über die Karkasse an die Felge weiterleiten, dazu ist eine Verschiebung des Gürtels im Latschbereich relativ zur Felge erforderlich. Für den Betrag der Auslenkung ist die Steifigkeit der Lagerung des Latsches relativ zur Felge bestimmd. Bei Seitenkräften kann die Auslenkung des Latsches zur Felge maximal mit der Relativgeschwindigkeit $v_{yL} = \alpha \cdot v_x$ erfolgen. Bei einer Querfedersteifigkeit eines Reifens von $c_{Ly} = 200 \text{ N/mm}$ und einer Schräglaufstifigkeit $C_\alpha = 2000 \text{ N}^\circ$ sowie einer Fahrgeschwindigkeit $v_x = 20 \text{ m/s}$ ergibt sich nach dem Verzögerungsansatz erster Ordnung für Reifenseitenkräfte von Böhm (1966) eine Eckfrequenz von etwa $f_e = 5 \text{ Hz}$. Eine Frequenz, die fahrdynamisch relevant werden kann. Aufgrund der Geschwindigkeitsproportionalität verliert dieser Effekt aber mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit an Bedeutung.

$$\frac{1}{2\pi \cdot f_e} = T_e = \frac{C_\alpha}{c_{yL} \cdot v_x}$$

Die in diesem Zusammenhang relevante Querfedersteifigkeit des Reifens wird maßgeblich durch Reifenbreite/Felgenmaulweite, Reifenseitenwandhöhe, Fülldruck und Seitenwandsteifigkeit beeinflusst. Dabei spielt das fülldruckbeaufschlagte Gas im Reifen eine maßgebende Rolle.

3.4 Zusammenfassung Reifeneigenschaften

Entscheidende Reifeneigenschaften für das Lenkverhalten sind Schräglaufstifigkeit und Reifen nachlauf. Die Schräglaufstifigkeit lässt sich im Bereich geringer Querbeschleunigungen bis etwa 3 bis 4 m/s² zur Berechnung der Seitenkraft als Funktion des Schräglaufwinkels heranziehen, solange eine konstante Radlast betrachtet wird. Als Funktion der Radlast verhält sich die Schräglaufstife degressiv, während der im Bereich geringer Querbeschleunigungen ebenfalls annähernd konstante Reifennachlauf etwa proportional zur Radlast ist.

Bei höheren Querbeschleunigungen erreicht die Seitenkraft als Funktion des Schräglaufwinkels ein Maximum und fällt danach in der Regel wieder leicht ab. Der Reifennachlauf fällt in diesem Betriebsbereich stark ab und kann sogar sein Vorzeichen ändern, d. h. das Reifenrückstellmoment kann bei großem Schräglauwinkel seine Richtung ändern.

Bei gegebenem Reifen kann sich das Reifenverhalten über den Fülldruck verändern lassen. Ein erhöhter Fülldruck bewirkt dabei in der Regel:

- eine geringere Schräglaufstife bei statischer Radlast (bei sehr schmalen Reifen oder sehr niedrigen Fülldrücken kann auch eine Erhöhung resultieren).
- eine geringere Degravität der Schräglaufstife als Funktion der Radlast (führt bei sehr hohen Radlasten zu höheren Schräglaufstifigkeiten als bei dem geringeren Fülldruck).
- Eine geringere Degravität des Kraftschlussmaximums in Querrichtung als Funktion der Radlast.

- Einen kürzeren Reifennachlauf, somit ein verringertes Reifenrückstellmoment.
- Einen schnelleren transienten Reifenquerkraftaufbau.

Die Reifentemperatur und der Verschleißzustand haben ebenfalls erheblichen Einfluss auf die Reifencharakteristiken, insbesondere im linearen Betriebsbereich des Reifens.

4 Lenkradmoment

Das Lenkradmoment ist neben den Fahrzeugreaktionen die wichtigste Größe zur Beeinflussung des Lenkgefühls eines Fahrzeugs (siehe Kapitel G). Es wird mit dem haptischen Sinneskanal wahrgenommen und kann so vom Menschen sehr schnell verarbeitet werden. In der Entwicklungspraxis wird der Lenkradmomenverlauf durch Testfahrten iterativ optimiert. Es wird beispielsweise die Servounterstützung, Achskinematik, Reifencharakteristik etc. geändert um das gewünschte Lenkgefühl zu erhalten. Diese Vorgehensweise benötigt sehr erfahrene Testingenieure und relativ lange Entwicklungszeiten. In der Vergangenheit sind deshalb bereits viele Anstrengungen unternommen worden, um Anhaltswerte für das Lenkradmoment zu erarbeiten, welche ein harmonisches Lenkgefühl gewährleisten. Sowohl der theoretische Hintergrund als auch Aspekte des Lenkradmomenverlaufs über die Fahrzeugquerbeschleunigung wurden in Mitschke (2003) zusammengefasst. Nach wie vor unterscheiden sich die Lenkradmomenverläufe von aktuellen Fahrzeugen erheblich (Bartenheier 2004).

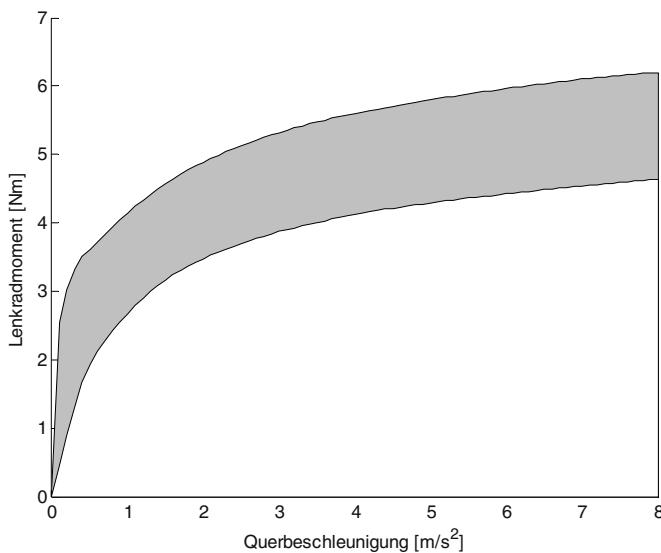


Bild B-12 Bereich von gemessenen Lenkradmomenverläufen von Sportfahrzeugen (Pfeffer und Harrer 2007)

Für Fahrzeuge mit Lenkkraftunterstützung ergibt sich ein reduzierter Lenkmomentengradient mit steigender Querbeschleunigung. Aus der Mittellage heraus wird die Lenkkraftunterstützung sehr niedrig gewählt um ein ausgeprägtes Mittengefühl zu erhalten. Mit zunehmender Querbeschleunigung und somit zunehmender Reifenseitenkraft nimmt die Lenkkraftunterstützung überproportional zu und somit das Lenkradmoment degressiv ab. Den Bereich der gemessenen Lenkradmomenverläufe von verschiedenen Sportwagen zeigt **Bild B-12**. Es ist ersichtlich, dass auch der Lenkradmomenverlauf über einen weiten Bereich streut, obwohl es sich hier um nur ein Fahrzeugsegment

handelt. In der Fahrzeugentwicklung stellt sich die Frage, wie der „optimale“ Kurvenverlauf aussehen hat, um einen harmonischen Lenkradmomenzverlauf zu erhalten (Heißing und Brandl 2002). Dieses Kapitel behandelt deshalb, wie das Lenkradmoment bei stationärer Kurvenfahrt berechnet werden kann. Darüber hinaus wird ein Verfahren gezeigt, wie die analytische Berücksichtigung der Lenkunterstützung erfolgt, um eine harmonische Lenkunterstützung zu erreichen. Die Betrachtungen beziehen sich ausschließlich auf das quasistationäre Lenkradmoment ohne Einfluss der Reibung und der Dynamik. In der Fahrzeugentwicklung sind natürlich auch das Reibungs- und das Dynamikverhalten des Lenkradmoments äußerst wichtig, jedoch bildet das quasistationäre Verhalten die Basis für die weitere Feinabstimmung der Lenkkraftunterstützung (Braess 2001).

4.1 Lenkradmomentberechnung

Das Lenkgefühl ist besonders wichtig für Geschwindigkeiten über 60 km/h, bei diesen Geschwindigkeiten treten kleine Lenkradwinkel auf. Deshalb kann hier im Folgenden die kinematische Lenkuübertragung als konstant angenommen werden. Auch die Gewichtsrückstellung durch die Achskinematik kann bei kleinen Lenkradwinkeln vernachlässigt werden. Falls Antriebs- oder Bremsmomente auf die Vorderräder wirken, erzeugen diese ein Moment um die Hochachse und beeinflussen deshalb das Lenk(rad)-moment (Blue 2011). Dieser Effekt kann in der nachfolgenden Berechnung durch einen geänderten „effektiven“ Reifennachlaufberücksichtigt werden. Durch die Beschränkung auf moderate Querbeschleunigungen wird der Reifennachlauf als konstant angenommen. Die Reibung im Lenksystem wird ebenso vernachlässigt.

Das Lenkmoment um Lenkachse M_S kann berechnet werden als Reifenseitenkraft F_{YF} von linkem und rechten Rad mal der Summe des konstruktiven Nachlaufs r_t und des Reifennachlaufs r_P (**Bild B-13**).

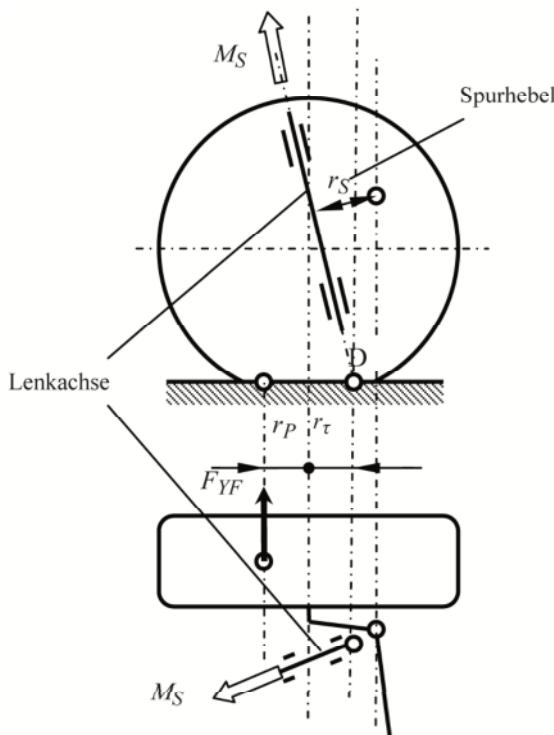


Bild B-13
Lenkmoment am linken Vorderrad

Die Formel B.1 ist gültig für kleine Lenkwinkel, wie sie bei höheren Fahrgeschwindigkeiten typischerweise auftreten.

$$M_S = F_{YF} \cdot (r_\tau + r_P) \quad B.1$$

Der Fahrer muss ein um die kinematische Lenkübersetzung i_S und die Lenkungsverstärkung A_S reduziertes Lenkradmoment M_H aufbringen (Mitschke 2003).

$$M_H = \frac{M_S}{i_S \cdot A_S} \quad B.2$$

Diese Gleichung gilt auch als die Definitionsgleichung für die Lenkungsverstärkung A_S .

Die abzustützende Querkraft bei stationärer Kreisfahrt, welche gleich der Reifenseitenkraft an der Vorderachse sein muss, ergibt sich aus der anteiligen Masse des Fahrzeugs an der Vorderachse m_F mal der Querbeschleunigung a_y .

$$F_Y = m_F \cdot a_y = m_F \cdot \frac{v^2}{\chi} \quad B.3$$

Kombiniert man nun Gleichung (B.1) bis (B.3), so ergibt sich folgende Gleichung für das Lenkradmoment, welches vom Fahrer aufzubringen ist.

$$M_H = \frac{m_F \cdot (r_\tau + r_P)}{i_S \cdot A_S} \cdot a_Y = \frac{m_F \cdot r}{i_S \cdot A_S} \cdot a_Y = \frac{M_S}{i_S \cdot A_S} \quad B.4$$

r bezeichnet dabei den Gesamtnachlauf.

Durch Ableitung nach der Querbeschleunigung unter Annahme eines konstanten Gesamtnachlaufs r und konstanter Lenkübersetzung ergibt sich der Lenkradmoment-Querbeschleunigungsgradient wie folgt:

$$\frac{dM_H}{da_Y} = \frac{m_F \cdot n}{i_S} \frac{\left(A_S \cdot a_Y \frac{dA_S^2}{da_Y} \right)}{A_S^2} \quad B.5$$

Für Fahrzeuge ohne Lenkunterstützung ist die Lenkkraftverstärkung $A_S = 1$, daraus folgt ein konstanter Lenkradmoment-Querbeschleunigungsgradient unabhängig von der Querbeschleunigung. Zielbereiche für diesen Gradienten sind in Kapitel G angegeben:

$$\frac{dM_S}{da_Y} = \frac{m_F \cdot r}{i_S} \quad B.6$$

4.2 Lenkungsverstärkung

Die Lenkungsverstärkung kann unter Einführung des Rückstellfaktors C_A aus Gleichung (B.4) wie folgt berechnet werden:

$$A_S = \frac{m_F \cdot r}{i_S \cdot M_S} \cdot a_Y = C_A \cdot \frac{a_Y}{M_S} \quad B.7$$

Der Rückstellfaktor berechnet sich aus der anteiligen Fahrzeugmasse an der Vorderachse mal dem Gesamtnachlauf geteilt durch die kinematische Lenkübersetzung. Er stellt ein fahrzeugspezifisches Maß für das Rückstellungsvermögen bzw. für die Mittenzentrierung dar. Der Zahlenwert des Rückstellfaktors entspricht dem Lenkradmoment bei 1 m/s^2 Querbeschleunigung ohne Lenkunterstüt-

zung. Als Einheit für den Rückstellfaktors kann neben den kgm auch Nm/(m/s²) verwendet werden. Da der Rückstellfaktor fahrzeugspezifisch und somit unabhängig von der Querbeschleunigung ist, kann durch die Messung des Lenkradmoments und der Querbeschleunigung die Form der Lenkungsverstärkung über der Querbeschleunigung bestimmt werden (**Bild B-14**).

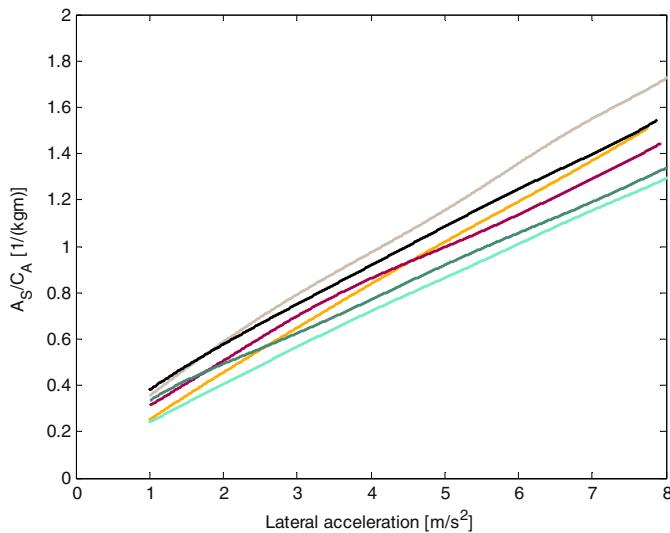


Bild B-14 Lenkungsverstärkungsfunktion A_S bezogen auf den Rückstellfaktor C_A in Abhängigkeit der Querbeschleunigung für unterschiedliche Fahrzeuge

Die Auswertungen der Lenkungsverstärkung von verschiedenen Fahrzeugen ergaben, dass Fahrzeuge eine annähernd linear mit der Querbeschleunigung ansteigende Lenkkraftverstärkung A_S haben (**Bild B-14**). Fahrzeuge, welche bezüglich Lenkradmomenverlauf subjektiv als sehr harmonisch beurteilt wurden, zeigen ein besonders ausgeprägtes lineares Verhalten. Deshalb wird im Folgenden von der Hypothese ausgegangen, dass die optimale Lenkungsverstärkung linear über die Querbeschleunigung ansteigt (Pfeffer und Harrer 2007).

Damit lässt sich die Lenkungsverstärkung A_S als lineare Funktion von der Querbeschleunigung darstellen. Es gilt dann:

$$A_S = C_A \cdot (D_A + K_A \cdot a_Y) = \frac{m_F \cdot r}{i_S} \cdot (D_A + K_A \cdot a_Y) \quad B.8$$

Der Parameter D_A gibt die Grundunterstützung an und wird deshalb als Gradientenfaktor bezeichnet. Der Degravitätsfaktor K_A bestimmt, wie stark das Lenkradmoment mit Zunahme der Querbeschleunigung abflacht. Diese Lenkungsverstärkungsfunktion ist für eine rein manuelle Lenkung (ohne Unterstützung, d. h. $D_A = i_S / (m_F \cdot r) = 1/C_A$ und $K_A = 0$) und für verschiedene Parameter K_A in der **Bild B-15** zu sehen.

Mit Gleichungen (B.4) und (B.8) ergibt sich nun folgender Lenkradmomenverlauf über die Querbeschleunigung:

$$M_H = \frac{m_F \cdot r}{i_S \cdot A_S} \cdot a_Y = \frac{m_F \cdot r}{i_S \cdot \frac{m_F \cdot r}{i_S} \cdot (D_A + K_A \cdot a_Y)} \cdot a_Y = \frac{1}{\frac{D_A}{a_Y} + K_A} \quad B.9$$

B

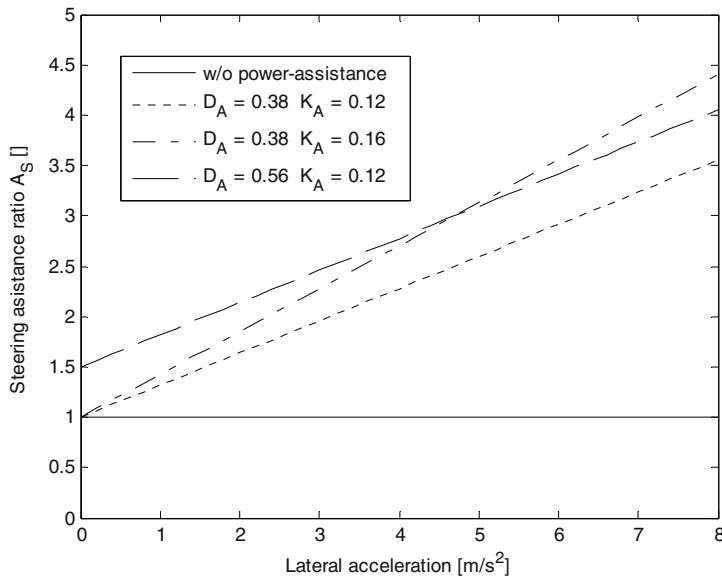


Bild B-15 Lenkungsverstärkungsfunktion in Abhängigkeit der Querbeschleunigung

Dieser Lenkradmomenenverlauf der Gleichung (B.9) ist in **Bild B-16** dargestellt. Ohne Lenkunterstützung ergibt sich der lineare Anstieg des Lenkradmoments über der Querbeschleunigung, mit Lenkunterstützung wird der Anstieg degressiv. Diese Charakteristik ist natürlich auch in den Messungen zu sehen (**Bild B-12**).

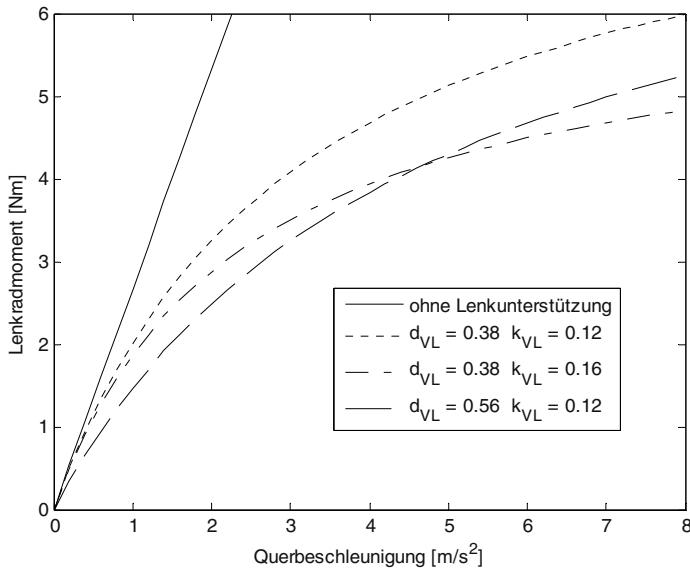


Bild B-16 Lenkradmoment über Querbeschleunigung mit linearer Lenkverstärkungsfunktion A_S

Je größer der gewählte Degravitätsfaktor K_A , desto schneller flacht die Lenkradmomenkurve ab. Durch die lineare Lenkungsverstärkungsfunktion ist ein harmonischer Lenkradmomenanstieg gewährleistet. Es muss lediglich der Gradientenfaktor D_A und der Degravitätsfaktor K_A festgelegt werden. In der Praxis kann das durch Zielwerte für das Lenkradmoment über der Querbeschleunigung für zwei oder mehr Punkte erfolgen. Eine zeitaufwendige, punktuelle Optimierung des Lenkunterstützungskennfeldes entfällt damit.

4.3 Lenkunterstützungsmoment

Das gesamte Lenkmoment um die Lenkachse der Vorderräder ergibt sich nun aus dem Lenkunterstützungsmoment und dem vom Fahrer aufgebrachten Moment (**Bild B-17**).

Für die Abstimmung von Lenksystemen wird in der Praxis mit der Unterstützungskennlinie in Abhängigkeit vom Lenkradmoment gearbeitet. Das benötigte Lenkunterstützungsmoment M_A errechnet sich aus der Differenz des Lenkmoments an den Rädern und dem vom Fahrer aufgebrachten Moment:

$$M_A = M_S - M_H \cdot i_S \quad \text{B.10}$$

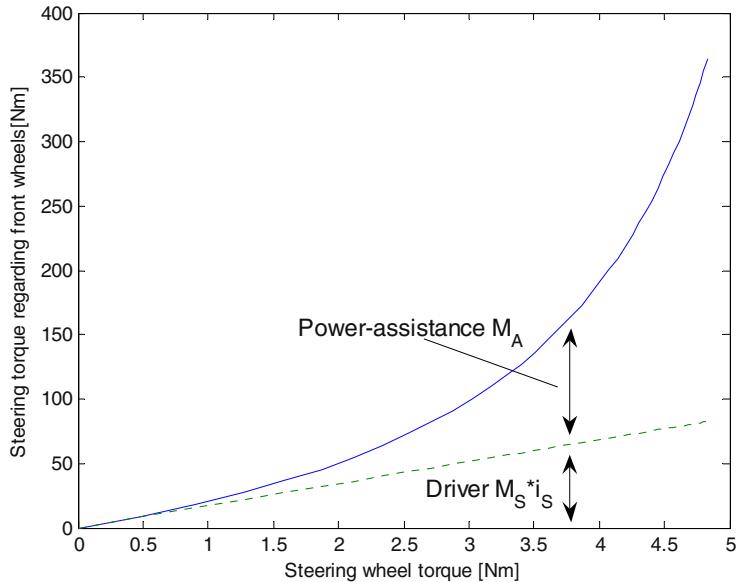


Bild B-17 Lenkmoment und Lenkunterstützungsmoment in Abhängigkeit des Lenkradmoments

Durch Einsetzen der Gleichungen (B.2), (B.7) und (B.9) kann das Lenkunterstützungsmoment auch als Funktion der Querbeschleunigung oder als Funktion des Lenkradmoments ausgedrückt werden.

$$M_A = \frac{a_Y (m_F \cdot r \cdot D_A + m_F \cdot r \cdot K_A \cdot a_Y + i_S)}{D_A + K_A \cdot a_Y} = \frac{M_H (m_F \cdot r \cdot D_A + i_S \cdot M_H \cdot K_A - i_S)}{1 - K_A \cdot M_H} \quad \text{B.11}$$

Mit dieser Formel kann das benötigte Lenkunterstützungsmoment in analytischer Form ausgedrückt werden. Dadurch kann die Parametrierung des Unterstützungskennfeldes nur mit dem Gradientenfaktor D_A und dem Degravitätsfaktor K_A in Abhängigkeit des Lenkradmoments oder der Querbeschleunigung erfolgen.

Bei hydraulischen Lenkungen ergibt sich die Lenkkraftunterstützung aus dem Differenzdruck der rechten und der linken Arbeitskammer im Zylinder und bei elektromechanischen Lenksystemen aus dem angelegten Motorstrom. Dieser Differenzdruck berechnet sich wie folgt:

$$\Delta p = \frac{M_A}{r_S \cdot A_P} \quad \text{B.12}$$

Bei elektromechanischen Lenkungen kann der benötigte Motorstrom I_E mit Hilfe der Motorkonstante K_T und dem Übersetzungsverhältnis i_E von Motorwelle zum Lenkwinkel am Vorderrad berechnet werden:

$$I_E = \frac{M_A}{i_E \cdot K_T} \quad \text{B.13}$$

Mit diesem Ansatz einer linearen Lenkungsverstärkung über der Querbeschleunigung kann ein harmonischer, quasistationärer Lenkradmomenzverlauf erreicht werden. Durch diese kompakte, analytische Festlegung der Lenkungsverstärkung ist es somit möglich, die benötigte Lenkunterstützung mit nur zwei Parametern festzulegen. Zur Abbildung der Geschwindigkeitsabhängigkeit braucht nur jeder Geschwindigkeit ein Wertepaar von Gradientenfaktor und Degravitationsfaktor zugeordnet werden. Der Gradientenfaktor D_A gibt an, wie stark das Lenkradmoment aus der Mittellage ansteigt und der Degravitationsfaktor K_A beeinflusst beim Weiterlenken die darauf folgende Abflachung des Lenkradmomenzverlaufs. Mit diesem analytischen Ansatz kann daher sehr elegant und effizient die Form der Lenkunterstützung festgelegt werden und eine punktweise Festlegung der Lenkunterstützung entfällt. Aus der gewünschten Lenkunterstützung leitet sich direkt der benötigte Verlauf des Unterstützungsdruckes bei hydraulischen Lenkungen bzw. des benötigten Motorstroms bei elektromechanischen Lenksystemen ab und der harmonische Verlauf des Lenkradmoments ist gewährleistet.

5 Allradlenkung

Bei Sonderfahrzeugen schon lange bekannt, präsentierte japanische Autohersteller ab 1985 (Sano et al. 1985 und 1987) zur Verbesserung der Fahrdynamik eine Hinterradlenkung, die mechanisch an die Vorderachse angekoppelt war.

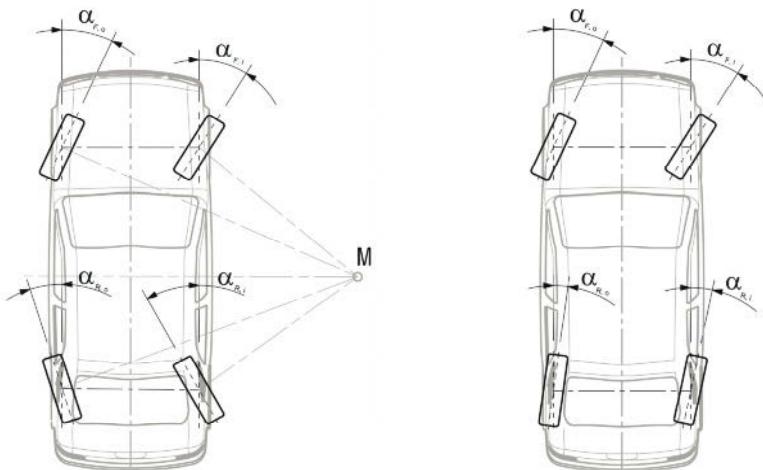


Bild B-18 Lenkstrategie Allradlenkung: Niedrige Geschwindigkeit mit gegensinnigem (links) und bei hohen Geschwindigkeiten gleichsinnigem Einschlag (Heißing und Ersoy 2007)

Wie **Bild B-18** zeigt, war das System so ausgelegt, dass bei großen Lenkeinschlägen (niedrige Fahrgeschwindigkeiten) die Agilität erhöht, bei kleinen Lenkeinschlägen (höhere Fahrgeschwindigkeit) dagegen der Schwimmwinkel und die Phasenverschiebung zwischen der Querbeschleunigung und der Giergeschwindigkeit reduziert, und damit die Stabilität des Fahrverhaltens erhöht wurde.

Ein nächster wichtiger Schritt war die elektronisch gesteuerte Hinderradlenkung vom BMW (ATZ 1998). Die Steuerung erfolgte mittels eines geschwindigkeits- und lenkwinkelabhängigen Kennfeldes (Bild aus ATZ oder Handbuch). In schwierigen Fahrmanövern, z. B. im doppelten Fahrspurwechsel zeigte diese Lenkung deutliche Verbesserung im Lenkaufwand, Schwimmwinkel und Gierratenverlauf, weitere Systeme folgten und werden ausführlich in Kapitel Q beschrieben.

6 Verspannungslenkung

Sämtliche Maßnahmen, welche seitliche Kräfte aufs Fahrzeug bewirken, können zum Lenken genutzt werden. Unter den Begriff Rollsteuern bzw. Wanksteuern versteht man in der Fahrzeugtechnik die Lenkbewegung durch die Spur- und Sturzänderung erzeugt durch die Wankbewegung des Aufbaues und der Auslegung der (Elasto-)Kinematik (Matschinsky 1998). Dieses Rollsteuern wird aber nur bei der Kurvenfahrt zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens genutzt. Ein aktives Erzeugen einer Wankbewegung zum Lenken würde vom Fahrer kaum akzeptiert und wird deshalb in diesen Sinne nicht angewendet, obwohl mit den Rollsteuern nennenswerte Giergeschwindigkeiten erzeugt werden können.

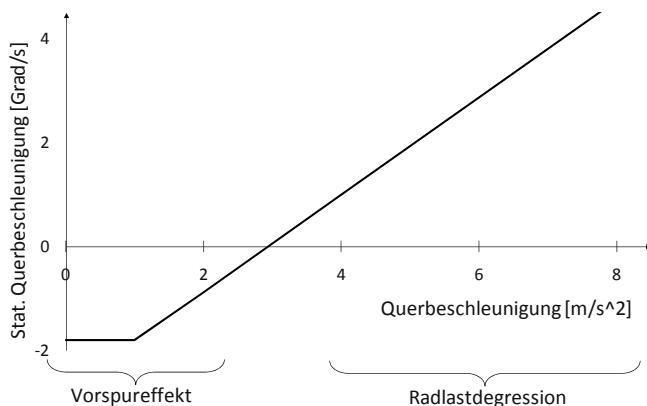


Bild B-19
Lenken durch Verspannen in
Abhängigkeit der Querbe-
schleunigung (Rau 2007)

Ein weiterer Effekt ist das Radlaststeuern wie es bei der Verspannungslenkung genutzt wird. Das Fahrzeug ist mit vier Rädern statisch überbestimmt, deshalb können bei einem aktiven Fahrwerk die einzelnen Radlasten individuell geändert werden. Die einzelnen Räder besitzen durch die Radaufhängungsauslegung einen Spur- bzw. einen Sturzwinkel. Bei normaler Fahrt gleichen sich die lateralen Kräfte zwischen den beiden Fahrzeugsseiten aus, da auch die vertikalen Radlasten annähernd gleich sind. Durch aktiv erzeugte ungleiche Radlasten können diese nun ungleichen lateralen Kräfte für das Lenken des Fahrzeugs genutzt werden, ohne dass das eigentliche Lenksystem betätigt wird (siehe **Bild B-19**). Dieser Effekt wird nur durch die diagonale Änderung der vertikalen Radlasten bewirkt ohne Aufbaubewegung zu erzeugen.

Bei größeren Querbeschleunigungen nimmt dieser so genannte Vorspur- und Sturzeffekt ab und die Gierratenänderung durch Radlastdegression wird dominant. Bei der Radlastdegression kommt der Effekt zum Tragen, dass die Seitenführungskraft degressiv mit der Radlast zunimmt, d. h. je stärker sich die Radlasten zwischen kurveninnerem und -äußerem Rad unterscheiden, je geringer wird die

resultierende Seitenkraft und auch das mögliche Seitenkraftpotenzial (siehe auch Kapitel B 3). So mit kann durch das Verspannen auch das Eigenlenkverhalten (Unter- und Übersteuern) beeinflusst werden. Mit zunehmender Wankabstützung über die Vorderachse kann beispielsweise die Untersteuerungstendenz erhöht werden und durch die stärkere Abstützung an der Hinterachse die Übersteuerungstendenz.

Dieser Effekt des Verspannens wird durch aktive Stabilisatoren, welche primär zur Wankstabilisierung eingesetzt werden, genutzt, um auch das Eigenlenkverhalten (Unter- und Übersteuern) zu beeinflussen. Mit aktiven Elementen zur Kraftgenerierung wie beim ABC-System von Mercedes kann ebenfalls dieser Verspannungseffekt erzeugt und gelenkt werden. Der Lenkeffekt durch das Verspannen hängt von der Geschwindigkeit ab und von den Spur- und Sturzauslegung der Radaufhängung. Dieser Lenkeffekt ist jedoch beträchtlich (siehe Bild B-20). Bei Rau (2007) wird dieser bei 80 km/h und einer Verspannung von 2500 N pro Rad mit einem Lenkradwinkel von 10° angegeben.

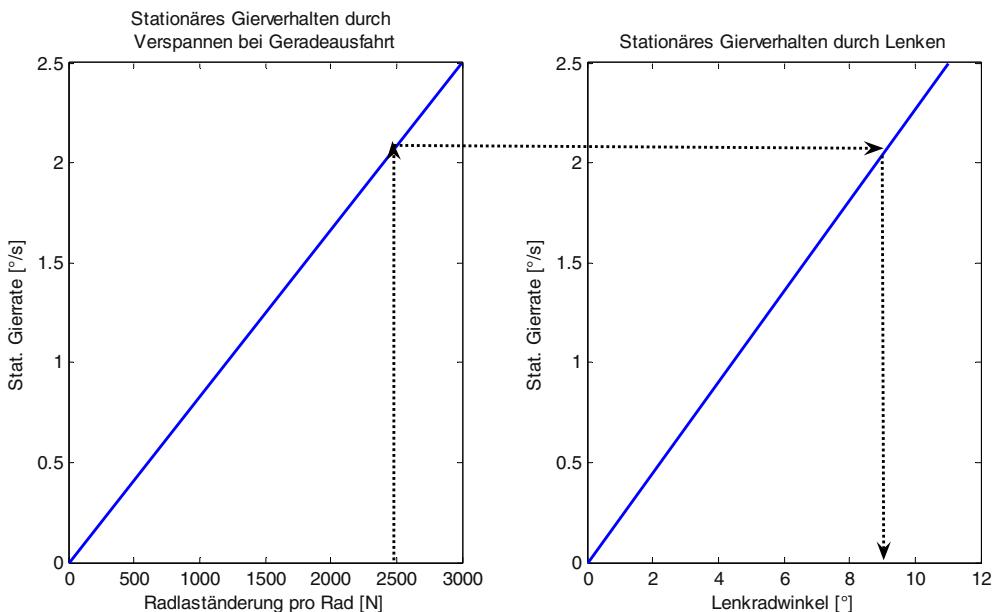


Bild B-20 Vergleich Lenkeffekt durch Verspannen mit normalem Lenken des Fahrzeugs nach Rau (2007) 80 km/h und 0,5° Vorspur

Das Verspannungslenken kann dazu verwendet werden, einerseits den Fahrkomfort und anderseits die Fahrsicherheit oder auch die Agilität zu erhöhen. Folgende Funktionen können damit realisiert werden:

- Seitenwindkompensation
- Kompensation der Fahrbahnquerneigung
- Unterstützung der Spurführung
- Variation der Gierverstärkung und somit Steigerung der Stabilität oder der Agilität
- Unterstützung bei μ Split-Bremsung
- Stabilisierung im Grenzbereich

Da sich der Effekt des Verspannungslenkens mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit reduziert, kann das Verspannungslenken nur eine Ergänzung der normalen Lenkung sein und kann auch in Zukunft diese nicht ersetzen. Jedoch wird der vermehrte Einsatz von aktiven Elementen in Fahrwerk die Anwendung des Verspannungslenkens für die verschiedenen möglichen Funktionen verbreitern.

Literatur zu Kapitel B

- BARTENHEIER, T. (2004): Potenzial einer fahrertyp- und fahrsituationsabhängigen Lenkradmomentengestaltung. VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 584. VDI Verlag: Düsseldorf 2004
- BECKER, G., FROMM, H. und MARUHN, H. (1931): Schwingungen in Automobillenkungen („Shimmy“). Bericht der Versuchsanstalt für Kraftfahrzeuge der Technischen Hochschule zu Berlin. Krayn Verlag: Berlin 1931
- BECKER, M. (2008): Wankstabilisierung für zukünftige Premiumfahrzeuge. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenmechanik 2008
- BLUE, D. W. (2011): The Role of Tire Overturning Moment in Steering. Tire Science and Technology: September 2011, Vol. 39, No. 3, pp. 162-167
- BÖHM, F. (1966): Zur Mechanik des Luftreifens, Habilitationschrift. Technische Hochschule Stuttgart 1966
- BRAESS, H.-H. (2001): Lenkung und Lenkverhalten von Personenkraftwagen – Was haben die letzten 50 Jahre gebracht, was kann und muss noch getan werden? VDI-Berichte Nr. 1632. VDI Verlag: Düsseldorf 2001
- HEISSING B. und BRANDL H. J. (2002): Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens, 1. Auflage. Vogel Buchverlag: Würzburg 2002
- HOLTSCHULZE, J. (2006): Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen Schriftenreihe Automobiltechnik. fka Verlag: Aachen 2006
- HOLTSCHULZE, J. und KVASNICKA, P. (2006): Interaction Between Vehicle and Tyre in Straight Line Driving, ATZ autotechnology Edition: 2008-06
- FIALA, E. (2006): Mensch und Fahrzeug. Vieweg Verlag: Wiesbaden 2006
- MATSCHEINSKY, W. (2007): Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3. Auflage. Springer: Berlin 2007
- MILLIKEN, W. F. und WHITCOMB, D. W. (1956): General introduction to a programme of dynamic research. Proc. I.Mech.E. (A.D.), S. 287-309
- MITSCHKE, M. und WALLENTOWITZ, H. (2003). Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4th edition. Springer Verlag: Berlin, Heidelberg, New York 2003
- PACEJKA, H. B. (2006): Tyre and Vehicle Dynamics, 2nd Edition. Butterworth-Heinemann
- PFEFFER, P. E. und HARRER, M. (2007): Optimaler Lenkradmomentenverlauf bei stationärer Kurvenfahrt. VDI-Tagung Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover, 23.–24. Oktober 2007
- RAU, M. (2007): Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung. Dissertation, Institut für Flugmechanik und Flugregelung der Universität Stuttgart
- SANO, S. et al. (1985): Modification of Vehicle Handling Performance by Four-Wheel-Steering System, 10. ESV-Konferenz, Oxford, UK, 1985, S. 248–261
- SANO, S. et al. (1987): Operational and Design Features of the Steer Angle Dependent Four-Wheel-Steering System, 11. ESV-Konferenz, Washington DC, 12.–15. Mai 1987
- TRZESNIEWSKI, M. (2008): Rennwagentechnik, 1. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2008
- ZOMOTOR, A. (1991): Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. 2. Auflage, Vogel Buchverlag: Würzburg 1991

C

Anforderungen an die Lenkung – ein Überblick

Bei der Kaufentscheidung für ein neues Auto kommt dem subjektiven Fahreindruck des Kunden ein hoher Stellenwert zu. Dabei übt das Fahrwerk einen entscheidenden Einfluss auf das Fahrverhalten aus. Im Rahmen der Fahrwerksentwicklung wird besonderes Augenmerk auf die Fahrdynamik, den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit gelegt. Ein ausschlaggebender Teil der Fahrdynamik wird dabei durch das Lenkverhalten bestimmt, welches wiederum maßgeblich durch das Lenksystem geprägt wird. Die Hauptaufgabe des Lenksystems besteht darin, den vom Fahrer vorgegebenen Lenkradwinkel in eine adäquate Fahrtrichtungsänderung umzusetzen. Durch die vom Fahrer eingeleitete Lenkwinkeländerung werden die Räder eingeschlagen, wodurch sich die Fahrtkursänderung ergibt. Dabei muss für den Fahrer die Fahrzeugreaktion eindeutig vorhersehbar sein.

In diesem Kapitel wird ein kurzer Überblick über die vielfältigen Anforderungen an ein Lenksystem gegeben. Dabei werden die Themen Funktion und Lenkgefühl, Package, Gewicht, Kosten, Qualität, Energie und Umwelt, Akustik und Schwingungen, Systemsicherheit und gesetzliche Anforderungen kurz erläutert.

1 Funktion und Lenkgefühl

Beim Lenkgefühl handelt es sich um die subjektive Wahrnehmung des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs auf die durch den Fahrer hervorgerufene Eingabe am Lenkrad. Hierbei untergliedert sich das Lenkgefühl in das Führungsverhalten und das Rückmeldeverhalten.

Das Führungsverhalten ist die Fähigkeit des Fahrzeugs, jede vom Fahrer vorgegebene und durch das Lenksystem eingeleitete Kursänderung unverzüglich und durch eine vom Fahrer vorhersehbare Reaktion umzusetzen. Der über das Lenkrad vorgegebene Lenkwinkel muss hierfür über eine stetige Funktion mit dem Radwinkel korrelieren, d. h. die installierte Lenkübersetzung darf keine Sprünge in ihrem Verlauf aufweisen.

Das Rückmeldeverhalten ist die Fähigkeit der Informationsübermittlung von Radlast-, Rollwiderstands- und Seitenkraftänderung durch eine Änderung des anliegenden Lenkradmoments. Die Informationen, die dabei durch das Lenksystem übermittelt werden, lassen sich in Nutz- und Störinformationen unterteilen. Von einer Nutzinformation wird gesprochen, wenn es sich um Informationen handelt, die bei der Fahrzeugführung unterstützen. Darunter fällt beispielsweise die Rückmeldung über die Haftgrenze der Räder. Zu den Störinformationen gehören periodische Anregungen wie z. B. Bremskraftschwankungen. Störinformationen sollten möglichst über die Wirkstrecke im Lenksystem unterdrückt werden.

Das Lenkgefühl ist neben Reifen und Achskinematik stark von der Lenksystembauart abhängig. Je nach Bauart gibt es lenksystemspezifische Vor- und Nachteile. Zum Beispiel weisen hydraulische Lenksysteme gegenüber elektromechanischen Lenksystemen ein deutlich ausgeprägteres Rückmeldeverhalten auf. Gleichzeitig sind elektromechanische Lenksysteme besser geeignet, Störinformationen zu unterdrücken. Bezüglich der Beeinflussung des Führungsverhaltens besitzen elektromechanische Lenksysteme einen Vorteil, da sie die Lenkung unabhängig von der Motorleistung steuern können.

nische gegenüber hydraulischen Lenksystemen wesentlich mehr Einstellparameter. Als Beispiele seien die geschwindigkeitsabhängige Servounterstützung, der aktive Rücklauf und die lenkwinkelgeschwindigkeitsabhängige Dämpfung genannt.

C 2 Package

Beim Package handelt es sich um die geometrisch und technisch kompatible Anordnung aller Komponenten in einem Fahrzeug wobei vorwiegend Zielkonflikte bezüglich des Bauraumanspruchs einzelner Komponenten und deren funktionaler Abhängigkeit voneinander gelöst werden müssen.

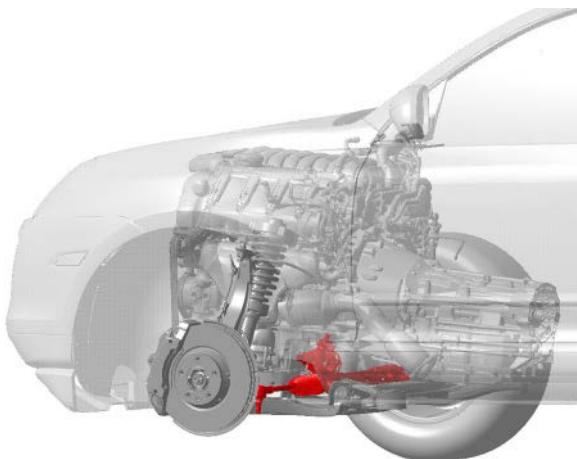


Bild C-1
Lenkgetriebepositionierung
Porsche Cayenne

Bei Personenkraftwagen kommen seit geraumer Zeit fast ausschließlich Zahnstangenlenkungen zum Einsatz. Je nach Motoreinbauvariante ergeben sich verschiedene Anordnungskonzepte für das Lenksystem. Bei quer verbauten Motoren, die heutzutage den Großteil aller frontgetriebenen Fahrzeuge antreiben, wird das Lenkgetriebe fast ausschließlich in Fahrtrichtung hinter der Motor-Getriebeeinheit platziert, da eine sinnvolle Verbindung mit der Lenkzwischenwelle ansonsten nicht möglich wäre. Da die Spurstangenanbindung somit auch hinter der Radmitte erfolgen muss, wird das Lenkgetriebe meist elastisch über Gummibuchsen mit dem Vorderachsträger verbunden um die Elastokinematik gewünschte Vorspuränderung unter Seitenkrafteinwirkung zu gewährleisten. Ist der Motor längs verbaut (häufig bei heckgetriebenen Fahrzeugen der Oberklasse), wird meist die Positionierung des Lenkgetriebes vor der Achse bevorzugt, da die Spurstangenanbindung vor der Radmitte ein höheres Abstimmungspotenzial bezüglich der Elastokinematik mit sich bringt. In diesem Fall wird das Lenkgetriebe starr mit dem Achsträger verschraubt, was eine möglichst agile und direkte Lenkung mit der gewünschten, elastischen Vorspuränderung über den Vorderachsquerlenker kombiniert. Ist aus Bauraumgründen die Spurstangenanbindung nur hinter der Radmitte möglich, so muss das Lenkgetriebe, ähnlich wie bei querverbautem Motor, elastisch mit dem Vorderachsträger verbunden werden und verläuft dann meist zwischen Motor und Getriebe unter der Kupplungsglocke (**Bild C-1**).

Fahrzeuge mit Lenkungen, welche oberhalb der Motor- und Getriebeeinheit positioniert sind, stellen eher die Ausnahme dar. Die unumgängliche Anbindung des Lenkgetriebes an der Stirnwand brachte zum einen Steifigkeitsprobleme und damit ungewollte Lenkelastizität mit sich. Zum andern wurden die Fluidgeräusche im Lenkgetriebe durch das Stirnwandblech als Resonanzkörper noch weiter verstärkt.

Neben der Positionierung von Motor und Getriebe bestimmt die Achskinematik maßgeblich die Lage des Lenksystems. Der maximale Radeinschlagwinkel, die wirksame Hebellänge der Spurstange und deren Strecklage sind für die Anordnung des Lenkgetriebes bestimmend. Weiter muss beachtet werden, dass Spurstangen im Fahrbetrieb nicht in ihrer Einbaurage verbleiben, sondern aufgrund der Bewegung von Zahnstange und Radträger so genannte Hüllkurven beschreiben. Während dieser Bewegungsabläufe muss allseitig ein definierter Mindestabstand von ca. 15 mm zu angrenzenden Bauteilen sichergestellt sein, wobei auch die zulässigen Gelenkbeugewinkel nicht überschritten werden dürfen.

Neben den typischen Package-Problemen wie z. B. dem Bauraumkonflikt zwischen oberer Lenksäule und Pedalerie-Lagerung oder der Abdichtung der Lenkzwischenwelle zur Stirnwand gilt es für die unterschiedlichen Ausführungen der Lenkkraftunterstützung weitere spezifische Problemstellungen bezüglich des Vorderwagen-Package zu lösen. Für das hydraulisch unterstützte Lenksystem ist die Anordnung der Servopumpe und der notwendigen Schläuche bzw. Leitungen eine große Herausforderung. Vor allem bei der Verwendung von verschiedenen Antriebsaggregaten für eine Fahrzeugplattform ergeben sich häufig mehrere Dutzend Schlauchvarianten. Bei der elektromechanisch unterstützten Lenkung muss im verfügbaren Bauraum der Elektromotor, das Steuergerät und das Reduktionsgetriebe untergebracht werden, wobei immer auf einen möglichst kurzen Abstand zur Fahrzeubatterie zu achten ist, um die Leistungsverluste so gering wie möglich zu halten. Bei Überlagerungslenkungen gilt es zusätzlich den Aktor der Winkelüberlagerung in das vorhandene Package zu integrieren. Zur Minimierung der Bauraumkonflikte im Vorderwagen zeichnet sich ab, dass der Aktor der Winkelüberlagerung zunehmend in den oberen Bereich der Lenksäule verlagert wird.

Aus der Anordnung des Lenkgetriebes und der Lenksäule im Motorraum resultieren zum Teil auch erhebliche thermische Anforderungen. Diese Thematik wird durch den Trend zur Optimierung der Fahrzeugaerodynamik und der damit verringerten Durchströmung des Vorderwagens zusätzlich verschärft. Dauertemperaturen von 100 °C bei einzelnen Lenkungskomponenten werden zunehmend die Regel. Kunststoffe, Elastomere, Oberflächenbeschichtungen und Schmierstoffe im Lenkgetriebe und in der Lenksäule sowie Elektrikkomponenten erreichen hier ihre Beanspruchungsgrenzen, womit zunehmend aufwendige Temperaturabschirmungen in den vorhandenen Bauräumen berücksichtigt werden müssen. Thermisch günstige Varianten bilden hierbei die Kombinationen Quermotor (Abgasführung und Katalysator vorne) mit hinten liegendem Lenkgetriebe sowie beim Längsmotor ein vorne, nahe der Kühlluftführung verbautes Lenkgetriebe. Die höchsten thermischen Belastungen erfährt hingegen eine hinten liegende Lenkung, welche zwischen Längsmotor und Getriebe platziert werden muss.

3 Gewicht

Durch die Forderungen nach effizienten Fahrzeugen und geringen CO₂-Emissionen werden in der Automobilentwicklung erhöhte Anforderungen gestellt, um eine Gewichtsreduktion zu erzielen. Aus diesem Grunde ist auch das Gewicht des Lenksystems von Bedeutung.

Das Gewicht eines Lenksystems steigt mit zunehmender Komplexität an. Dabei ist die spezifische Leistung beim Gewicht eines Lenksystems eine wichtige Kenngröße. Die spezifische Leistung ist dabei definiert als Leistung pro Masse und hat die Einheit [W/kg]. Von den hier beschriebenen Lenksystemen hat das hydraulische Lenksystem die größte spezifische Leistung, respektive das geringste Gewicht relativ zu den anderen Lenksystemvarianten. Das Systemgewicht einer hydraulischen Lenkung liegt je nach Fahrzeugklasse zwischen 12 und 16 kg und setzt sich aus den Komponenten Lenkgetriebe, Servopumpe, Leitungen und Hydrauliköl zusammen. Elektromechanische Lenksysteme (EPS) besitzen gegenüber hydraulischen Lenksystemen (HPS) ein höheres Systemgewicht. Das Gewicht der EPS-Lenkung hängt maßgeblich vom mechanischen Leistungsbedarf und

damit vorrangig von der Vorderachslast des Fahrzeugs ab. Wird der elektromechanischen Lenkung wenig Leistung abverlangt, wie beispielsweise bei Fahrzeugen im Kleinwagensegment, so ist die EPS-Lenkung im Vergleich zur hydraulischen Lenkungen nahezu gewichtsneutral. Prinzipiell ist festzustellen: Je größer die benötigte mechanische Leistung, desto schwerer das elektrische Lenksystem (**Bild C-2**).

C

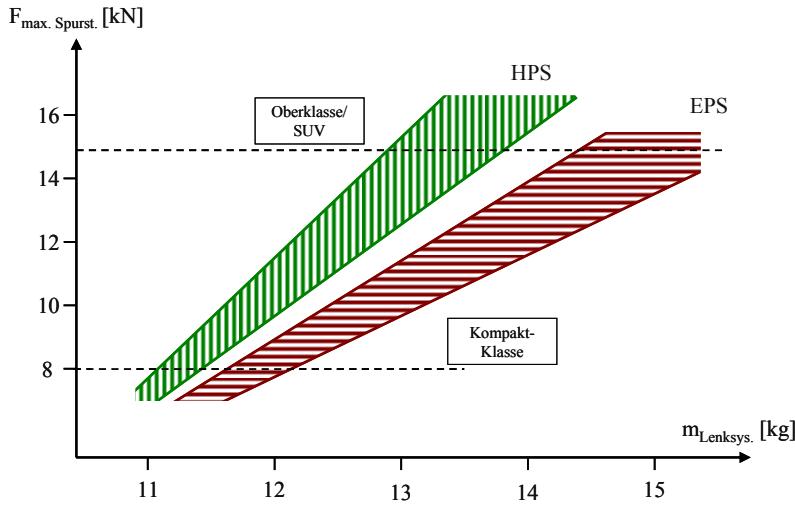


Bild C-2 Gewichtsvergleich HPS vs. EPS

Das Mehrgewicht einer elektromechanischen Lenkung ist nur aufgrund der erzielbaren Kraftstoffeinsparung und der erweiterten Funktionalität gegenüber konventionellen Lenksystemen vertretbar. Es lässt sich ein deutlicher Trend erkennen, dass von den Lenksystemherstellern starke Anstrengungen unternommen werden, den Gewichtsnachteil der elektromechanischen Lenksysteme auch für größere Fahrzeugklassen zu minimieren.

4 Kosten

Seit den 50er Jahren des vergangenen Jahrhunderts werden hydraulische Lenkunterstützungen, so wie sie heute noch verbaut werden, zur Lenkkraftunterstützung verwendet. In dieser Zeit hat sich eine stark standardisierte Technologie entwickelt, die heute noch in den meisten Fahrzeugen vorzufinden ist. Die standardmäßig im Einsatz befindlichen Flügelzellenpumpen und hydraulischen Lenkgetriebe werden in Millionenstückzahlen produziert und bieten durch ihren hohen Reifegrad kaum mehr nennenswerte Möglichkeiten zur weiteren Kostenreduktion.

Die Herausforderung, vor welcher nun alle OEM (Original Equipment Manufacturer) stehen, ist der Umstieg auf die neuen Lenksystemtechnologien, die mit der Elektrifizierung des Lenkstrangs einhergehen. Dieser Umstieg bedeutet vor allem bei leistungsstarken, elektromechanischen Lenksystemen einen Kostenanstieg. Die Kostentreiber dabei sind der bürstenlose Gleichstrommotor, das Steuergerät, die Sensorik und das notwendige Reduktionsgetriebe, welches die rotatorische Motor-drehung in die translatorische Bewegung der Zahnstange umsetzt.

Es ist deshalb sinnvoll, standardisierte Bauteile OEM übergreifend zu definieren, zu entwickeln und einzusetzen. Dies hat zur Folge, dass sich größere Skaleneffekte und damit Kosteneinsparungen realisieren lassen. Derzeit zeichnen sich in der Automobil- und Zuliefererindustrie verschiedene Baukastenentwicklungen mit oben genanntem Ziel ab.

5 Qualität

Lenksysteme heutiger Fahrzeuge unterliegen strengsten Qualitätsanforderungen. So muss z. B. die Funktionsfähigkeit eines Lenksystems über die gesamte Lebensdauer ohne Wartung gewährleistet sein. Dies entspricht einer Laufstrecke von ca. 300.000 km bzw. einer Betriebszeit von 10 Jahren wobei eine typische Beanstandungsquote von lediglich 500 ppm (parts per million) angestrebt wird.

Trotz ausgereifter Technologie der hydraulischen Lenksysteme kommt es noch immer zu nennenswerten Beanstandungsquoten. Zu nennen sind hier primär Undichtigkeiten aufgrund der vielen Schlauchverbindungen zwischen den Systemkomponenten, interne Verunreinigungen welche zu erhöhtem Verschleiß und Undichtigkeit führen sowie Fluidgeräusche des zirkulierenden Öls an sich (siehe Kapitel C 7).

Bei der elektromechanischen Lenkung nehmen die Gewährleistungsfälle signifikant ab. Hier besteht die Herausforderung vielmehr darin, die Qualität in Bezug auf Geräusche und Bordnetzbelastung weiter zu verbessern. Ein Nachteil elektromechanischer Lenksysteme sind die höheren Gewährleistungskosten. Im Gewährleistungsfall können nicht mehr wie bei HPS-Systemen üblich einzelne Subkomponenten getauscht werden; die durch integrierte Steuergeräte und fest angebundene E-Motoren gestiegene Komplexität von EPS-Systemen bedingt meist den Tausch des kompletten Lenkgetriebes inklusive Elektrikkomponenten was beträchtliche Mehrkosten für den After Sales mit sich zieht.

6 Energie und Umwelt

Durch die zunehmenden Diskussionen in Bezug auf den Klimaschutz ist die Automobilindustrie in den letzten Jahren häufig kritisiert worden. Infolgedessen verpflichteten sich die europäischen Automobilhersteller gegenüber der EU, den CO₂-Ausstoß ihrer Fahrzeuge zu vermindern. Durch intelligenten Leichtbau, Reduzierung der Fahrwiderstände, Hybridisierung des Antriebstranges und einhergehende Elektrifizierung der Nebenaggregate wird dem CO₂-Ausstoß der Fahrzeuge entgegengewirkt.

Im Bereich der Lenksysteme zeichnen sich zwei Entwicklungsrichtungen ab. Zum Einem werden bei hydraulischen Lenksystemen zunehmend Servopumpen mit variablen Fördervolumen eingesetzt, um die Pumpenverluste zu reduzieren. Zum Anderen findet in der Kompaktklasse und Mittelklasse zunehmend die Substitution hydraulisch unterstützter Lenksysteme durch elektrohydraulische bzw. elektromechanische Lenksysteme statt.

Dieser Technologiewechsel wird in der nahen Zukunft auch bei Fahrzeugen der Oberklasse und im SUV Bereich stattfinden. Mit diesen Lenksystemtechnologien lassen sich die größten Verbrauchs-einsparungen realisieren. Das heißt, die benötigte elektrische Leistung wird vom Bordnetz nur im Falle einer Lenkaktivität durch den Fahrer abverlangt. Zum Anderen sind diese Lenksysteme in der Lage, die Lenkunterstützung für Hybridfahrzeuge im elektrischen Fahrbetrieb aufrechtzuerhalten.

7 Akustik und Schwingungen

Durch das ansteigende Komfortbewusstsein der Menschen in allen Lebensbereichen ist es selbstverständlich, dass sich dieser Trend auch in den Automobilbereich erstreckt. Die Gesamtfahrzeugakustik gewinnt dabei zunehmend an Bedeutung. Der Geräuschpegel neuer Fahrzeuge wird kontinuierlich abgesenkt wodurch die Geräusche der Nebenaggregate zunehmend in den Vordergrund treten. Hierbei ist man bei der Lenksystementwicklung mit unterschiedlichen akustischen Problemstellungen konfrontiert.

Bei elektromechanischen Lenksystemen dominiert die Körperschallproblematik, induziert durch Schwingungen und Vibrationen des Elektromotors und des Reduktionsgetriebes. Bei den hydraulischen Lenksystemen sind die Fluidgeräusche wie Ventilzischen, Servopumpengeräusche und Vibrationen durch Systeminstabilitäten wie z. B. Lenkungsrasern zu erwähnen.

8 Systemsicherheit

Aus DIN EN 61508 geht hervor, dass Sicherheit das Nichtvorhandensein von unvertretbaren Risiken ist und dass die Schädigung der Gesundheit von Menschen, entweder direkt oder indirekt ein Ergebnis von Schäden an Gütern oder der Umwelt ist. Bezug nehmend auf die Lenksysteme lassen sich die Sicherheitsanforderungen unterteilen in gesetzliche, mechanische, aktuatorische und funktionale Sicherheit (**Bild C-3**).

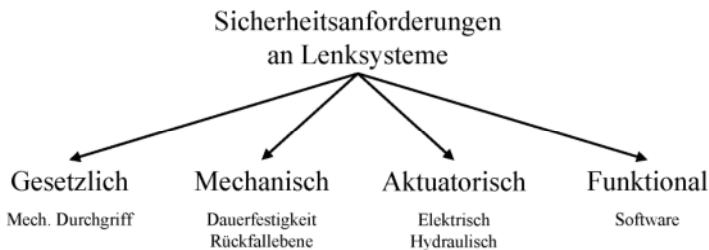


Bild C-3 Sicherheitsanforderungen an Lenksysteme

Abhängig vom System entstehen unterschiedliche Anforderungen an die Systemsicherheit. Da das Lenksystem ein sicherheitskritisches Bauteil ist, gelten hierfür besondere gesetzliche Anforderungen (siehe Kapitel C 9).

Die mechanischen Anforderungen betreffen in erster Linie die statische und dynamische Festigkeit. So kann z. B. die Spurstange im kritischsten Belastungsfall, dem Standparkieren bzw. Bordsteinabdrücken, statische Kräfte von 15 kN und darüber erfahren. Dennoch darf sie nicht beliebig steif ausgeführt werden, da im Missbrauchsfall durch gezielte Verformung der Spurstange die Radträger, Verschraubungen und vor allem das Lenkgetriebe vor Beschädigung geschützt werden. Folgen eines Missbrauchs sollen für den Fahrer sogar in Form einer Lenkrad- bzw. Radschiefstellung sichtbar sein, denn durch den damit notwendigen Werkstattbesuch werden Bauteile, aber in erster Linie die Fahrzeuginsassen vor schwerwiegenderen Folgeschäden bewahrt.

Nach Art des Aktors werden die Anforderungen an die Sicherheit nach elektromechanischen und hydraulischen Lenksystemen unterschieden. Bei den hydraulischen Lenkungen gibt es einen kritischen Fall und zwar den schlagartigen Verlust der Servounterstützung, z. B. durch einen Ausfall der Servopumpe. Die Lenkräfte steigen dadurch sprunghaft an, das Fahrzeug bleibt allerdings aufgrund der mechanischen Kopplung von Lenkrad zu Lenkgetriebe steuerbar. Die nötigen Lenkräfte hierfür dürfen ein für den Fahrer aufbringbares Niveau allerdings nicht überschreiten.

Weitaus komplexer und vielschichtiger sind die Sicherheitsanforderungen an aktive Lenksysteme wie die elektromechanische Lenkung oder auch die Überlagerungslenkung. Stark vereinfacht gilt es, den schwerwiegenden Fehlerfall der ungewollten Aktoraktivität zu vermeiden. So sind nicht nur die Regel- und Steuerungsfunktionen des Aktors nach sicherheitsrelevanten Kriterien zu entwickeln und abzuprüfen. Auch mögliche Störung von Außen wie fehlerhafte Sensorsignale, elektromagnetische Verträglichkeit, unzureichende Energieversorgung etc. sind in die Systemsicherheitsbetrachtung mit einzubeziehen.

9 Gesetzliche Anforderungen

Das Lenksystem ist ein sicherheitsrelevantes Bauteil und unterliegt strengen gesetzlichen Anforderungen. Diese Anforderungen sollen sicherstellen, dass das Fahrzeug unter allen Betriebsbedingungen lenkbar bleibt. Die Anforderungen des Gesetzgebers finden sich hierbei in den entsprechenden Richtlinien. Dazu gehören die StVZO §38 und die europäische Richtlinie 70/311 EWG welche ab 2014 von der ECE-R 79 abgelöst wird.

Die StVZO §38 legt fest, dass die Lenkanlage leichtes und sicheres Lenken des Fahrzeugs gewährleisten muss. Hierzu ist notfalls das Fahrzeug mit einer Hilfskraftlenkung auszustatten. Bei Ausfall der Hilfskraftlenkung muss das Fahrzeug lenkbar bleiben.

„Die Lenkanlage muss ein einfaches sicheres Lenken des Fahrzeugs bis zu seiner bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit gewährleisten. Es muss eine Tendenz zur Rückstellung in die Mittellage vorhanden sein. Ist das Fahrzeug mit einer Hilfslenkanlage ausgerüstet, muss es auch den zusätzlichen Vorschriften genügen.“

Ausschnitt 70/311 EWG, Stand 2008

Darüber hinaus sind in der Richtlinie 70/311 EWG die zulässigen Betätigungskräfte festgelegt. So darf bei einem Fahrzeug mit Muskelkraftlenkanlage (also ohne Servounterstützung) und maximal zulässigem Beladungszustand der gelenkten Achse die am Lenkrad aufzubringende Kraft einen Wert von 250 N (ECE-R 79: 150 N) nicht überschreiten, um das Fahrzeug bei 10 km/h von Geradeausfahrt in eine Kreisbahn von 12 m Radius zu lenken. Bei Fahrzeugen mit Hilfskraftlenkung darf die aufzubringende Kraft bei Ausfall der Lenkunterstützung 600 N (ECE-R: 300 N bei 20 m Radius) nicht überschreiten, was mit heutigen Lenksystemen sicher darstellbar ist. Weiter fordert diese Richtlinie, dass die gelenkten Räder eines Fahrzeugs nicht ausschließlich die Hinterräder sein dürfen. Bei Fahrzeugen mit Allradlenkung muss eine ebene Strecke in gerader Linie ohne ungewöhnliche Lenkkorrektur des Fahrzeugführers mit 80 km/h durchfahren werden können.

Gesetzliche Anforderungen für die Lenksäule finden sich unter anderem in der ECE R116. Die ECE R116 ist ein Gesetz zur Prüfung einer Diebstahlsicherung, die an der Lenksäule befestigt ist. Dabei muss das Sicherungssystem bei Missbrauch (Drehen des Lenkrads bei geschlossenem Verriegelungsmechanismus) entweder einem statischen Moment von 300 Nm standhalten oder es muss ab einem Drehmoment von mindestens 100 Nm ein Durchrutschen der Sicherung gegeben sein, ohne dass Teile der Lenkanlage beschädigt werden.

Weitere Richtlinien des FMVSS (*Federal Motor Vehicle Safety Standard*) und der ECE (*Economic Commission for Europe*) beinhalten Vorschriften zum Schutz der Insassen bei einem Verkehrsunfall, welche hier allerdings nur stichwortartig aufgeführt werden sollen:

- FMVSS 208: Aufprallverhalten und Insassenschutz in Verbindung mit der Lenksäule
- FMVSS 204: Lenkungseindringen in den Fahrgastrraum
- FMVSS 203/ECE 12: Energieaufnahme von Lenkrad-/säule bei Kopf-/Körperaufprall
- FMVSS 302: Vorgaben zur Entflammbarkeit von Kleidungsstücken
- FMVSS 107: Begrenzung von Oberflächenreflexionen

C

Literatur zu Kapitel C

- BRAESS, H. H. und SEIFFERT, U. (2007): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Vieweg Verlag: Wiesbaden 2007
- HARRER, M., SCHMITT, T. und FLECK, R. (2006): Elektromechanische Lenksysteme – Herausforderungen und Entwicklungstrends, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorenmechanik, Aachen 2006
- HEISSING, B. und ERSOY, M. (2007): Fahrwerkhandbuch, Vieweg Verlag: Wiesbaden 2007
- MÄDER, W. (2002): Nationale und internationale Vorschriften für Lenkanlagen, http://www.tuev-sued.de/uploads/images/1134987333697909288761/Lenk_Vor.pdf, Stand März 2011
- WALLENTOWITZ, H., FREIALDENHOVEN, A. und Olschewski, I. (2009): Strategien in der Automobilindustrie, Vieweg + Teubner: Wiesbaden 2009

D

Lenkkinematik

1 Einleitung

Grundsätzlich gibt es verschiedene Arten die Richtung eines Fahrzeugs gezielt zu beeinflussen. An mehrspurigen Fahrzeugen mit Luftreifen finden sich Drehschemellenkungen, Knicklenkungen und Achsschenkellenkungen. Die beiden ersten Arten haben den Nachteil, dass sich beim Lenken die Standfläche verringert und Störkräfte an einem Hebelarm wirken, der der halben Spurweite entspricht. Außerdem können die Vorder- oder die Hinterräder sowie alle Räder gelenkt werden. Bei schnellen Fahrzeugen hat sich jedoch eine Bauart allein durchgesetzt: Die Achsschenkellenkung an der Vorderachse. In Folge wird deshalb nur diese betrachtet. Die Drehachse des Radträgers bzw. „Achsschenkels“ gegenüber der Radaufhängung (z. B. ein „Achsschenkelbolzen“) ist im Allgemeinen während des reinen Lenkvorgangs unveränderlich (reine Drehbewegung des Radträgers); inzwischen gibt es aber bei Pkw oft Radaufhängungen mit veränderlicher Drehachse („virtueller“ Drehachse).

2 Kenngrößen der Lenkgeometrie

Fährt ein Fahrzeug eine Kurve sehr langsam, also genau genommen ohne Seitenkraft, dann müssen alle Räder tangential zu Kreisbahnen stehen, die denselben Mittelpunkt aufweisen, den Momentanpol des Fahrzeugs.

Diese Überlegung führt zur so genannten Ackermann-Bedingung. Diese idealen Lenkwinkel am kurveninneren und -äußersten Rad nach Ackermann folgen gemäß **Bild D-1** der Beziehung (wobei die Änderung der Längsposition der Räder vernachlässigt wird):

$$\cot \delta_{o,A} = \cot \delta_{i,A} + \frac{j}{l} \quad D.1$$

$\delta_{i,A}, \delta_{o,A}$ Radlenkwinkel nach Ackermann, °

Siehe **Bild D-1**.

l Radstand, mm

$j = b_F - 2r_o$ Spreizungsachsenabstand, mm

Siehe **Bild D-2**.

Bei negativem Lenkrollradius wird das Vorzeichen positiv.

Die Differenz der Lenkwinkel zwischen innen (i) und außen (o) ist der Spurdifferenzwinkel (Lenkdifferenzwinkel): $\delta_A = \delta_{i,A} - \delta_{o,A}$.

Der Spurkreisdurchmesser D_S , das ist der Durchmesser des kleinsten fahrbaren Kreisbogens des äußersten gelenkten Rads, folgt zu:

$$D_S = 2R_S = 2\left(\frac{l}{\sin \delta_{o,max}} + r_o\right) \quad D.2$$

D_S Spurkreisdurchmesser, mm

$\delta_{o,max}$ größter Einschlagwinkel des kurvenäußeren Rads, mm

D

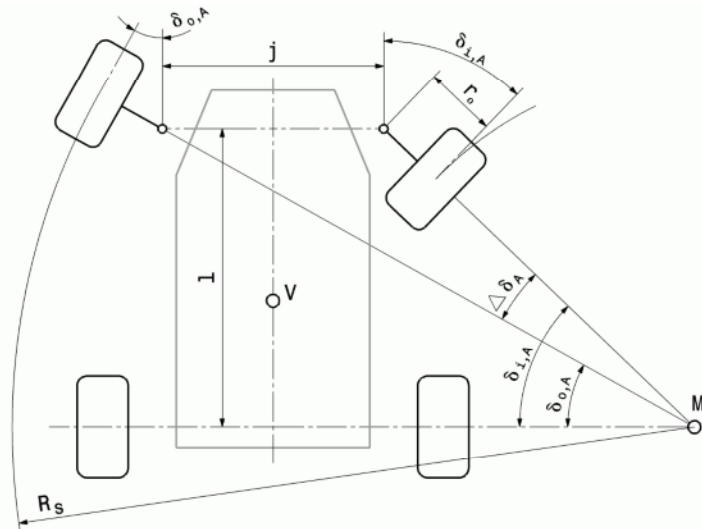


Bild D-1 Kinematische Zusammenhänge beim Kurvenfahren (Ackermann)
Fahrzeugverhalten bei reinem Rollen um den Pol M.

- j Spreizungsachsenabstand auf der Fahrbahn, siehe **Bild D-2**
- $\delta_{o,A}$ Lenkwinkel am kurvenäußeren Rad
- $\delta_{i,A}$ Lenkwinkel am kurveninneren Rad
- $\Delta\delta_A$ Spurdifferenzwinkel
- R_s Spurkreisradius
- l Radstand
- V Schwerpunkt des Fahrzeugs

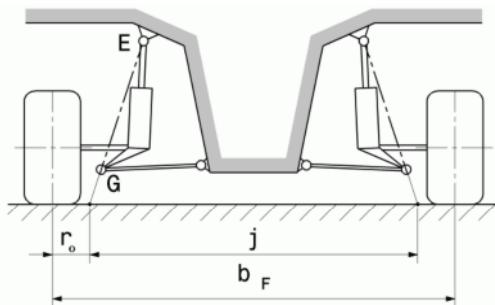


Bild D-2
Streckenbezeichnungen zu **Bild D-1**

- EG Spreizungsachse (Lenkachse)
- j Spreizungsachsenabstand auf der Fahrbahn
- b_F Spurweite vorne
- r_o Lenkradrollradius (in der Darstellung positiv)

Man erkennt, dass für wendige Fahrzeuge der Radstand klein bzw. der Einschlagwinkel groß sein muss. Die Einschlagwinkel sind begrenzt, durch die Gestaltung der Radaufhängung, durch den Platzbedarf für Ein-/Ausfedern bei umschlossenen Rädern und durch den Beugewinkel der Antriebswellen bei angetriebenen Achsen. Ein kurzer Radstand hat fahrdynamische Nachteile und fällt für Fahrzeuge mit großem Raumangebot in Längsrichtung ohnedies als Lösung aus.

Die Fahrwerk Hauptabmessungen Radstand und Spurweite haben bei gewünschtem Wendekreisdurchmesser einen direkten Einfluss auf den Lenkwinkelbedarf. Dieser Zusammenhang muss also bereits in einer frühen Entwicklungsphase eines Fahrzeugs entsprechend einfließen.

Eine kinematische Betrachtung dieser Größen illustriert **Bild D-3** (statische Lenkungsauslegung).

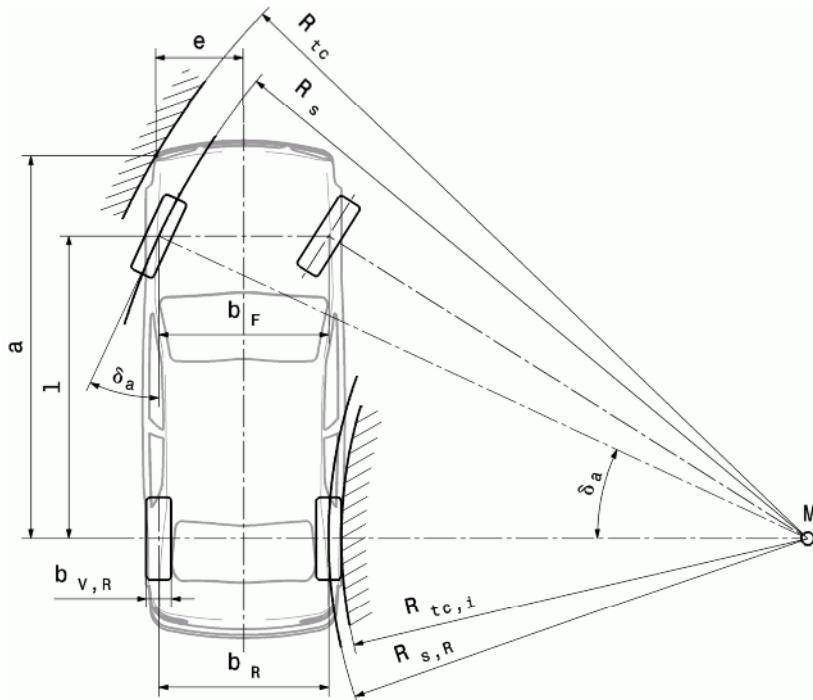


Bild D-3 Kinematischer Zusammenhang zwischen Radstand, Spurweite und Wendekreis

Bei reinem Rollen (also ohne Einfluss von Reifenschlupf und Elastizitäten der Radaufhängung) existiert ein geometrischer Zusammenhang zwischen Radstand, Spurweite sowie Radlenkwinkel und Wendekreisdurchmesser. Damit kann in der Konzeptphase der Fahrzeugentwicklung aus gesetzlichen Vorgaben (Mindestradien von Straßen) bzw. Lastenheftforderungen eine ganzheitliche Betrachtung dieser Fahrzeugparameter durchgeführt werden. Für geringe Fahrgeschwindigkeiten, d. h. sehr kleine Schräglauwinkel, ist der Pol des Wagens M auf der Hinterachse (siehe **Bild D-3**). Mit zunehmender Geschwindigkeit wachsen die Seitenführungskräfte an, was die Reifen mit ebenso anwachsenden Schräglauwinkeln ermöglichen, damit wandert der Momentanpol Richtung Vorderachse, vgl. auch **Bild D-4**.

Die Bahnradien ergeben sich aus den Abmessungen wie folgt:

$$\delta_o = \arcsin \frac{l}{R_S} \quad D.3$$

R_S Spurkreisradius, mm

$R_{S,R}$ Spurkreisradius hinten, mm

δ_o Lenkwinkel des kurvenäußeren Rads, °

$$R_{tc,i} = \sqrt{R_S^2 - l^2} - 0,5(b_F + b_R + b_{V,R})$$

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

$b_{V,R}$ Reifenbreite hinten, mm

$$R_{tc} = \sqrt{a^2 + (R_s \cos \delta_o + e - \frac{b_F}{2})^2}$$

b_F, b_R Spurweite vorne bzw. hinten, mm

R_{tc} Wendekreisradius, mm

a, e Abstände, mm

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

Der Spurkreisradius stellt eher einen theoretischen Wert dar. Praktisch bedeutender ist wohl der für den Fahrer anschaulichere Wendekreisradius (Bordsteinradius) bzw. der Wendekreisdurchmesser, weshalb dieser in den Fahrzeugangaben wie Typenblatt oder Messberichten zu finden ist. Übliche Werte für Pkw liegen im Bereich um 11 m.

Fährt ein Fahrzeug eine Kurve, tritt tatsächlich eine Querbeschleunigung auf und die Reifen müssen einen Schräglaufwinkel aufbauen, damit sie Seitenkräfte übertragen können. Der Pol, um den sich das Fahrzeug dreht, ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Normalen auf die tatsächlichen Bewegungsrichtungen der Räder, **Bild D-4**. Er wandert dabei im Vergleich zum idealen Pol nach Ackermann nach vorne. Aus dem Bild ist auch ersichtlich, dass die Schräglauwinkel der kurvenäußereren Reifen bei einer Ackermannlenkung kleiner sind als jene der kurveninneren Reifen.

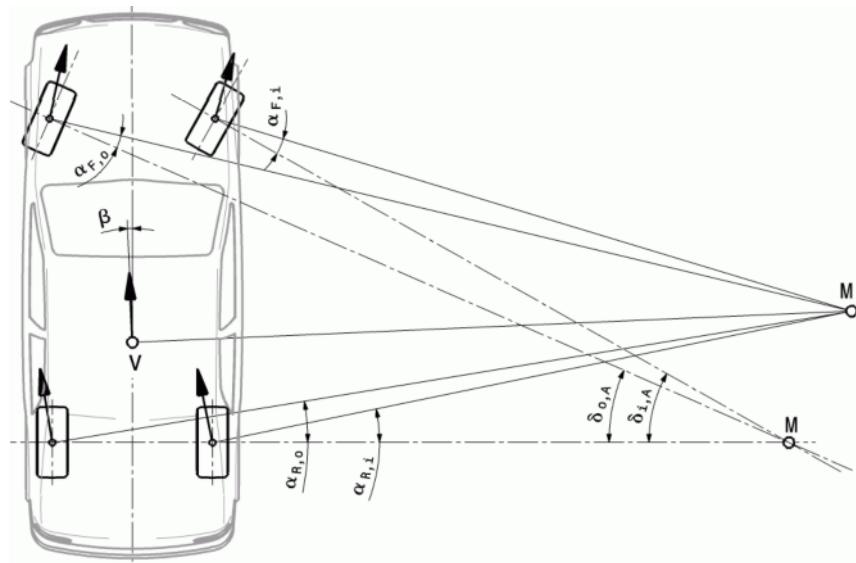


Bild D-4 Kurvenfahrt bei Querbeschleunigung

$\alpha_{F,i}, \alpha_{R,i}, \alpha_{F,o}, \alpha_{R,o}$ Schräglauwinkel vorne bzw. hinten, kurveninnen bzw. -außen

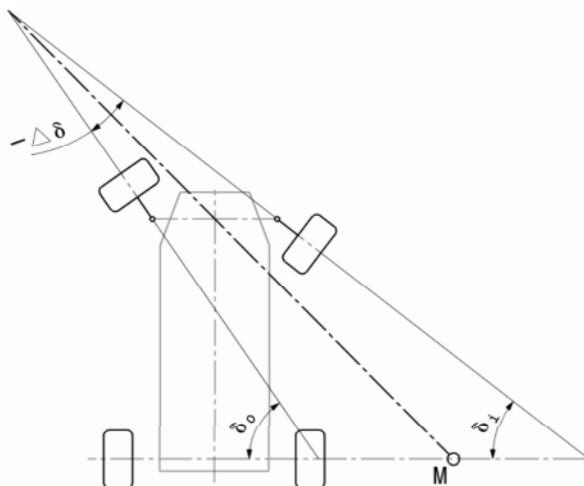
β Schwimmwinkel

M Pol nach Ackermann

M' tatsächlicher Pol

Weitere Überlegungen zum Maximaleinschlag ergeben sich durch das tatsächliche Verhalten der Reifen beim Kurvenfahren. In schnellen Kurven führt eine Ackermannauslegung dazu, dass das Seitenkraftpotenzial der Reifen nicht voll ausgenutzt wird. Gerade die höheren Radlasten kurven-

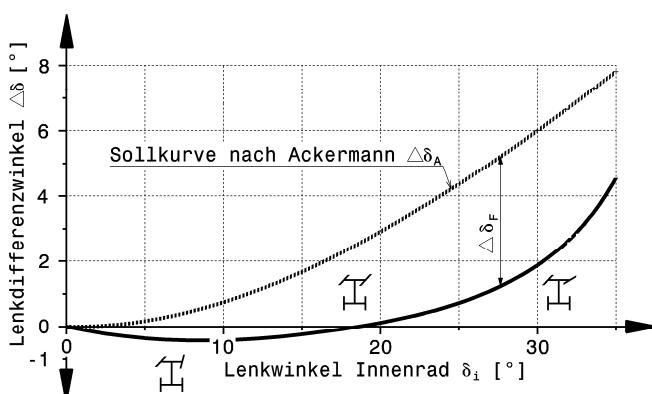
außen ließen mehr Seitenkraft zu. Die Schräglaufwinkel verhalten sich jedoch genau umgekehrt. Wenn das kurvenäußere Rad einen stärkeren Lenkeinschlag erhält als das innere (**Bild D-5**), wird der zur Verfügung stehende Platz im Radhaus besser genutzt (was nur in langsam Kurven von Bedeutung ist), spricht die Lenkung schneller an und zwingt dem stärker belasteten kurvenäußerem Rad einen größeren Schräglaufwinkel auf (dynamische Lenkungsauslegung). Die Seitenführung der Vorderachse kann auf diese Weise erhöht werden. Der Vorteil wirkt sich jedoch nur in schnell befahrenen Kurven aus; in engen besteht kaum die Möglichkeit, die Seitenführungskraft der Reifen voll auszunutzen. Dieser Effekt dürfte deshalb einen Einfluss lediglich bis zu Kurvenhalbmessern von $\rho = 20$ m haben, Reimpel & Betzler (2000), was je nach Fahrzeug einem Lenkwinkel von 5 bis 10° entspricht. Bei größeren Einschlägen sollte sich die Istkurve der Spurdifferenzwinkel der Sollkurve (Ackermannwinkel) wieder annähern, damit die Verspannung, der Reifenverschleiß und der Rollwidderstand in engen Kurven reduziert werden. **Bild D-6** zeigt einen solchen Verlauf des Lenkdifferenzwinkels.

**Bild D-5**

Erhöhung der Seitenführungskraft vorne in weiten Kurven, also bei geringen Lenkwinkeln

Das kurvenäußere Rad wird stärker eingeschlagen als das kurveninnere. Der Lenkdifferenzwinkel $\Delta\delta$ ist also negativ.

Der Lenkwinkel kann also bei geringen Lenkwinkeln an Innen- und Außenrädern gleich groß sein (Paralleleinschlag, d. h. Spurdifferenzwinkel ist Null).

**Bild D-6**

Verlauf eines idealen Spurdifferenzwinkels $\Delta\delta$

Zusätzlich ist die Stellung der Vorderräder für diesen idealen Verlauf schematisch dargestellt.

Die Abweichung vom idealen Ackermannwinkel wird Lenkfehler genannt:

$$\Delta\delta_F = \delta_o - \delta_{o,A} = \Delta\delta_A - \Delta\delta \quad D.4$$

$\Delta\delta_F$ Lenkfehler, besser: gewollte Lenkabweichung, °

δ_i, δ_o Lenkwinkel innen bzw. außen, °

$\Delta\delta_A$ Lenkdifferenzwinkel nach Ackermann, °. $\Delta\delta_A = \delta_{i,A} - \delta_{o,A}$

$\Delta\delta$ gewollter Lenkdifferenzwinkel, °. $\Delta\delta = \delta_i - \delta_o$

D

Die Lenkung soll somit einen Verlauf der Lenkwinkeldifferenz erzeugen wie er in **Bild D-6** dargestellt ist. Das Diagramm zeigt den Verlauf des Spurdifferenzwinkels aufgetragen über dem Lenkwinkel des kurveninneren Rads δ_i . Zusätzlich ist der Verlauf des Spurdifferenzwinkels $\Delta\delta_A$ nach Ackermann eingetragen. Die resultierende Lenkabweichung $\Delta\delta_F$ ist für einen Lenkwinkel eingezeichnet.

Bei geringen Lenkwinkeln schlägt das kurvenäußere Rad mehr ein als das innere. Dazwischen gibt es einen Übergangsbereich, in dem die Räder parallel stehen und bei großen Einschlägen nähert sich der Verlauf bis etwa zur Hälfte der Ackermann-Kurve.

Manchmal wird die Abweichung von der Ackermannauslegung auch in Prozent ausgedrückt:

$$\text{Prozent Ackermann} = \frac{\Delta\delta}{\Delta\delta_A} \cdot 100\% \quad D.5$$

0 % Ackermann: Paralleleinschlag

100 % Ackermann: Der gewollte Lenkdifferenzwinkel entspricht genau dem Differenzwinkel nach Ackermann.

Ein günstiger Nebeneffekt einer Abweichung von der Ackermannauslegung ist ein kleinerer Spurkreisdurchmesser bei sonst gleicher Fahrzeuggeometrie. Eine Reihenuntersuchung an Messungen hat gezeigt, dass sich je 1° Lenkabweichung eine Verringerung des Spurkreisdurchmessers um etwa 0,1 m erzielen lässt (Reimpel und Betzler 2000). Folgende Zahlenwertgleichung bildet diese Erkenntnis ab:

$$D_S = 2 \left(\frac{l}{\sin \delta_{o,A,\max}} + r_o \right) - 0,1 \cdot \Delta\delta_F \quad D.6$$

$\Delta\delta_F$ gewollte Lenkabweichung, °

D_S Spurkreisdurchmesser, m

r_o Lenkradrollradius, m

l Radstand, m

Die maximalen Einschlagwinkel der Räder liegen bei Pkw im Bereich von 45 bis 50°. Damit lassen sich bei Mittelklassefahrzeugen typische Spurkreisdurchmesser um 8 m erzielen.

3 Kenngrößen der Radstellung

Die Stellung der Vorderräder wird durch verschiedene Kenngrößen beschrieben, wie sie teilweise in Kapitel E betrachtet werden. Dazu kommen noch weitere Größen, die nicht durch einen sichtbaren Konstruktionsparameter dargestellt werden können, sondern die rechnerisch aus mehreren geometrischen Größen hervorgehen. Sie sind für die Beurteilung und Auslegung von Lenkgeometrien hilfreich.

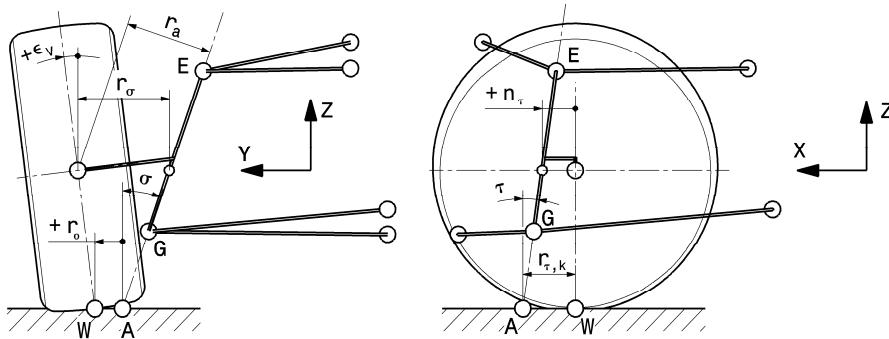


Bild D-7 Kenngrößen von Lenkgeometrien, nach Matschinsky (1998): Ansicht von hinten (links, Querebene YZ) und Ansicht von der Seite (rechts, Längsebene XZ))

- σ Spreizungswinkel. Typische Werte in Konstruktionslage: 5 bis 16°
- τ Nachlaufwinkel. Typische Werte in Konstruktionslage: 1 bis 5°
- r_o Lenkradradius. Positiv vom Durchstoßpunkt A nach außen gezählt.
Typische Werte in Konstruktionslage: -20 bis +80 mm
- r_σ Spreizungsversatz
- r_a Störkraftthebelarm
- $r_{\tau,k}$ Nachlaufstrecke. Typische Werte in Konstruktionslage: 15 bis 45 mm
- n_τ Nachlaufversatz. Positiv, wenn die Radmitte hinter der Lenkachse EG liegt.
Typische Werte in Konstruktionslage: -5 bis 18 mm
- ϵ_V Sturzwinkel. Positiv, wenn das Rad nach außen geneigt (gestürzt) ist. Typische Werte in Konstruktionslage: -2 bis 0°

Der Spreizungswinkel σ und der Nachlaufwinkel τ beeinflussen wesentlich die Änderung des Radsturzes ϵ_V beim Einschlagen des Rades. Die Lenk- oder Spreizungsachse EG schneidet die Fahrbahn im Punkt A. Der horizontale Abstand des Radaufstandspunkts W von A in der Ansicht von hinten heißt Lenkradradius r_o , obwohl der Radaufstandspunkt W beim Lenken im Allgemeinen nicht mit diesem Radius umläuft, weil der tatsächliche, räumliche Abstand der beiden Punkte größer ist (vgl. auch **Bild D-9**). Die Spreizungsachse ist mit dem Nachlaufwinkel τ gegen die Senkrechte geneigt. Die Radmitte muss nicht auf der Projektion der Lenkachse liegen, sondern kann um einen Nachlaufversatz n_τ nach vorn (positive X-Richtung) oder nach hinten (negative X-Richtung) verschoben sein. Der Abstand der Punkte W und A in der Seitenansicht wird Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ genannt. Wird ein negativer Nachlaufversatz n_τ (also in negative X-Richtung) vorgesehen, so verkleinert sich die Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ um diesen Betrag und die Sturzänderung beim Lenken wird günstiger.

Entsprechend zum Nachlaufversatz wird ein Spreizungsversatz r_σ bezeichnet. Das ist der horizontale Abstand der Radmitte von der Spreizungsachse in der Ansicht von hinten. Für die Rückwirkung von Längskräften (aus Antriebsmomenten) auf die Lenkung ist der senkrechte Abstand r_a der Radmitte von der Lenkachse bedeutend. Dieser Abstand wird auch als Längs- oder Störkraftthebelarm bezeichnet, weil sämtliche vom Reifen kommenden Kräfte beim rein rollenden Rad über die Radlager im Radmittelpunkt an den Radträger und somit auch an die Lenkung weitergeleitet werden.

Bild D-8 zeigt Zielwerte für einige Kenngrößen aus der Pkw-Entwicklung.

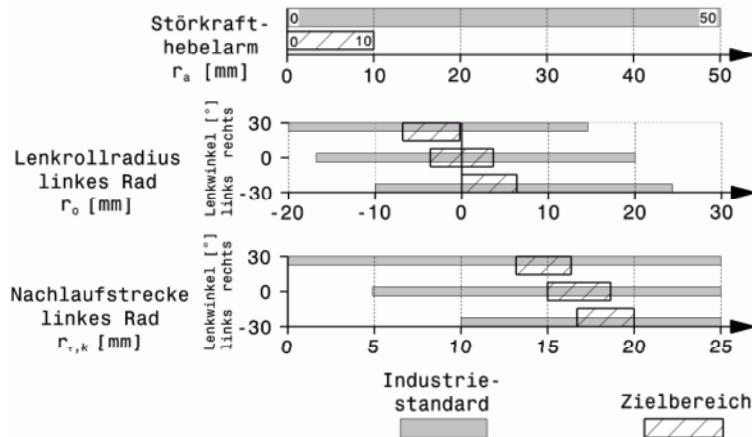


Bild D-8 Zielbereiche von Kenngrößen von Pkw-Vorderachsen, nach Heißing (2004)

Mit obigen geometrischen Größen, welche die Radstellung beschreiben, können die Wirkungen von Reifenkräften berechnet werden, **Bild D-9**.

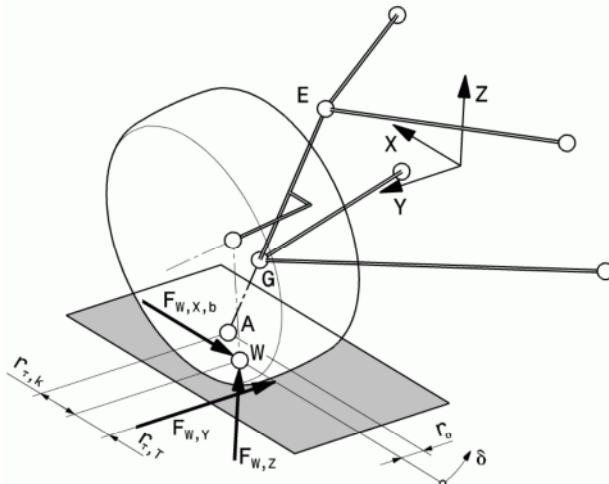


Bild D-9

Kräfte am Vorderreifen: Dargestellt ist ein linkes Vorderrad

W	Reifenaufstandspunkt
A	Schnittpunkt der Spreizungsachse mit der Fahrbahn
EG	Lenk- oder Spreizungsachse
δ	Lenkwinkel
$F_{W,X,b}$	Bremeskraft
$F_{W,Y}$	Seitenkraft
$F_{W,Z}$	Radlast
$r_{\tau,k}$	Nachlaufstrecke
$r_{\tau,T}$	Reifennachlauf

Greift eine Bremskraft $F_{W,X,b}$ in X-Richtung am Reifen an, so liefert diese zusammen mit dem Lenkrollradius ein räumliches Moment um die Z-Achse (Matschinsky 1998):

$$M_{A,Z,b} = F_{W,X,b} \cdot r_o \quad D.7$$

$M_{A,Z,b}$ Moment der Bremskraft um den Schnittpunkt A der Lenkachse, Nm.
Dieses Moment dreht um die Z-Achse und nicht um die Lenkachse.

$F_{W,X,b}$ Bremskraft eines Reifens, N
 r_o Lenkrollradius, m

Das Moment um die Spreizungsachse ergibt sich aus der Projektion des Momentenvektors auf diese:

$$M_{A,b} = F_{W,X,b} \cdot r_o \cdot \cos \sigma \cdot \cos \tau \quad D.8$$

$M_{A,b}$ Moment der Bremskraft um die Lenkachse, Nm

Man erkennt, dass mit größer werdendem Lenkrollradius r_o das Moment der Bremskraft um die Lenkachse wächst. Aus dem Grund sollte der Lenkrollradius möglichst klein sein. Dann wirken sich unterschiedliche Reibverhältnisse beim Bremsen nicht so stark auf die Lenkung aus. Bei Pkw werden auch negative Lenkrollradien (d. h. r_o weist vom Radaufstandspunkt W nach außen) eingesetzt mit dem Ziel bei ungleichzeitig wirkenden Bremsen einen stabilisierenden Gegenlenkeffekt zu erzeugen. Geometrisch bedeutet ein negativer Lenkrollhalbmesser, dass die Gelenkspunkte E und G des Radträgers weiter zur Radmitte rücken müssen und dadurch die Bremsscheibe weiter nach außen verlegt werden muss. Das kann bei schmäleren Tiefbettfelgen einen Durchmesserverlust der Bremsscheibe von etwa 25 mm zur Folge haben, wenn der Felgendurchmesser gleich bleibt. Dieser Zielkonflikt kann jedoch durch Auflösen der Dreiecksquerlenker in zwei Stablenker, die an zwei separaten Gelenken am Radträger angreifen – also ein Gelenksviereck bilden, gelöst werden. Aus den sonst üblichen festen Gelenken E bzw. G werden so im Schnittpunkt zweier Stablenker virtuelle Gelenke und weiter aus der festen Lenkachse eine ideelle. Diese virtuellen Gelenke können problemlos auch in oder außerhalb der Bremsscheibe liegen.

Entsprechend der Bremskraft wirkt eine Seitenkraft $F_{W,Y}$ über den Längsabstand zwischen der Kraft und dem Durchstoßpunkt A der Lenkachse mit der Fahrbahn. Der Gesamtabstand ergibt sich aus der Summe von kinematischem Nachlauf (Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$) und Reifennachlauf $r_{\tau,T}$.

Dadurch, dass die Lenkachse nicht senkrecht zur Fahrbahn steht, ändert sich der Abstand der Radmitte zur Fahrbahn während des Lenkens zwangsläufig. Dabei hebt oder senkt sich der Vorderwagen. Die Radlast hat also einen Einfluss auf das Lenkmoment, das zum Teil vom Fahrer aufgebracht werden muss. Rechnerisch wird diese Erscheinung durch den Radlasthebelarm q erfasst, der allerdings anschaulich weniger leicht zu bestimmen ist. Der auf die Z-Achse bezogene Radlasthebelarm ist:

$$q = r_o \cdot \tan \tau + r_{\tau,k} \cdot \tan \sigma \quad D.9$$

q Radlasthebelarm, mm

Winkel und Längen: siehe Bilder D-7 und D-9

Eine Radlast übt kein Moment um die Lenkachse aus, wenn diese senkrecht steht oder die Vertikalkraft die Lenkachse schneidet.

Der Radlasthebelarm q wird positiv definiert, wenn das von der Radlast erzeugte Moment rückstellend wirkt, es also den Betrag des Lenkwinkels δ zu verkleinern versucht. Weil die Räder in dem Fall von der Radlast in die Geradeausstellung bewegt werden, spricht man auch von einer Gewichtsrückstellung der Lenkung. Diese Festlegung eines positiven Radlasthebelarms bedeutet, dass die Radlast rückstellend wirkt, sobald q und δ dasselbe Vorzeichen haben.

Der Radlasthebelarm kann auch als Änderung der Höhenlage des Vorderwagens über dem Lenkwinkel angesehen werden:

$$q = -\frac{dz}{d\delta} \quad D.10$$

Bei positivem Radlasthebelarm q führt also eine Lenkbewegung mit positivem Lenkwinkel δ (das ist der kurveninnere Radeinschlag) zu einer Anhebung der Karosserie.

Der Radlasthebelarm sollte möglichst klein sein, damit sich Schwankungen der Radlast nicht störend auf die Lenkung auswirken.

Die Gewichtsrückstellung ist allerdings praktisch nur bei sehr langsamer Fahrt und beim Parkieren von Bedeutung. Bei schneller Fahrt sind die Rückstellmomente der Seitenkräfte wesentlich größer, **Bild D-10**.

Im Allgemeinen sind die Lenkwinkel bei hohen Geschwindigkeiten kleiner als in langsamem Kurvenfahrten. Deshalb ist es in dem Zusammenhang vernachlässigbar, welchen Spurdifferenzwinkel die Vorderräder aufweisen, also z. B. Ackermannauslegung oder Paralleleinschlag. Durch den Schräglauftypus sämtlicher Räder wandert die Kurvenmitte M nach vorne. Das am Lenkrad spürbare Moment erzeugt in erster Linie die Seitenkräfte $F_{W,Y,F}$ aus Schräglauftypus. Die Rückstellwirkung der Radlasten fällt dagegen gering aus. Die Schräglaufseitenkräfte greifen im Gegensatz zu den Sturzseitenkräften $F_{T,Y,\epsilon}$ um den Reifennachlauf $r_{\tau,T}$ hinter dem Radaufstandspunkt W an und sind kurvenaußen wegen der Radlastverlagerung zu den Außenrädern größer. Wird die Vorderachse angetrieben, kommen zu den Kräften im **Bild D-10** noch die Antriebskräfte hinzu, die über den Störkrafthebelarm r_a um die Lenkachse drehend wirken.

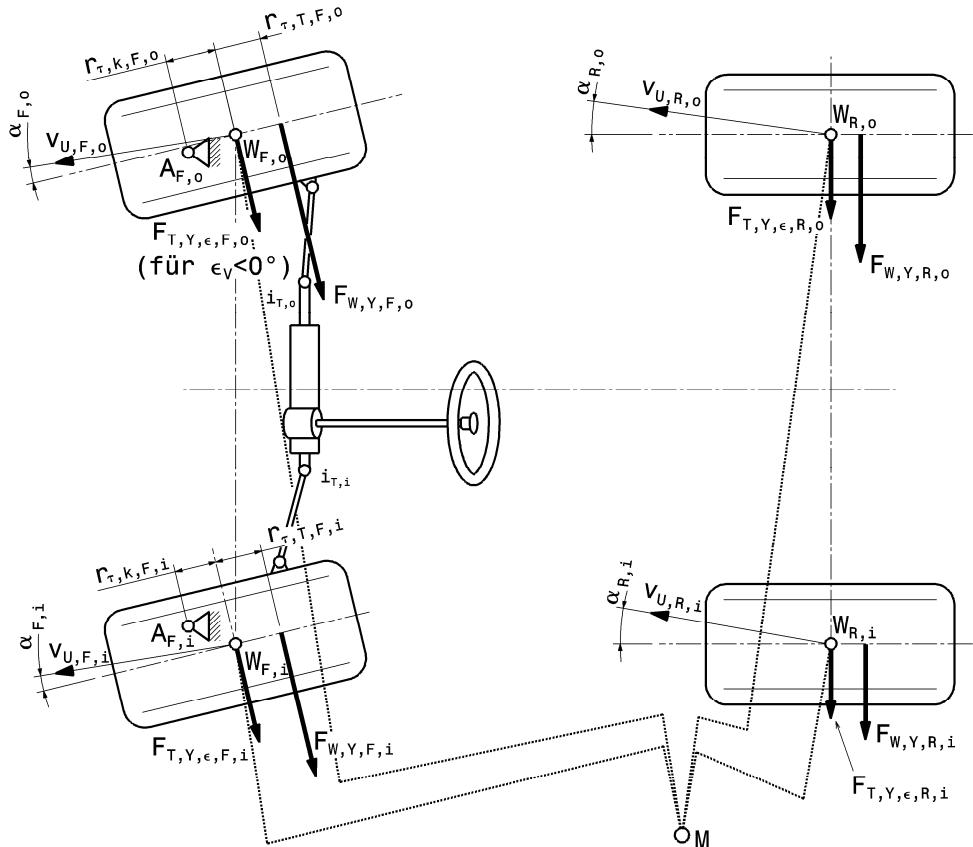


Bild D-10 Lenkungsrückstellung bei Querbeschleunigung, nach Matschinsky (1998)

- | | | |
|----------|---|---|
| A | Durchstoßpunkt der Lenkachse durch die Fahrbahn | Indizes:
i bzw. o innen bzw. außen
F bzw. R vorne bzw. hinten |
| W | Reifenaufstandspunkt | |
| α | Schräglauftypus | |
| M | Kurvenmitte | |

Das Rückstellmoment am Lenkgetriebe wird mit sämtlichen Kräften gemäß Matschinsky (1998):

$$M_G = [F_{W,Y,F,o} \cdot (r_{\tau,k,F,o} + r_{\tau,T,F,o}) - F_{T,Y,\varepsilon,F,o} \cdot r_{\tau,k,F,o} - F_{W,Z,F,o} \cdot q_{F,o} - F_{W,X,a,F,o} \cdot r_{a,F,o}] / i_{T,o} + [F_{W,Y,F,i} \cdot (r_{\tau,k,F,i} + r_{\tau,T,F,i}) + F_{T,Y,\varepsilon,F,i} \cdot r_{\tau,k,F,i} + F_{W,Z,F,i} \cdot q_{v,i} + F_{W,X,a,F,i} \cdot r_{a,F,i}] / i_{T,i}$$

$$M_H = \frac{M_S / i_S}{A_S} \quad \text{D.11}$$

M_G	Moment am Lenkgetriebe mit Drehbewegung, Nmm
$r_{\tau,k}$	kinematischer Nachlauf, mm
$r_{\tau,T}$	Reifennachlauf, mm
$F_{W,Y}$	Seitenkräfte durch Reifenschräglaufl, N
$F_{T,Y,\varepsilon}$	Seitenkräfte durch Reifensturz, N
$F_{W,Z}$	Radlasten, N
$F_{W,X,a}$	Antriebskraft an einem Rad, N
r_a	Antriebskrafthebelarm, mm. Siehe Bild D-7 .
i_T	Lenkgestängeübersetzung, –. Siehe Bild D-17 .
M_H	Moment am Lenkrad, Nmm
i_S	Lenkgetriebeübersetzung, –
	Mit $i_S = \delta_H / \delta_G$. δ_H Winkel am Lenkrad, °
	δ_G Winkel am Lenkstock,
A_S	Lenkungsverstärkung, –

Bei den meisten Radaufhängungen nimmt der kinematische Nachlauf $r_{\tau,k}$ über dem kurveninneren Lenkwinkel δ zu und über dem kurvenäußereren ab. Mit zunehmender Querbeschleunigung nimmt der Reifennachlauf $r_{\tau,T}$ ab. Dadurch wird der Einfluss der kurvenäußereren Seitenkraft $F_{W,Y,F,o}$ immer kleiner und er kann sogar schließlich umgekehrt wirkend werden, d. h. die Seitenkraft will den Betrag des Lenkwinkels vergrößern. Das wirkt sich aber im Allgemeinen nicht in dem Ausmaß aus, weil die Lenkgestängeübersetzung beim kurvenäußereren Radeinschlag im Gegensatz zum kurveninneren wächst. So sinkt der Beitrag am Lenkmoment des kurvenäußereren Reifens gegenüber dem kurveninneren.

Durch die räumliche Neigung der Lenkachse zur Fahrbahn (Nachlauf- und Spreizungswinkel) ändert sich beim Lenken der Sturzwinkel des Rads. Man erkennt die Tendenz bei folgender Betrachtung. Weist die Lenkachse keinen Nachlaufwinkel auf ($\tau = 0^\circ$) und ist der Sturz in Geradeausstellung 0° , so wird bei einem Lenkeinschlag δ von 90° der Betrag des Sturzwinkels genau die Spreizung. Bei genauerer Betrachtung der Situation erkennt man folgendes, **Bild D-11**. Die Radmitte U_F bewegt sich beim Lenken um die Lenkachse EG auf einer Kreisbahn. In der Seitenansicht erscheint diese Bahn als Ellipse. Die Tangente an diese Bahnkurve in der Geradeausstellung ($\delta = 0^\circ$) ist unter dem Nachlaufwinkel τ geneigt (bei $n_\tau = 0$). Der zugehörige Krümmungsradius ρ wird durch den Pol P bestimmt. Der Pol selbst ist der Schnittpunkt der Lenkachse mit der Vertikalebene durch U_F . Aus der Geometrie folgt:

$$\rho = r_o / (\tan \sigma \cdot \cos \tau) \quad \text{D.12}$$

Die Krümmung der Kurve $\varepsilon_V(\delta)$ ist also dem Spreizungswinkel σ proportional. Eine positive Spreizung krümmt die Kurve bei Lenkeinschlag zu positiven Sturzwinkeln hin.

Die Änderungsrate des Sturzes über dem Lenkwinkel hängt vom Nachlauf- und Spreizungswinkel ab, vgl. Matschinsky (1998) :

$$\frac{d\varepsilon_V}{d\delta} = \frac{\tan \tau \cdot \cos \delta + \tan \sigma \cdot \sin \delta}{\tan \varepsilon_V \cdot (\tan \tau \cdot \sin \delta - \tan \sigma \cdot \cos \delta) + 1} \quad \text{D.13}$$

$$\varepsilon_V \quad \text{Sturzwinkel}, \quad {}^\circ \delta \quad \text{Lenkwinkel, } {}^\circ$$

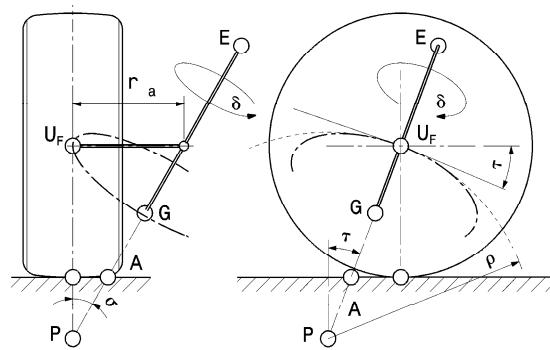


Bild D-11
Einfluss von Nachlauf und Spreizung auf die Sturzänderung

U_F Radmitte Vorderrad
 δ Lenkwinkel
 P Pol der Radmitte U_F
 ρ Krümmungsradius der Bahnkurve von U_F

In **Bild D-12** werden die Auswirkungen einiger unterschiedlicher Auslegungen von Lenkgeometrien gegenübergestellt.

Ausführung a weist eine geringe Spreizung und geringen Nachlauf auf und hat daher größere Abstände zum Radaufstandspunkt, also Lenkrollradius r_o und kinematischer Nachlauf $r_{\tau,k}$. Die Varianten c und d haben die größten Winkel bei Spreizung und Nachlauf und unterscheiden sich nur im Lenkrollradius.

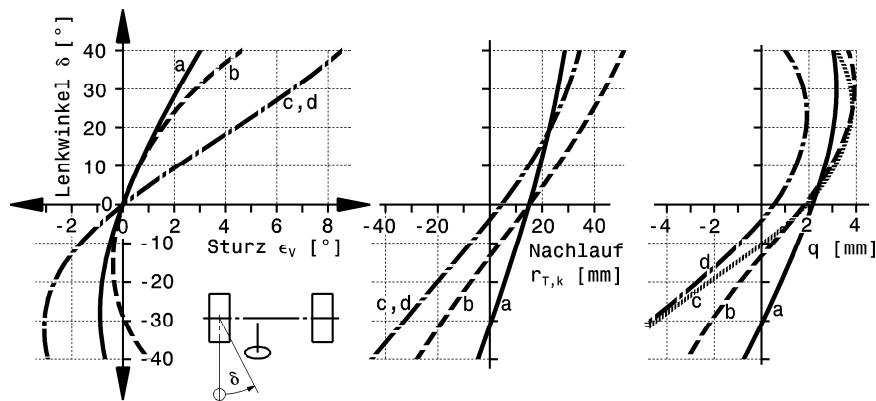


Bild D-12 Verlauf von Sturz, Nachlauf und Radlasthebelarm q beim Lenken, nach Matschinsky (1998)
Positive Lenkwinkel δ betreffen das kurvienninnere und negative Werte das kurvenäußere Rad

	σ	τ	r_o	$r_{\tau,k}$
a	5°	3°	50	16
b	12°	3°	0	16
c	12°	9°	15	5
d	12°	9°	0	5

$$\varepsilon_V(\delta = 0^\circ) = 0^\circ$$

Reifenradius 300 mm

Die Tangente des Sturzverlaufs bei Lenkwinkel = 0° der Ausführungen c und d verläuft wesentlich flacher als jene der übrigen Kurven. Die Neigung der Tangente der Kurven a und b ist etwa drei Mal größer, was dem Verhältnis der Nachlaufwinkel τ entspricht. Die größere Spreizung der Variante b krümmt die Kurve wesentlich stärker als jene der Variante a. Das führt dazu, dass ab einem Lenkwinkel von -30° (also kurvenaußen) der Sturz positiv wird. Allgemein soll der Sturz des (einfedern- den) kurvenäußersten Rads negativ sein sowie dem Betrag nach zunehmen und das kurveninnere Rad einen positiven Sturz aufweisen oder zumindest keinen zunehmenden negativen Sturz zeigen. Die Ausführungen c und d weisen somit für das Sturzverhalten einen günstigeren Verlauf auf, während b einen unerwünschten positiven Sturz kurvenaußen zeigt.

Der Nachlauf wird kurveninnen bei allen Ausführungen größer. Ebenso nimmt der Nachlauf kurvenaußen bis zu negativen Werten ab, erreicht also sozusagen Vorlauf.

Bei sämtlichen Varianten tritt der Effekt der Gewichtsrückstellung in der Geradeausstellung auf, weil der Radlasthebelarm q beim Lenkwinkel $\delta = 0^\circ$ positiv ist. Beim kurveninneren Rad (positive Lenkwinkel) ist das auch bei anderen Lenkwinkeln gegeben (q und δ haben selbes Vorzeichen), bei den kurvenäußersten Rädern erst ab einem gewissen Lenkwinkel. Ausführung d stellt sich diesbezüglich am besten dar. Den größten Einschlag braucht dabei erwartungsgemäß Ausführung a, nämlich $\delta = -30^\circ$.

Ist die Nachlaufstrecke $r_{\tau,k}$ ungleich Null, bewegt sich der Radaufstandspunkt beim Lenken quer zum Fahrzeug. Sind die Nachlaufstrecken beider Räder der Vorderachse gleich, führt das zu einer Querverschiebung des Vorderwagens. In Geradeausstellung ist das jedenfalls bei allen Ausführungen gegeben. Umgekehrt bewirken unterschiedliche Nachlaufstrecken eine Relativbewegung beider Räder zueinander in Querrichtung. Das erhöht die Reifendeformation und somit die Lenkkräfte beim Parkieren. Die Ausführung a kommt dem Ideal eines kurveninnen und -außen gleichen Nachlaufs am nächsten. Varianten c und d lassen die größten Parkierkräfte erwarten.

Die Varianten b und d haben einen Lenkrollradius von 0 mm, beim Einschlagen bewegen sich deren Radaufstandspunkte aber dennoch, weil ja der Nachlauf von Null verschieden ist. Wollte man realisieren, dass sich beim Lenken das Rad tatsächlich auf der Stelle dreht, müsste die Lenkachse die Fahrbahn im Radaufstandspunkt W schneiden. Dann wären sowohl der Lenkrollradius als auch der Nachlauf gleich Null.

3.1 Lenkübersetzung

Ist der erforderliche maximale Einschlagwinkel festgelegt, muss die notwendige Übersetzung zwischen Lenkrad und den Vorderrädern bestimmt werden. Gesetze bei Straßenfahrzeugen fordern (bis heute) eine permanente mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und den gelenkten Rädern. Die Übertragung der Lenkbewegung vom Lenkrad auf die Fahrzeugräder geschieht über das Lenkgestänge (Spurstangen, Lenkschubstangen usw.), welches von einem Lenkgetriebe betätigt wird (**Bild D-13**). Letzteres hat eine innere Übersetzung i_G , um die Lenkradkräfte zu reduzieren. Auch das Lenkgestänge weist eine im Allgemeinen mit dem Lenkeinschlag veränderliche Übersetzung zwischen dem Lenkgetriebe und den Fahrzeugrädern auf.

Die kinematische Lenkübersetzung i_S vom Lenkrad zu den Fahrzeugrädern errechnet sich aus dem Lenkradwinkel δ_H und den Radeinschlagwinkeln zu:

$$i_S = \delta_H / \delta_m \quad \text{D.14}$$

i_S kinematische Lenkübersetzung, –

δ_H Lenkradwinkel, $^\circ$

δ_m mittlerer Einschlagwinkel der Räder, $^\circ$. $\delta_m = (\delta_o + \delta_i)/2$

Die Übersetzung wird im Allgemeinen nicht über den gesamten Lenkbereich konstant sein. Deshalb gilt obige Gleichung nur für einzelne Winkelbereiche von Lenkrad- und Einschlagwinkel.

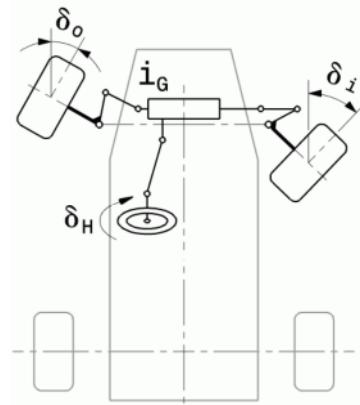


Bild D-13

Systemübersicht Achsschenkellenkung

Der Lenkwinkel δ_H am Lenkrad wird über das Lenkgetriebe mit der inneren Übersetzung i_G und über Gestänge in Lenkwinkel δ_o bzw. δ_i der Räder außen bzw. innen umgesetzt.

Die Lenkgesamtübersetzung wird nach unten begrenzt von der gewünschten Indirektheit des Lenkungsansprechens bei hohen Fahrgeschwindigkeiten; hier sind Werte unterhalb von 14 für Pkw selten. Die obere Grenze folgt aus der Höhe des zumutbaren Lenkaufwands im Parkierbereich, dies hängt somit unmittelbar mit dem Vorhandensein einer Servounterstützung zusammen und überschreitet eine Übersetzung von 20 kaum (das sind 4 bis 5 Lenkradumdrehungen von Anschlag zu Anschlag; üblich sind 3 bis 4). Konstruktiv entspricht die Lenkgesamtübersetzung dem Produkt aus Lenkgestänge- und Lenkgetriebübersetzung. Für die Lenkgestängeübersetzung muss dabei der Mittelwert aus kurvenäußerem und kurveninnerem Lenkeinschlagwinkel berücksichtigt werden. Bei bekannten wirksamen Spurhebeln (Projektion der Hebel in eine zur Spreizungsachse normalen Ebene) lässt sie sich aus dem Verhältnis Spurhebel zu Lenkstockhebel bestimmen. Bei Zahnstangenlenkungen wird hierfür der Quotient aus effektivem Spurhebel durch Ritzelradius herangezogen (vgl. Kapitel E 2.2).

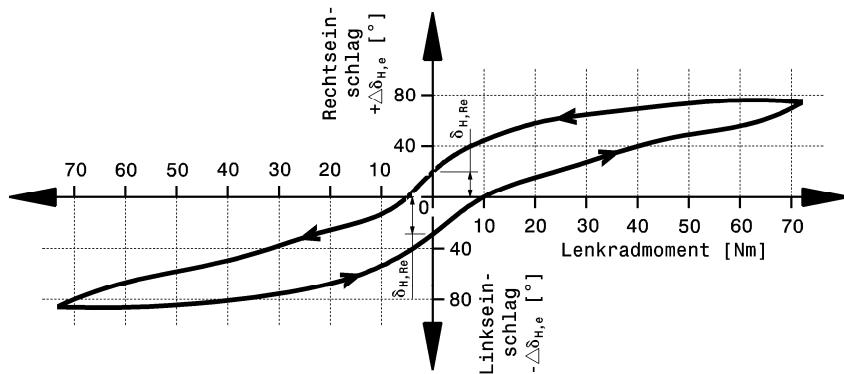


Bild D-14 Elastizitätsmessung an einer Pkw-Lenkung im Stand, nach Reimpel & Betzler (2000)
Die Räder wurden bei der Messung festgehalten und ein Moment am Lenkrad aufgebracht. Erwartungsgemäß nimmt die Nachgiebigkeit $\Delta\delta_{H,e}$ am Lenkrad mit steigendem Moment zu. Allerdings nimmt der Widerstand, also die Steifigkeit der Lenkung zu, die Kurve wird flacher. Das Lenkrad wird nach rechts und links gedreht. Dabei tritt eine Hysterese auf und beim unbelasteten Lenkrad verbleiben Restwinkel $\Delta\delta_{H,Re}$.

Die kinematische Lenkübersetzung unterscheidet sich von den realen Verhältnissen dadurch, dass sämtliche Übertragungsglieder Elastizitäten und Spiele aufweisen. Dadurch kann das Lenkrad gedreht werden, ohne dass die Räder sich bewegen. Wie groß solche Abweichungen im Stand sein können, veranschaulicht eine Messung an einem Pkw mit Zahnstangenlenkung, **Bild D-14**.

Die tatsächlich wirksame Lenkübersetzung, die der Fahrer beim Fahren feststellt, ist die so genannte dynamische Lenkübersetzung und ergibt sich aus der kinematischen Übersetzung durch Überlagerung der Nachgiebigkeit der Übertragungsglieder:

$$i_{dyn} = i_S + \frac{\Delta\delta_{H,e}}{\Delta\delta_H} \quad D.15$$

- i_{dyn} dynamische Lenkübersetzung, –
- $\Delta\delta_{H,e}$ elastische Nachgiebigkeit am Lenkrad, °
- $\Delta\delta_H$ Lenkwinkelbereich am Lenkrad, bei dem $\Delta\delta_{H,e}$ auftritt, °

Das, was der Fahrer empfindet, ist also eine Vergrößerung der Lenkübersetzung durch Elastizitäten in der Lenkanlage. Das Lenkrad muss für einen bestimmten Einschlagwinkel der Räder tatsächlich weiter gedreht werden als es theoretisch notwendig wäre. Mit wachsendem Lenkmoment – z. B. durch eine Lenkunterstützung, durch aerodynamische Abtriebskräfte oder im Gelände – nimmt der Anteil der Nachgiebigkeit zu (siehe Kapitel E 2.2).

Durch das Zusammenwirken von mehreren Gelenksketten kommt es bei Pkw-Lenkungen mit Zahnstangengetriebe auch zu ungewollten Änderungen der kinematischen Lenkübersetzung über dem Lenkwinkelbereich. Naturgemäß schneiden hierbei die Fronttriebler mit den durch Motor und Getriebe benötigten Platzverhältnissen schlechter ab, als Fahrzeuge mit Standardantrieb. So beträgt der Übersetzungsabfall ausgehend von der Geradeausstellung bis zum vollen Lenkeinschlag einer Seite bei Fronttrieblern zwischen 17 und 30 %, bei Fahrzeugen mit Hinterradantrieb beträgt der Abfall nur 5 bis 15 % (Reimpel und Betzler 2000).

Eine Möglichkeit, dem dennoch erforderlichen Kompromiss einer bestimmten Lenkübersetzung zu entgehen, bieten Lenkgetriebe mit variabler Übersetzung.

Die Lenkübersetzung i_S bzw. δ_H/δ_m kann so um die Mittellage (Geradeausfahrt und kleine Lenkwinkel) größer sein und erst bei größeren Einschlagwinkeln der Räder wird sie direkter, vgl. **Bild D-15** (siehe auch Kapitel K).

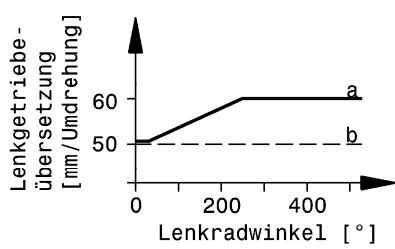


Bild D-15

Variable Lenkübersetzung einer hydraulisch unterstützten Zahnstangenlenkung an einem sportlichen Pkw (Porsche 911 Carrera), nach Achleitner (2005)

a Modelljahr 2005. Bei kleinen Lenkradeinschlägen liegt die Übersetzung ähnlich der des Vorgängermodells bei 17,1:1. Bei Lenkradwinkeln von mehr als 30° wird die Lenkübersetzung zunehmend direkter, bis zu 13,8:1.

b Vorgängermodell mit konstanter Übersetzung.

4 Übertragungseinrichtung

Unabhängig davon, ob eine Zahnstangenlenkung oder ein anderes Lenkgetriebe zum Einsatz kommt, muss die Bewegung vom rahmenfesten Lenkgetriebe auf die radträgerseitigen Spurhebel übertragen werden. Dies geschieht bei Einzelradaufhängung am besten über Gelenkgetriebe (beziehlich gekoppelte Gestänge), die neben der Lenkbewegung auch noch die unterschiedlichen

Radhubbewegungen beim Federn mitmachen müssen. Bild D-16 zeigt einige denkbare Anordnungen von Gestängen.

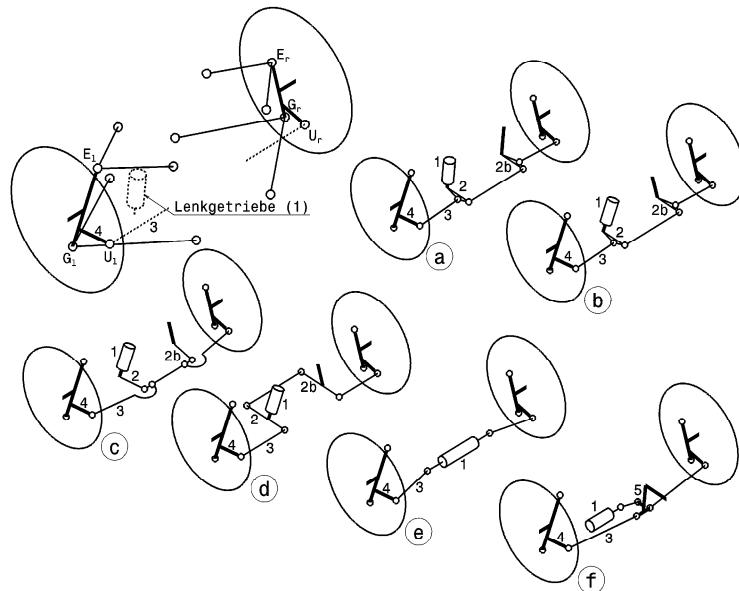


Bild D-16 Lenkgestänge für Einzelradaufhängung Ausgangssituation links oben: Die beiden Gelenke U_l und U_r der Spurhebel (4) links und rechts müssen geeignet mit dem Lenkgetriebe (1) verbunden werden.

- | | |
|---|--------------------------------|
| a Lenkgetriebe senkrecht | d Kippehebel als Zwischenhebel |
| b Lenkgetriebe parallel zu Lenkachse EG | e Zahnstange als Spurstange |
| c mittlere Spurstange mit Kugelgelenken | f Zahnstange mit Zwischenhebel |

Bei Ausführung a liegen die Drehachsen vom Lenkgetriebe (1) und des gegenüberliegenden Führungshebels (2b) parallel. Der Lenkstockhebel (2) bildet mit dem Führungshebel und dem Mittelteil der dreiteiligen Spurstange (3) ein ebenes Gelenkviereck (genauer Parallelogramm). Die beiden Hebel betätigen die außen liegenden Spurstangenteile. Nachteilig bei dieser Ausführung ist die Reibung. Alle sechs Gelenke des Gestänges machen beim Lenken nahezu den vollen Lenkwinkel mit. Dazu kommt noch der unerwünschte Einfluss der Spiele in den Gelenken, die sich noch addieren. Ausführung b entspricht weitgehend der Ausführung a, nur sind hier die Achsen des Lenkgetriebes (1) und des Führungshebels (2b) an die Neigung der Lenkachse EG angepasst. Das wird vor allem bei großen Spreizungswinkeln erforderlich, weil sonst beim Federn der Räder das Eigenlenkverhalten zu groß wird. Bei Ausführung c ist der Mittelteil der Spurstange (3) in Kugelgelenken gelagert. Dadurch erhält diese Stange einen weiteren Freiheitsgrad, nämlich die Drehung um ihre Stabachse. Deshalb müssen die Gelenkmitten der beiden äußeren Spurstangen auf dieser Achse der mittleren Spurstange liegen, damit sie keine unerwünschte Drehung ausführen können. Bei der Variante d erfolgt die Übertragung der Lenkbewegung vom Lenkgetriebe (1) über zwei Umlenkhebel (2, 2b) auf die Spurstangen (3). Dadurch ergibt sich zwar konstruktiver Freiraum in der Mitte des Fahrzeugs (etwa für den Motor), nachteilig sind allerdings hohe Reaktionskräfte mit den dadurch entsprechend großen elastischen Verformungen. Ausführung e ist eine Zahnstangenlenkung. Die Einfachheit und die geringe Anzahl der Teile werden offensichtlich. Bei Variante f betätigt die Zahnstange die Spurhebel (4) nicht direkt, sondern es wird ein Hebel (5) zwischengeschaltet. Die Nachteile ergeben sich durch einen Vergleich mit obigen Betrachtungen. Gegenüber der einfachen Zahnstange sind mehr Teile verbaut, die neben der Masse Spiele und Elastizitäten vergrößern.

Bei der grundsätzlichen Anordnung von Hebeln und Schubstangen (in dem Fall Spurstangen genannt) müssen die auftretenden Übertragungswinkel beachtet werden. Diese sind für die Betriebssicherheit der Lenkung maßgebend, **Bild D-17**.

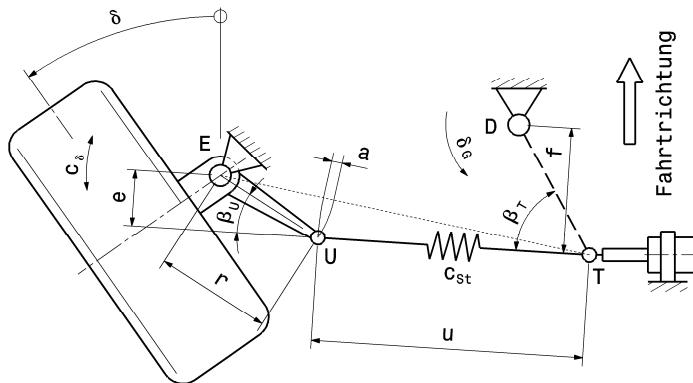


Bild D-17 Übertragungswinkel bei Lenkgestängen, nach Matschinsky (1998)

Für ein linkes Vorderrad ist das Lenkgestänge mit Zahnstangengetriebe und alternativ mit einem Lenkstockhebel (strichliert) im Punkt D dargestellt.

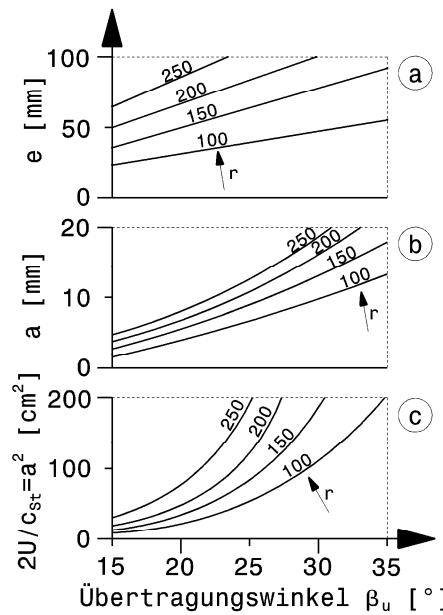
β_U, β_T	Übertragungswinkel	c_δ	Verdrehsteifigkeit eines Rads um die Lenkachse
u	Spurstangenlänge	e	wirksamer Hebelarm der Spurstange
a	Längen-Überdeckung von Spurhebel und Spurstange	f	wirksamer Hebelarm des Lenkstockhebels
r	Spurhebellänge		
c_{St}	Steifigkeit der Spurstange		

Wird der Übertragungswinkel β_U oder $\beta_T = 0^\circ$, ist das Gestänge instabil. Bei Zahnstangenlenkungen entfällt zwar der Lenkstockhebel und der Drehpunkt D ist ein Fernpunkt, es bleibt jedoch der Spurhebel. Insbesondere der Winkel β_U des angetriebenen Spurhebels darf einen Mindestwert nicht unterschreiten, damit es nicht zum Durchschlagen des Lenkgestänges kommen kann. Ein Mindestwinkel ist deshalb erforderlich, weil auch Spiele und Elastizitäten berücksichtigt werden müssen. Der Übertragungswinkel sollte den Wert 25° nicht unterschreiten. Die Lenkgestängeübersetzung ergibt sich zu:

$$i_T = \frac{d\delta_G}{d\delta} = \frac{e}{f} \quad \text{D.16}$$

- i_T Lenkgestängeübersetzung, –
- δ_G Drehwinkel des Lenkstockhebels, °
- δ Einschlagwinkel des Rads, °
- e, f wirksame Hebelarme, mm. Siehe **Bild D-17**.

Bei der Beurteilung von Sicherheitsreserven der Lenkung kommt auch die Spurhebellänge r ins Spiel. **Bild D-18** zeigt den Verlauf wichtiger Größen über den Übertragungswinkel β_U für ein Zahnlenfbeispiel mit der Spurstangenlänge $u = 300$ mm. Aus dem Diagramm c, das die entscheidende Energieaufnahme bis zum Durchschlagen des Gestänges darstellt, erkennt man, dass bei kurzen Spurhebeln größere Übertragungswinkel erforderlich sind, will man eine Mindestenergieaufnahme nicht unterschreiten. Tatsächlich liegen die minimalen Übertragungswinkel bei Pkw zwischen 20° bei langen und 30° bei kurzen Spurhebeln (Matschinsky 1998).



Im Nachfolgenden soll die Übertragung bei Zahnstangenlenkungen näher betrachtet werden. Die Lage des Lenkgetriebes (vor oder hinter der Achse) legt die Anordnung des Ritzels zur Zahnstange und die Ausrichtung der Spurhebel fest. Die Lenkbewegung des Fahrers wird über die Lenkwelle auf das Ritzel und damit auf die Zahnstange übertragen. Die Übertragungskette muss demnach so sein, dass beim Drehen des Lenkrads nach rechts auch die Räder nach rechts eingeschlagen werden, **Bild D-19**.

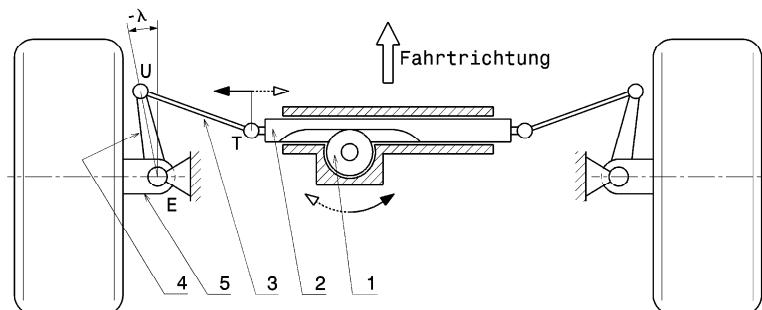


Bild D-19 Lenkgetriebe vor der Achse

Die Lenkradbewegung wird über das Zahnrad (1), das auf der Lenkwelle sitzt, auf die Zahnstange (2) übertragen. Diese wiederum ist an ihren Enden über die Spurstangen (3) mit den Spurhebeln (4) gelenkig verbunden. Wird die Zahnstange verschoben, dreht sich der Radträger (5) um den Punkt E. Damit die Lenkbewegung gleichsinnig vom Lenkrad übertragen wird, muss das Ritzel (1) unter der Zahnstange sitzen. Zur Erfüllung der Ackermannbedingung weisen die Spurhebel nach außen (Winkel λ negativ).

Die Spurhebel können unabhängig von der Lage des Lenkgetriebes nach vorne oder nach hinten weisen. Zur Erzielung einer reinen Ackermannlenkung müssen die Hebel dabei allerdings zur Fahrzeulgängebene geneigt werden, **Bild D-20**.

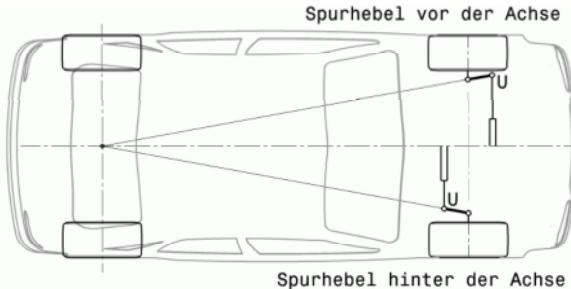


Bild D-20 Anordnung der Spurhebel für eine Ackermann-Lenkung

Liegt der Spurstangenanschluss U vor der Achse, muss der Spurhebel nach außen zeigen. Im anderen Fall mit dahinter liegendem Gelenk U zeigt der Hebel zum Wagen. Für ideale Ackermann-Winkel trifft die Hebelverlängerung nach hinten den Schnittpunkt der Hinterachse mit der Fahrzeugmitte.

Die Übertragungsglieder (Spurstangen und Hebel) und die Vorderachse beschreiben in der Draufsicht in jedem Fall ein Trapez und kein Parallelogramm. Deshalb spricht man bei dieser Anordnung auch von einem Lenktrapez. Weisen die Spurhebel nach außen, werden die Spurstangen bei gleichem Lenkgetriebe länger. Beim Federn der Räder kommt es dann im Allgemeinen zu geringeren Relativbewegungen der Spurstangen und damit zu weniger Eigenlenkverhalten.

Mit der prinzipiellen Ausrichtung der Spurhebel ist allerdings noch nicht gewährleistet, dass der gewünschte Verlauf des Spurdifferenzwinkels (siehe **Bild D-6**) erreicht wird. Die Bewegungen der Gelenkpunkte T und U der Spurstange sind beim Lenken grundsätzlich andere, **Bild D-21**. Das Zahnstangengelenk T bewegt sich auf einer geradlinigen Bahn quer zur Fahrtrichtung und der Anschluss U am Spurhebel rotiert um die Lenkachse EG, beschreibt also eine Kreisbahn im Raum.

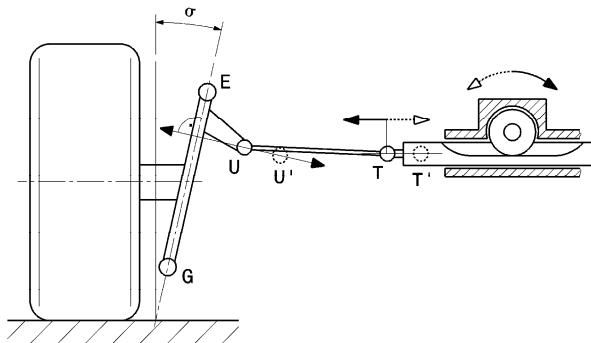


Bild D-21 Bewegung der Spurstange beim Lenken

Beim Lenken bewegt sich der Punkt T mit der Zahnstange parallel zur Fahrbahn und wird T'. Der zweite Anschluss U der Spurstange dreht sich um die Lenkachse EG und wird U'. Bei diesem Beispiel ist kein Nachlaufwinkel vorhanden, daher ist in der Ansicht von hinten die Kreisbahn eine Normale auf die Lenkachse.

Bei der Konstruktion der Lenkung müssen also die mittels untenstehender Methoden festgelegten Gelenkspunkte noch fein justiert werden, damit sich die beim Lenken ergebende Istkurve des Lenkwinkels der Wunschkurve (Sollkurve) bestmöglich annähert.

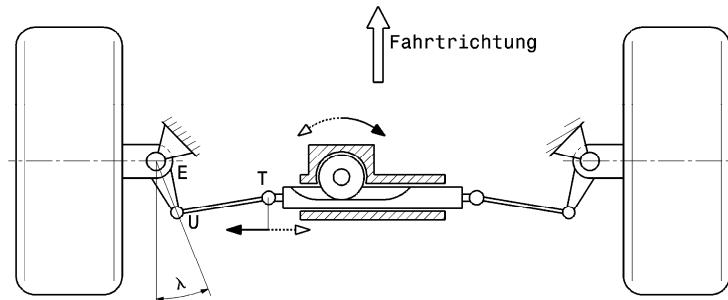


Bild D-22 Lenkung hinter der Achse

Befindet sich das Lenkgetriebe hinter der Vorderachse, so weisen die Spurhebel nach innen. Das Lenkgetriebe ist asymmetrisch aufgebaut, wie es für zweisitzige Fahrzeuge üblich ist (Linkslenker). Das Ritzel sitzt über der Zahnstange. An den Enden der Zahnstange sind die Spurstangen befestigt.

Grundsätzlich bieten sich einige Möglichkeiten ein Lenkgetriebe und Lenkgestänge gegenüber der Vorderachse anzutragen. Das Lenkgetriebe kann vor oder hinter der Achse sitzen und unabhängig davon können die Spurhebel nach vorne oder hinten weisen. Das Ritzel befindet sich dabei über oder unter der Zahnstange. Die Bilder D-22 bis D-24 zeigen prinzipielle Anordnungen mit annähernd gleicher Lenkgeometrie. Die Spurstangen stellen die gelenkige Verbindung zwischen der Zahnstange und den Spurhebeln her und übertragen dabei Zug-Druckkräfte.

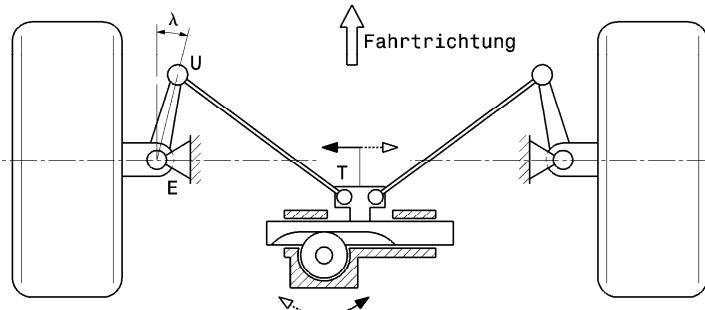
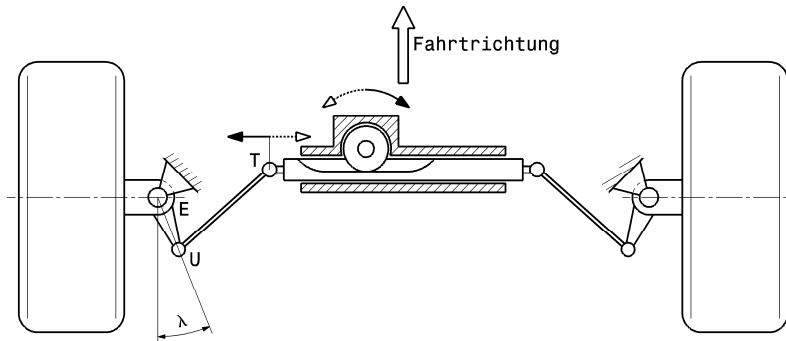


Bild D-23 Lenkung hinter der Achse

Das Lenkgetriebe befindet sich hinter und oberhalb der Mittellinie der Vorderachse. Die Spurhebel weisen nach vorn. Damit die Spurstangen trotzdem lange ausgeführt werden können, was aus kinematischen Gründen angestrebt wird, erfolgt die Anbindung an die Zahnstange in der Mitte („Mittenabgriff“). Sind die Spurstangen zu kurz, kommt es zum unerwünschten Eigenlenkerverhalten beim Ein- und Ausfedern.

Das Ritzel sitzt unter der Zahnstange.

Es sei noch angemerkt, dass die Spurhebel in dem Fall nicht die Orientierung nach Bild D-20 aufweisen, sondern genau gegenteilig nach innen weisen. Die gesamte Anordnung der Lenkung führt jedoch dennoch zu einem Spurdifferenzwinkelverlauf nach Ackermann.



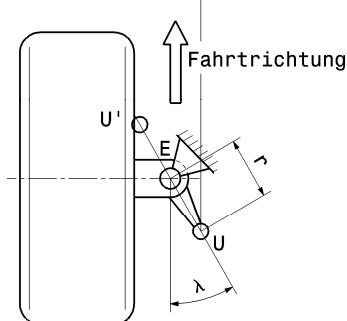
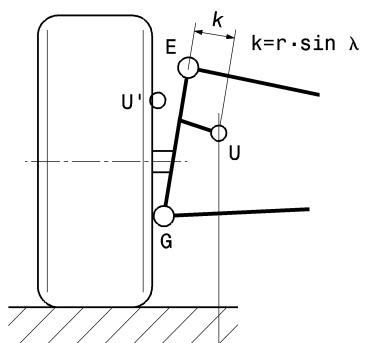
D

Bild D-24 Lenkung vor der Achse

Bei dieser Anordnung liegt das Lenkgetriebe vor der Achse und die Spurhebel weisen nach hinten und innen. Das Ritzel sitzt über der Zahnstange.

Beim Ein- und Ausfedern der Räder soll idealerweise keine Vorspuränderung der Räder, also keine Lenkbewegung, auftreten. In dem Zusammenhang kommt es auf die Lage der Spurstangengelenkpunkte T und U in Bezug zu Rahmen und Fahrwerk an. Erfolgt nämlich beim Federn eine Relativbewegung zwischen den Gelenkpunkten, ist eine Lenkbewegung der Räder die unausweichliche Folge.

Bevor kinematische Untersuchungen durchgeführt werden, muss der Spurhebel festgelegt werden, **Bild D-25**. Übliche Spurhebellängen r liegen grob im Bereich um 100 mm.

**Bild D-25**

Ermittlung des Spurhebelgelenkpunkts U

Bevor die Lage von Lenkgetriebe und Spurstange festgelegt werden kann, wird die Anbindung an den Spurhebel gebraucht.

Der Spurhebel weist nach außen (U') oder innen (U), vgl. **Bild D-20**, liegt also in der Ansicht von hinten links oder rechts von der Lenkachse EG. Der Abstand k kann aus den festgelegten Werten des Winkels λ und der Spurhebellänge r ermittelt werden.

Eine weitere Überlegung zur Lage des Spurhebels und der Spurstange ergibt sich – bei vorne liegenden Spurhebeln – aus dem zur Verfügung stehenden Bauraum innerhalb der Felge. Beim größten Einschlagwinkel der Räder darf es zu keiner Kollision zwischen Spurstange und Felge kommen. Im Gegenteil – man wird sogar einen Sicherheitsabstand lassen, damit auch trotz Elastizitäten in der Lenkung immer ein Abstand zwischen den Teilen verbleibt, **Bild D-26**. Wird ein großer Einschlagwinkel gebraucht, kann es erforderlich sein, den Spurhebel in vertikaler Richtung zur Radmitte hin zu verschieben, wo die Felge den größten Raum in Längsrichtung frei gibt.

D

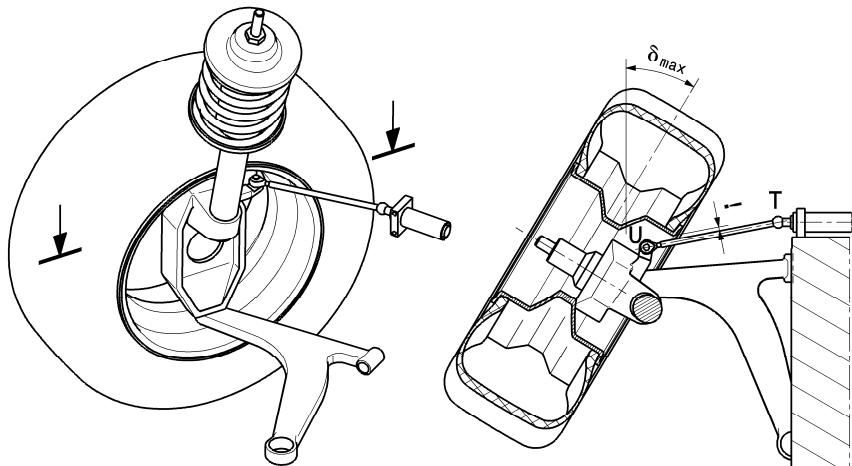


Bild D-26 Erforderlicher Freigang des Lenkgestänges

Dargestellt ist das linke Vorderrad. Auch beim größten Einschlagwinkel δ_{\max} muss die Spurstange UT einen Abstand zur Felge aufweisen. Der zur Verfügung stehende Platz wird dadurch eingeschränkt. Man erkennt auch, dass der Platz für den Spurhebel umso kleiner wird, je höher er innerhalb der Felge liegt.

Wenn der Spurhebelpunkt U festliegt, muss der zweite Anschluss der Spurstange T gefunden werden. Dies ist unter anderem mithilfe von Polen möglich, **Bilder D-27 bis D-31**. Liegt der Anbindungspunkt T fest, ist auch die Lage des Lenkgetriebes gegeben, denn die gleichnamigen Punkte der anderen Fahrzeugseite ergeben sich durch Spiegelung an der Fahrzeugmittenebene.

Muss das Lenkgetriebe hoch angeordnet werden, so kann auch die Spurstange über dem oberen Querlenker zu liegen kommen, **Bild D-28**.

Liegen die Querlenker in Konstruktionslage parallel, liegt auch die Spurstange parallel dazu, **Bild D-29**.

Die Lage der Spurstange kann über die Betrachtung der Pole auch für andere Radaufhängungen herangezogen werden. Die **Bilder D-30** und **D-31** zeigen die Umsetzung für die radführende Federbeinachse (McPherson). Man erkennt, dass je höher der Anbindungspunkt U der Spurstange an den Spurhebel liegt, desto weiter wandert der Anlenkpunkt T an die Zahnstange zur Wagenmitte. Das wiederum kann zu Problemen führen, wenn die Spurweite klein und das Lenkgetriebe lang ist. Im Extremfall bleibt nur noch die Lösung, die Spurstangen nicht an den Enden der Zahnstange, sondern in deren Mitte zu befestigen.

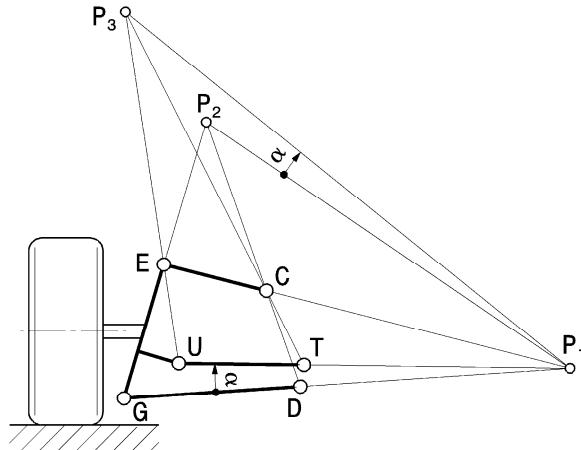


Bild D-27 Ermittlung der Spurstangenlage

Bekannt sind die Gelenkspunkte der Querlenker, nämlich E und C bzw. G und D, sowie der Spurhebelanschluss U. Damit lässt sich der Pol P_1 ermitteln. Der Pol P_2 ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Geraden GE und DC. Anschließend wird der Winkel α ermittelt, den die Gerade UP₁ mit dem unteren Querlenker GD einschließt. Die Orientierung des Winkels ausgehend vom Querlenker ist wichtig, denn im selben Sinne muss der Winkel von der Verbindung der Pole P₁P₂ aufgetragen werden. Das heißt läge U unter dem Querlenker, so müsste α in die andere Richtung von der Strecke P₁P₂ aufgetragen werden. Der Spurstangenpol P₃ folgt aus dem Schnittpunkt der Geraden UE mit dem zuletzt gezeichneten Winkelschenkel. Nun lässt sich der gesuchte Anschluss T der Spurstange festlegen. Er ergibt sich aus dem Schnitt von P₃C mit P₁U.

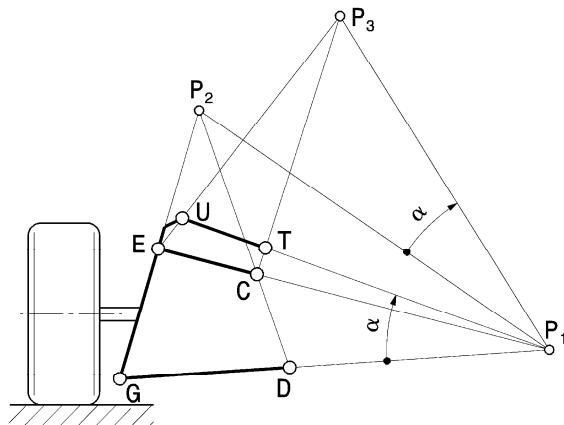


Bild D-28 Ermittlung der Spurstangenlage

Die Vorgehensweise in dem Bild ist jene aus **Bild D-27**. Der einzige Unterschied liegt in der Anordnung des Spurhebels UE. Er ist oberhalb des oberen Querlenkers EC angebracht und weist nach hinten innen. Damit ergibt sich auch die Anbindung T an die Zahnstange oberhalb des Querlenkers.

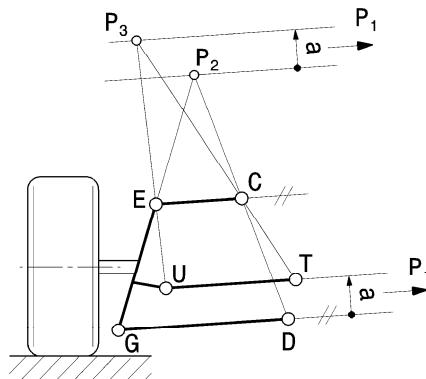


Bild D-29 Ermittlung der Spurstangenlage

Die Vorgehensweise in dem Bild entspricht weitgehend jener aus **Bild D-27**. Die Gelenkpunkte E, C und G sind hier ebenso bekannt wie der Spurhebelanschluss U. Nur ist im vorliegenden Fall der Pol P_1 bei parallelen Querlenkern ein Fernpunkt. Zur Bestimmung von P_3 wird nun die Gerade UE mit einer Parallelen im Abstand a (Orientierung, nach oben oder unten, wieder wichtig wie im **Bild D-27**) von P_2 geschnitten. Mit dem Spurstangenpol P_3 folgt der Zahnstangenanlenkpunkt T direkt aus dem Schnitt der Geraden P_3C mit der Spurstange.

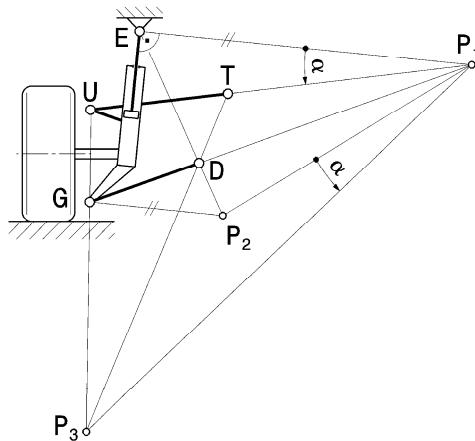


Bild D-30 Ermittlung der Spurstangenlage an McPhersonachse

Bei dieser McPhersonachse liegt der Spurhebel mit seinem Anschluss U oberhalb und vor der Vorderachse. Neben dem Schwenklager mit den Gelenken E und G ist auch der Querlenker GD gegeben. Mit dem karosseriefesten Lager E und dem Querlenker wird der Querpunkt P_1 konstruiert. P_1 ist der Schnittpunkt der Normalen auf die Bewegungsrichtung des Dämpferbeins mit dem verlängerten Querlenker. Der Pol P_2 ergibt sich nun aus dem Schnitt einer Parallelen zum Polstrahl P_1E durch G und der Geraden ED. Der Winkel α wird von der Geraden P_1P_2 im gleichen Sinne wie der gemessene Winkel zwischen P_1E und P_1U aufgetragen. Mit der Geraden UG lässt sich dann der Pol P_3 konstruieren. Mit dem Spurstangenpol P_3 folgt direkt der zweite Spurstangenpunkt T, weil er auf der Geraden P_3D liegt.

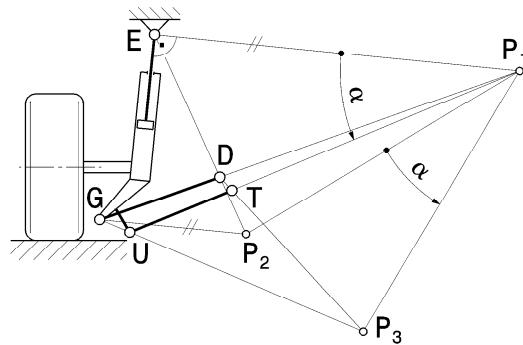


Bild D-31 Ermittlung der Spurstangenlage an McPhersonachse

Die Vorgehensweise zur Bestimmung des zweiten Spurstangenpunkts T ist gleich wie im vorhergehenden Bild. Nur die Anordnung des Spurhebels ist anders gewählt. In vorliegender Anordnung weist er nämlich nach innen und dabei kann sein Anlenkpunkt U zur Spurstange auch unter dem Querlenkeranschluss G liegen.

Bei Doppelquerlenkerachsen ist eine nahe liegende Möglichkeit, das Lenkgetriebe so anzuordnen, dass die Spurstangen mit den Ebenen der oberen oder unteren Dreiecksquerlenker zusammenfallen. Liegen dann noch die Anbindungspunkte T der Zahnstange auf den Drehachsen, kommt es zumindest bei Geradeausfahrt zu keiner Lenkbewegung beim Ein- und Ausfedern, **Bild D-32**.

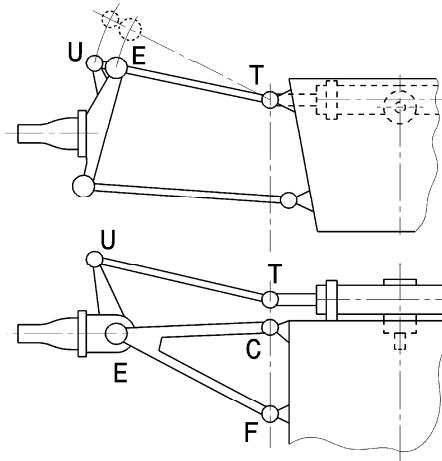


Bild D-32 Lage der Spurstangen ohne Eigenlenkverhalten

Draufsicht (unten) und Ansicht von hinten (oben). Die Spurstange mit den Gelenken T und U liegt in der Geradeausstellung in der Ebene des oberen Dreiecksquerlenkers mit den Anbindungspunkten E, C und F. Das Zahnstangengelenk T liegt auf der Drehachse CF des Querlenkers. Auch die Verbindung U zwischen Spurstange und Spurhebel liegt in der Ebene des Querlenkers.

Oben beschriebene Methoden gehen von einem ebenen Modell aus, was bei realen Fahrzeugen kaum vorkommt. Die solchermaßen bestimmten Punkte des Lenkgestänges können somit nur als Anhaltspunkte herangezogen werden. Die genaue Festlegung des Lenkgestänges nimmt der Kon-

strukteur durch „Probieren“ an Zeichnungen oder zeitgemäßer am Rechner vor. Damit kommt er schneller ans Ziel als mit aufwändigen Hilfskonstruktionen, die den räumlichen Charakter der Lenkung und des Fahrwerks berücksichtigen (Matschinsky 1998).

Treten am gebauten Fahrzeugprototyp Lenkbewegungen beim Federn auf, so kann das Verhalten durch Verschieben des Lenkgetriebes bzw. durch Längenänderung der Spurstangen verbessert werden, **Tabelle D-1**.

D

Tabelle D-1 Abhilfemaßnahmen bei Eigenlenkverhalten, nach Staniforth (1999)

Lenkbewegung beim		Abhilfemaßnahme	
Einfedern	Ausfedern	Verschiebung des Lenkgetriebes	Länge der Zahnstange
Vorspur	Nachspur	Vor der Achse: anheben Hinter der Achse: absenken	–
Nachspur	Vorspur	Vor der Achse: absenken Hinter der Achse: absenken	–
Nachspur	Nachspur	–	Vor der Achse: verlängern Hinter der Achse: kürzen
Vorspur	Vorspur	–	Vor der Achse: kürzen Hinter der Achse: verlängern

Literatur zu Kapitel D

- ACHLEITNER, A. (2005): Der neue Porsche 911 Carrera, Vortrag im Rahmen der ÖVK (Österr. Verein für Kraftfahrzeugtechnik)-Vortragsreihe. Wien 2005
- HEIDER, H. (1970): Kraftfahrzeuglenkung, VEB Verlag Technik, Berlin, 1970
- HEIßING, B. (2004): Moderne Fahrwerksauslegung, Vortrag im Rahmen der ÖVK (Österr. Verein für Kraftfahrzeugtechnik)-Vortragsreihe. Graz 2004
- MATSCHINSKY, W. (2007): Radführungen der Straßenfahrzeuge, 3. Auflage. Springer Verlag: Berlin 2007
- REIMPEL, J. (Hrsg.) und BETZLER, J. (2000): Fahrwerktechnik Grundlagen, 4. Auflage, Vogel Buchverlag: Würzburg 2000
- STANIFORTH, A. (1999): Competition Car Suspension, 3. Auflage. Haynes Verlag: Sparkford 1999

E

Fahrdynamische Grundlagen der Querdynamik

In diesem Kapitel erfolgt eine Einführung in die Querdynamik und in die stationäre und dynamische Kurvenfahrt. Mit zuerst einfachen Modellbetrachtungen sollen die wesentlichen Faktoren analysiert werden, welche die Querdynamik des Fahrzeugs, aber auch den vom Fahrer indizierten Lenkradwinkel bzw. das Lenkradmoment, beeinflussen. Ausgehend von den prinzipiellen Zusammenhängen für die langsame bzw. schnelle Kurvenfahrt (siehe B) werden zur genaueren Analyse Modelle benötigt. Ausgehend vom linearen Einspurmodell wird die stationäre Kreisfahrt analysiert und auf die dynamische Kurvenfahrt übergeleitet. Dies erfolgt klassisch mit analytischen Formeln. Der große Vorteil von diesen ist, dass die Zusammenhänge explizit einsehbar sind. Zur Berücksichtigung der Effekte der Radlastverlagerung muss das Einspurmodell auf ein Zweispurmodell erweitert werden. Dies erfolgt üblicherweise mit numerischen Simulationsmodellen, da mit geschlossenen Formeln diese Zusammenhänge kaum mehr erschlossen werden können.

1 Fahrzeugmodellierung – lineares Einspurmodell

Die wichtigsten Fragen in der Fahrdynamik sind wohl, warum ein Fahrzeug definiert lenkbar ist, stabil fährt und nicht durch Störungen von dem Kurs wesentlich abgebracht wird. Speziell bei höheren Geschwindigkeiten und bei Kurvenfahrten war das bis in die 60er Jahre des letzten Jahrhunderts ein zentrales Problem. Wie in Kapitel A 2 erläutert, gehen die theoretischen Untersuchungen auf Riekert und Schunck (1940) zurück. Sie entwickelten das so genannte Einspurmodell, welches mit sehr wenigen Freiheitsgraden auskommt. Mit diesen können die wichtigsten Fragen der Fahrdynamik bereits analysiert und beantwortet werden. Folgende zwei zentrale Vereinfachungen werden angenommen:

- Alle Kräfte wirken in der ebenen und waagrechten Fahrbahn. Dazu ist es auch notwendig, die Schwerpunktshöhe zu vernachlässigen, da im Schwerpunkt die Zentrifugalkraft angreift. Dadurch resultiert aus der Zentrifugalkraft auch keine zusätzliche Belastung am kurvenäußerem Rad bzw. Entlastung am kurveninneren Rad, d. h. das jeweils linke und rechte Rad jeder Achse wird genau gleich belastet. Deshalb kann man diese in „ein Rad“ zusammenfassen. Das Fahrzeug kann auf Grund dieser Annahme auch nicht mehr wanken und der Wankfreiheitsgrad entfällt.
- Die Gleichungen des Systems werden linearisiert. Die Reifenkraft wird proportional dem Schräglauwinkel ohne jegliche Einlaufstrecke angenommen. Der Reifennachlauf, da klein gegenüber dem Radstand, wird vernachlässigt. Unter Annahme kleiner Winkel (Schräglau, Schwimmwinkel, ...) werden die Winkelfunktionen linearisiert.

Durch diese Annahmen eignet sich dieses Modell für den On-Center Bereich und den Normalfahrbereich bis zu ca. 4 m/s². Der fahrdynamische Grenzbereich nahe der Kraftschlussgrenze kann nicht abgebildet werden, da dann die dynamische Radlastverteilung und die so genannte Reifensättigung dominant werden. Jedoch bewegt sich der Normalfahrer zum allergrößten Teil in eben diesem Fahrbereich und deshalb ist dieser Bereich ausschlaggebend für das von ihm erschlossene Fahrverhalten.

Im Bild E-1 sind die verwendeten Koordinatensysteme eingezeichnet. X_E und Y_E bezeichnen das erdfeste horizontierte Koordinatensystem. Das Fahrzeug selbst führt das fahrzeugfeste Koordinaten- system X_V und Y_V im Schwerpunkt mit (ISO 8855). Der Winkel, welchen die Fahrzeugmittelebene

mit der erdfesten X_E -Achse einschließt, wird als Gierwinkel ψ bezeichnet. Der Schwerpunkt bewegt sich mit der Geschwindigkeit v . Der Geschwindigkeitsvektor v zeigt im Allgemeinen nicht in Richtung der Fahrzeugmittelebene, sondern schließt mit dieser den so genannten Schwimmwinkel β ein. Der Kurswinkel ergibt sich aus der Summe des Gier- und Schwimmwinkels. Das Fahrzeug dreht sich um den Momentanpol ICM, welcher sich aus den im Rechten Winkel auf die Geschwindigkeitsvektoren stehenden Polstrahlen ergibt. Dieser liegt bei stationärer Kreisfahrt im Abstand des Krümmungsradius R vom Schwerpunkt entfernt. Bei sehr langsamer Fahrt ohne Lenkwinkel an der Hinterachse und mit vernachlässigbaren Seitenkräften fallen die Geschwindigkeitsvektoren in die jeweiligen Radmittelebenen. Der Momentanpol liegt dann auf Höhe der Hinterachse. An der Vorderachse wird der Lenkwinkel δ_A benötigt, dieser wird auch als Ackermannlenkwinkel bezeichnet (siehe Kapitel D 2). Die im Bild eingezeichneten Orientierungen werden als positiv definiert. Diese entstehen beim Befahren einer Linkskurve.

E

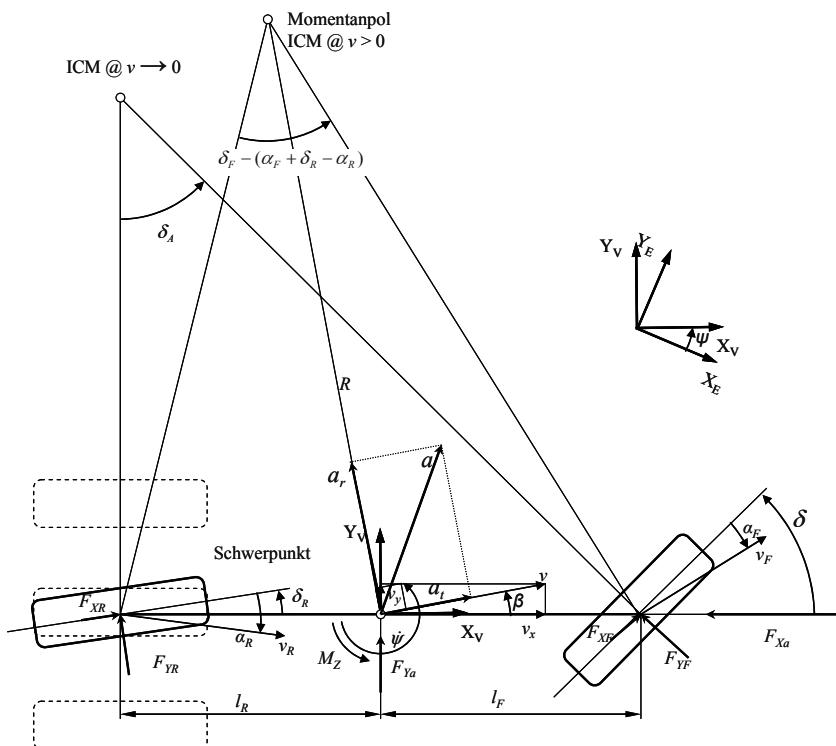


Bild E-1 Kräfte und kinematische Größen am Einspurmodell

1.1 Bewegungsgleichungen

Die wirkenden Reifenkräfte und Luftkräfte sind in **Bild E-1** eingezeichnet. Der Schwerpunktsatz im fahrzeugfesten Koordinatensystem für die Fahrzeulgängsrichtung ergibt:

$$m_V \cdot a_t \cdot \cos \beta - m_V \cdot a_r \cdot \sin \beta = F_{YF} \sin \delta + F_{XF} \cos \delta + F_{YR} \sin \delta_R + F_{XR} \cos \delta_R + F_{Xa} \quad E.1$$

für die Fahrzeugquerrichtung ergibt:

$$m_V \cdot a_t \cdot \sin \beta + m_V \cdot a_r \cdot \cos \beta = F_{YF} \cos \delta + F_{XF} \sin \delta + F_{YR} \cos \delta_R + F_{XR} \sin \delta_R + F_{Ya} \quad E.2$$

Dabei bezeichnet δ den Lenkwinkel an der Vorderachse und δ_R den Lenkwinkel an der Hinterachse. Die lateralen Reifenkräfte vorn und hinten sind F_{YF} und F_{YR} , F_{Ya} die seitliche aerodynamische Luftkraft. Wie in Bild E-2 aufgezeigt, greift die Seitenkraft um den Reifennachlauf versetzt an. Da dieser Reifennachlauf sehr klein ist im Verhältnis zum Radstand wird dieser Versatz hier vernachlässigt.

Der Drallsatz um die vertikale Achse Z_V im Schwerpunkt ergibt:

$$I_Z \cdot \ddot{\psi} = (F_{YF} \cos \delta + F_{XF} \sin \delta) \cdot l_F - (F_{YR} \cos \delta_R + F_{XR} \sin \delta_R) \cdot l_R + M_Z \quad E.3$$

mit M_{Za} als aerodynamisches Giermoment.

Unter Annahme kleiner Seitenkräfte und unter Vernachlässigung des transienten Reifenverhaltens ergibt sich eine lineare Abhängigkeit zwischen Schräglaufwinkel vorn α_F bzw. hinten α_R und der entsprechenden (Achs-)Reifenseitenkraft:

$$F_{YF} = C_{\alpha F} \cdot \alpha_F \quad \text{und} \quad F_{YR} = C_{\alpha R} \cdot \alpha_R \quad E.4$$

Der Proportionalitätsfaktor C_α wird als Schräglaufstiefigkeit bezeichnet.

Den Zusammenhang zwischen den Schräglaufwinkeln, den Lenkwinkeln an der Vorderachse δ und der Hinterachse δ_R und dem Schwimmwinkel β kann aus dem Bild E-2 abgeleitet werden. Da das Fahrzeug starr ist, muss die Längsgeschwindigkeitskomponente an jedem Punkt des Fahrzeugs gleich sein. Angewendet auf den Schwerpunkt und die Vorder- und Hinterachse ergibt:

$$\begin{aligned} v_{XR} &= v \cos \beta = v_R \cos(\delta_R - \alpha_R) \quad \text{bzw.} \\ v_{XF} &= v \cos \beta = v_F \cos(\delta_F - \alpha_F) \end{aligned} \quad E.5$$

In Längsrichtung des Fahrzeugs ändert sich die Quergeschwindigkeit um den Drehanteil der Gierrate mal den Abstand:

$$\begin{aligned} v_{YR} &= v_R \sin(\delta_R - \alpha_R) = v \sin \beta - \dot{\psi} \cdot l_R \\ v_{YF} &= v_F \sin(\delta_F - \alpha_F) = v \sin \beta + \dot{\psi} \cdot l_F \end{aligned} \quad E.6$$

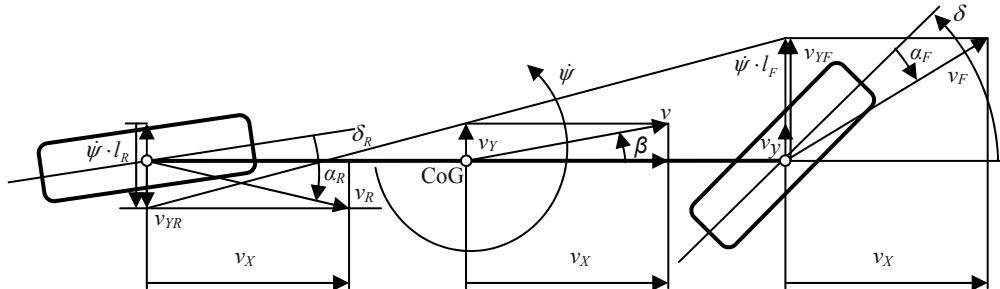


Bild E-2 Zusammenhänge der Geschwindigkeiten am Einspurmodell

Durch Kombination der Gleichungen E.5 und E.6 ergibt sich:

$$\tan(\delta_R - \alpha_R) = \frac{v \sin \beta - \dot{\psi} \cdot l_R}{v \cos \beta} \quad \text{und} \quad \tan(\delta_F - \alpha_F) = \frac{v \sin \beta + \dot{\psi} \cdot l_F}{v \cos \beta} \quad E.7$$

Für die angenommenen kleinen Winkel vereinfacht sich die Gleichung oben für die Vorderachse zu:

$$\alpha_F = -\beta + \delta - \frac{\dot{\psi} \cdot l_F}{v} \quad E.8$$

und für die Hinterachse zu:

$$\alpha_R = -\beta + \delta_R + \frac{\dot{\psi} \cdot l_R}{v} \quad E.9$$

Der Schwimmwinkel kann für kleine Winkel als Quotient der Quer- zu Längsgeschwindigkeit ausgedrückt werden:

$$\beta = \frac{v_y}{v_x} \quad \text{E.10}$$

Durch Linearisierung für kleine Winkel, Substitution der Reifenquerkräfte durch E.4 bzw. der Schräglauwinkeln durch E.8 und E.9 in Gleichung E.1 und E.3 ergeben sich die linearisierten Bewegungsgleichungen des Fahrzeugs:

$$m_V \cdot a_t = F_{XF} + F_{XR} + F_{Xa} \quad \text{E.11}$$

$$m_V \cdot a_t \cdot \beta + m_V \cdot a_r = C_{\alpha F} \cdot \left(-\beta + \delta_F - l_F \frac{\psi}{v} \right) + C_{\alpha R} \cdot \left(-\beta + \delta_R + l_R \frac{\psi}{v} \right) + F_{Ya} \quad \text{E.12}$$

$$I_Z \cdot \ddot{\psi} = C_{\alpha F} \cdot \left(-\beta + \delta_F - l_F \frac{\psi}{v} \right) \cdot I_F - C_{\alpha R} \cdot \left(-\beta + \delta_R + l_R \frac{\psi}{v} \right) \cdot I_R + M_{Za} \quad \text{E.13}$$

Die Bewegungsgleichungen beschreiben das Verhalten des Fahrzeugs in seinen Freiheitsgraden. Doch selbst mit Vorgabe des Lenkwinkels, der Antriebs- und der Aerodynamikkräfte bleiben noch die Geschwindigkeit, der Gierwinkel, der Schwimmwinkel und die Zentripetalbeschleunigung als Unbekannten. Die benötigte zusätzliche Gleichung kommt nach Mitschke und Wallentowitz (2003) über die geometrische Betrachtung der Bahnkurve. Der Krümmungsradius R kann in Abhängigkeit des Kurzwinkels $\beta + \psi$ und der Bahnkurve u ausgedrückt werden:

$$\frac{1}{R} = \frac{d(\beta + \psi)}{du} \quad \text{E.14}$$

Die Geschwindigkeit ergibt sich aus der Ableitung der Bahnkurve:

$$v = \frac{du}{dt} \quad \text{und somit} \quad \frac{1}{R} = \frac{d(\beta + \psi)}{v \cdot dt} = \frac{\dot{\beta} + \dot{\psi}}{v} \quad \text{E.15}$$

Die Zentripetalbeschleunigung ergibt sich zu:

$$a_r = \frac{v^2}{R} = v^2 \frac{\dot{\beta} + \dot{\psi}}{v} = v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \quad \text{E.16}$$

Somit ist die fehlende Beziehung gefunden. Mit den Gleichungen E.11 bis E.13 und E.16 kann die Fahrzeugbewegung unter Vorgabe der Antriebskräfte vorne F_{XF} und hinten F_{XR} , der Aerodynamikkräfte F_{Xa} und F_{Ya} , des Moments M_{Za} , der Lenkwinkel an der Vorderachse δ und der Hinterachse δ_R simuliert werden.

1.2 Lenkwinkel – Lenkradwinkel – Lenkungsverstärkung

Da der Fahrer nicht den Lenkwinkel am Rad einstellt, sondern am Lenkrad den Lenkradwinkel wählt, sollen in diesem Abschnitt die Zusammenhänge zwischen Lenkwinkel, Lenkradwinkel, Lenkradmoment und der unterstützenden Lenkungsverstärkung analysiert werden. Hierbei wird vereinfachend angenommen, dass am linken und rechten Rad der gleiche Lenkwinkel anliegt, da für das Einspurmodell keine Unterscheidung möglich ist. Es wird auch von kleinen Winkeln ausgegangen, damit die trigonometrischen Funktionen linearisiert werden können. Reibungen, Dämpfungen und Spiel werden hier ausgeklammert.

In Bild E-3 ist eine vereinfachte Zahnstangenlenkung abgebildet. Am Lenkrad wird ein Lenkradwinkel δ_H oder ein Lenkradmoment M_H aufgebracht. Diese Eingangsgröße wird durch die Lenk-

säule an den Drehstab mit der Torsionsteifigkeit C_T weitergeleitet. Das Ritzel mit dem Freiheitsgrad δ_H^* setzt die Drehbewegung in eine Translation s_R der Zahnstange um. Mit dem Spurhebel der Länge r_L wird die Translation wieder in eine Drehbewegung δ^* umgewandelt. Die Elastizität der Spurstange und der Achsaufhängung wird in der Drehsteifigkeit C_R berücksichtigt, welche das Lenkmoment auf das Rad überträgt und den Lenkwinkel δ bedingt. Die kinematischen Zusammenhänge beschreiben das Lenksystem ohne Verformung der Drehfedern, d. h. ohne das Anliegen jeglicher Kräfte und Momente. Der Lenkwinkel ergibt sich mit der kinematischen Lenkuversetzung i_S zu:

$$\delta = \frac{\delta_H}{i_S} \quad E.17$$

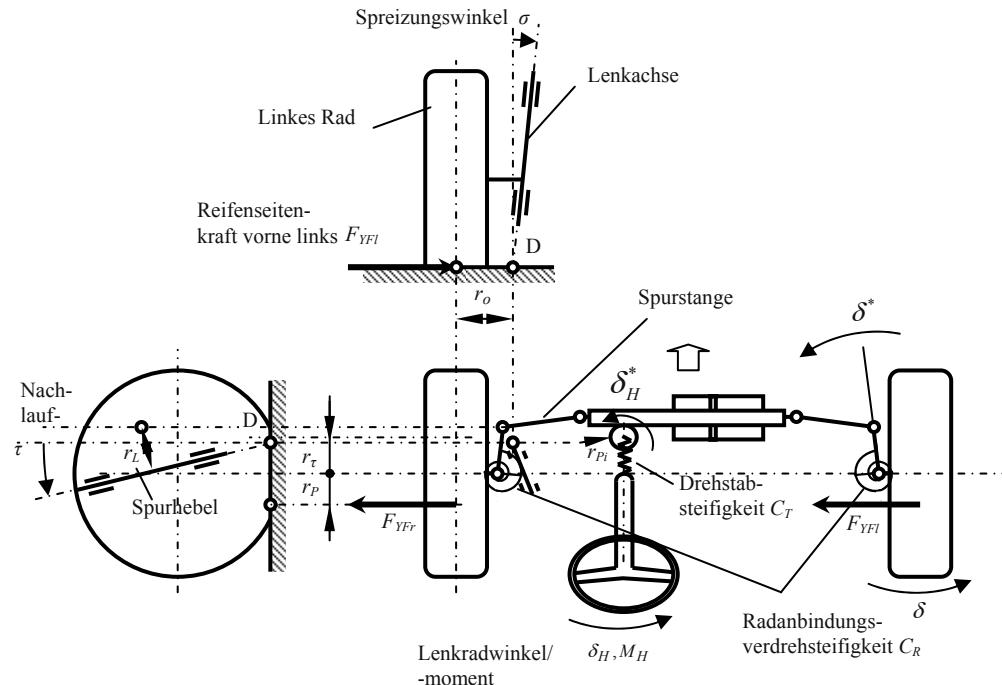


Bild E-3 Einbindung der Lenkung in das Einspurmodell

Die Zahnstangenverschiebung s_R errechnet sich mit dem Ritzelradius r_{Pi} zu:

$$s_R = \delta_H \cdot r_{Pi} \quad E.18$$

Ohne das Anliegen der Kräfte ist der Lenkwinkel gleich dem Spurhebelwinkel δ^* , welcher in Abhängigkeit der Zahnstangenverschiebung, der Ritzelverdrehung oder des Lenkradwinkels angegeben werden kann:

$$\delta = \delta^* = \frac{s_R}{r_L} = \delta_H \cdot \frac{r_{Pi}}{r_L} \quad E.19$$

Das heißt, die kinematische Lenkuversetzung ergibt sich auch aus dem Verhältnis der Spurhebellänge zum Ritzelradius:

$$i_S = \frac{r_L}{r_{Pi}} \quad E.20$$

Da Kräfte und Momente anliegen, müssen diese berücksichtigt werden. Die Längskräfte können beim Einspurmodell unter Annahme konstanter Fahrgeschwindigkeit vernachlässigt werden, weshalb der Lenkradius r_o kein Moment um die Lenkachse verursacht. Die Seitenkräfte am linken und rechten Rad F_{YFl} und F_{YFr} müssen berücksichtigt werden, da diese zu einem Moment um die Lenkachse führen. Das Lenkmoment M_S errechnet sich als Summe der Seitenkräfte mal dem Gesamt nachlauf r , welcher sich aus der Summe von konstruktivem Nachlauf r_τ und dem Reifennachlauf r_P berechnet (siehe Kapitel B 4.1):

$$M_S = (F_{YFl} + F_{YFr}) \cdot (r_\tau + r_P) = F_{YF} \cdot r \quad E.21$$

Dass dieses Lenkmoment versucht, die Räder wieder in die Geradeaustellung zu bringen, wird dieses Moment auch als Rückstellmoment der Achse bezeichnet. Das vom Fahrer aufzubringende Moment M_H reduziert sich um die kinematische Lenkübersetzung sowie um die Lenkungsverstärkung A_S :

$$M_H = \frac{M_S}{i_S \cdot A_S} \quad E.22$$

Das Lenkradmoment ist also umso kleiner, je größer die kinematische Lenkübersetzung und die Lenkungsverstärkung ausgeführt werden. Auch aus der Differenz des Lenkradwinkels und des Ritzelwinkels lässt sich das Lenkradmoment ausdrücken:

$$M_H = C_T (\delta_H - \delta_H^*) \quad E.23$$

Das anliegende Lenkmoment an der Vorderachse verformt die Verdrehsteifigkeit der Achsaufhängung:

$$M_S = C_R (\delta^* - \delta) \quad E.24$$

Da zwischen dem Ritzeldrehwinkel und dem Spurhebeldrehwinkel keine Elastizität liegt, gilt hier auch:

$$\delta_H^* = \delta^* \cdot i_S \quad E.25$$

Die Beziehung zwischen dem Lenkradwinkel und dem Lenkwinkel kann nun mit den Gleichungen E.22 bis E.25 wie folgt berechnet werden:

$$\delta_H = \delta \cdot i_S + \frac{M_S \cdot i_S}{C_S} = \delta \cdot i_S + \frac{F_{YF} \cdot r \cdot i_S}{C_S} \quad E.26$$

Mit der auf die Lenkachsen bezogenen gesamten Lenkungssteifigkeit C_S :

$$\frac{1}{C_S} = \frac{1}{C_R} + \frac{1}{C_T \cdot i_S^2 \cdot A_S} \quad E.27$$

Bei unendlich steifer Gesamtlenkungssteifigkeit oder falls kein Lenkmoment anliegt, ist der Lenkradwinkel gleich dem Lenkwinkel mal der kinematischen Lenkübersetzung. Da sich die Lenkungssteifigkeit aus einer Reihenschaltung der Drehstabssteifigkeit und der Drehsteifigkeit der Achsaufhängung ergibt, begrenzt das jeweils weichere Element die Lenkungssteifigkeit nach oben. Eine hohe Lenkübersetzung oder eine hohe Lenkungsverstärkung wirkt auf den Drehstab verstifft.

Der Zusammenhang zwischen dem Lenkradwinkel und dem Lenkwinkel wird durch die algebraische Gleichung E.26 beschrieben, ohne Berücksichtigung der Massen(-trägheiten) des Lenkstranges. Diese Massenträgheiten sind insbesondere für sehr schnelle Lenkbewegungen oder bei freiem Lenkrad („Free Control“) relevant (siehe Kapitel E 2.6). Kenndaten und Zielwerte ausgeführter Systeme sind in Kapitel E 2 beschrieben.

Die Lenkungssteifigkeit wirkt wie eine abgeminderte Schräglaufrsteifigkeit, welche als effektive Schräglaufrsteifigkeit $C_{a,eff}$ bezeichnet wird. Diese berechnet sich nach Mitschke und Wallentowitz (2003) für die Vorderachse wie folgt:

$$\frac{1}{C_{\alpha F,eff}} = \frac{1}{C_{\alpha F}} + \frac{1}{C_S} \quad E.28$$

Aus der Gleichung ist ersichtlich, dass die effektive Schräglauftsteifigkeit aus einer Reihenschaltung der Schräglauftsteifigkeit mit der Lenkungssteifigkeit bezogen auf den Reifennachlauf entsteht. Werden in den Bewegungsgleichungen des Fahrzeugs E.11 bis E.13 und E.16 die Schräglauftsteifigkeiten durch diese effektive Schräglauftsteifigkeiten an der Vorder- und Hinterachse ersetzt, kann der Lenkungseinfluss auf das Fahrverhalten berücksichtigt werden. Oft wird dieser Einfluss an der Hinterachse vernachlässigt und nur die Schräglauftsteifigkeit an der Vorderachse abgemindert.

Für genauere Untersuchungen des Lenkverhaltens kann das in **Bild E-3** gezeigte Lenkungsmodell je nach Aufgabenstellung erweitert werden (siehe Kapitel E 1.7).

E

1.3 Stationäre Kreisfahrt

Häufig wird das Fahrverhalten bei einer Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit, welche auch stationäre Kreisfahrt genannt wird, evaluiert. Viele querdynamisch wichtigen Fahrdynamikparameter eines Fahrzeugs, wie beispielsweise der Eigenlenkgradient, können mit diesem Fahrmanöver ermittelt werden. Die Durchführung und Auswertung beschreibt die ISO 4138 (2004). Legt man das Einspurmodell zu Grunde, können mit einfachen analytischen Formeln die relevanten Größen berechnet werden. Eine ausführliche Herleitung der Gleichungen zur Berechnung der so genannten Kreisfahrtswerte findet sich in (Mitschke und Wallentowitz 2003). Bei der Kreisfahrt fällt der Krümmungsmittelpunkt mit dem Momentanpol des Fahrzeugs zusammen. Das Fahrzeug dreht sich also um den Mittelpunkt des befahrenen Kreises. Die Längsbeschleunigung ist gleich Null und es tritt nur eine Querbeschleunigung auf. Da keine Schwimmwinkeländerung auftritt und die Giergeschwindigkeit konstant ist vereinfacht sich die Gleichung E.16 zur Berechnung der Querbeschleunigung zu:

$$a_Y \approx a_r = \frac{v^2}{R} = v \cdot \dot{\psi} \quad E.29$$

Der Lenkradeinschlag ist proportional der Querbeschleunigung und berechnet sich für Fahrzeuge ohne Allradlenkung zu:

$$\delta_H = \frac{i_S l}{R} + m \cdot i_S \frac{C_{\alpha R,eff} l_R - C_{\alpha F,eff} l_F}{C_{\alpha F,eff} \cdot C_{\alpha R,eff} l} a_Y = \delta_{H0} + \frac{i_S l}{v_{ch}^2} a_Y \quad E.30$$

Und mit der charakteristischen Geschwindigkeit von:

$$v_{ch}^2 = \frac{C_{\alpha F,eff} \cdot C_{\alpha R,eff} l^2}{m (C_{\alpha R,eff} l_R - C_{\alpha F,eff} l_F)} \quad E.31$$

Die charakteristische Geschwindigkeit ist jene Geschwindigkeit, bei welcher beim Einspurmodell mit linearem Verhalten der doppelte stationäre Lenkradwinkel benötigt wird bzw. das Maximum der Gierreaktion auftritt. In der Praxis muss geprüft werden, ob in diesen Betriebspunkten das lineare Einspurmodell noch seine Gültigkeit hat. Im Allgemeinen wird dies nicht der Fall sein.

Bei sehr kleinen Geschwindigkeiten ist die Querbeschleunigung annähernd Null und der Lenkradwinkel ist gleich dem so genannten Ackermann-Lenkradwinkel:

$$\delta_H (a_Y = 0) = \delta_{H0} = \frac{i_S l}{R} \quad E.32$$

Am Vorderrad wird dann folgender Lenkeinschlag benötigt:

$$\delta_D (a_Y = 0) = \frac{l}{R} \quad E.33$$

Dieser Winkel wird als Ackermann-Winkel oder dynamischer Bezugswinkel bezeichnet.

Bei der stationären Kreisfahrt können verschiedene Gradienten der Fahrezeugreaktion gemessen oder aus Modellen ermittelt werden. **Tabelle E-1** führt die in der ISO 8855 bzw. in der DIN 70000 definierten Größen und deren Berechnung mit dem Einspurmodell auf. Als Gradient wird das Verhältnis der Änderung eines Parameters in Bezug auf einen anderen Parameter ausgehend von einem stationären Gleichgewicht bezeichnet. Dieses ist bei der stationären Kreisfahrt gegeben.

Tabelle E-1 Wichtige Größen der stationären Kreisfahrt nach DIN 70000/ISO 8855 und deren Berechnung mit dem Einspurmodell

Größe	Definition	Einspurmodell*
Lenkempfindlichkeit	$\frac{\partial a_y}{\partial \delta_H}$	$= \frac{v_{ch}^2}{i_s l}$
Lenkwinkelgradient	$\frac{\partial \delta}{\partial a_y}$	$= \frac{l}{v_{ch}^2}$
Dynamischer Bezugswinkelwinkelgradient (neutrale Eigenlenkung)	$\frac{\partial \delta_D}{\partial a_y}$	$= 0$
Lenkradmomen-tengradient (Kehrwert der Lenkempfindlichkeit)	$\frac{\partial M_H}{\partial a_y}$	$= \frac{i_s l}{v_{ch}^2}$
Lenkradmomen-tengradient	$\frac{\partial M_H}{\partial \delta_H}$	$= \frac{m_F \cdot r}{i_s} = \frac{m \cdot l_R \cdot r}{l \cdot i_s}$
Lenkradmomen-tengradient	$\frac{\partial M_H}{\partial \beta}$	$= \frac{m \cdot l_R \cdot r}{l^2 \cdot i_s^2 \cdot A_S} \frac{v^2}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2}$
Wankwinkelgradient	$\frac{\partial \varphi_y}{\partial a_y}$	n/a
Schwimmwinkelgradient	$\frac{\partial \beta}{\partial a_y}$	$= \frac{ml_F}{l \cdot C_{\alpha R, eff}}$
Lenkradmomen-tengradient	$\frac{\partial \delta_H}{\partial \beta}$	$= - \frac{i_s l}{v_{ch}} \frac{C_{\alpha R, eff} l_R}{m \cdot l_F}$
Eigenlenkgradient EG	$\frac{\partial \delta_H}{\partial a_y} \frac{1}{i_s} - \frac{\partial \delta_D}{\partial a_y} = \frac{1}{i_s} \frac{\partial \delta_H - \partial \delta_{H0}}{\partial a_y}$	$= \frac{l}{v_{ch}^2}$
Stabilitätsfaktor	$\frac{\text{Eigenlenkgradient}}{\text{Radstand}}$	$= \frac{1}{v_{ch}^2}$
Richtungskoeffizient	$\frac{\text{Stabilitätsfaktor}}{\text{Schwimmwinkel}}$	$= \frac{1}{v_{ch}^2 \cdot \left(\frac{l_R}{R} - \frac{m \cdot l_F}{C_{\alpha R} \cdot l} \cdot a_y \right)}$

* Ohne Lenkunterstützung (Lenkungsverstärkung = 1) bei konstanter Lenkübersetzung und ohne Allradlenkung

1.4 Unter-/Übersteuern

Die Begriffe Unter- und Übersteuern werden sehr häufig zur Charakterisierung des Fahrzeughandlings verwendet. Landläufig bezeichnet man ein Fahrzeug als untersteuernd, wenn es bei der Kurvenfahrt über die Vorderräder „schiebt“ und der Bahnradius größer wird. Im Gegensatz dazu wird bei einem nach außen drängendem Heck eines Fahrzeugs von Übersteuern gesprochen. Oft werden diese Begriffe auch bei instationären Fahrmanövern verwendet. In der Norm DIN 70000/ISO 8855 sind diese Begriffe aber nur für die stationäre Kreisfahrt festgelegt.

Die Lenkeigenschaft wird als untersteuernd bezeichnet, wenn der Eigenlenkgradient positiv ist, d. h. wenn der Lenkradwinkel bezogen auf die kinematische Lenkübersetzung bei zunehmender Querbeschleunigung stärker als der dynamische Bezugslenkwinkel zunimmt (siehe Bild E-4):

$$\frac{\partial \delta_H}{\partial a_Y} \frac{1}{i_S} - \frac{\partial \delta_D}{\partial a_Y} > 0 \quad E.34$$

Als neutralsteuernd wird der stationäre Zustand bezeichnet, in welchem der Eigenlenk-Gradient gleich Null ist, d. h. wenn sich der Lenkradwinkel bezogen auf die kinematische Lenkübersetzung bei zunehmender Querbeschleunigung im gleichen Maße wie der dynamische Bezugslenkwinkel ändert:

$$\frac{\partial \delta_H}{\partial a_Y} \frac{1}{i_S} - \frac{\partial \delta_D}{\partial a_Y} = 0 \quad E.35$$

Übersteuernd ist der stationäre Zustand, wenn der Eigenlenk-Gradient kleiner als Null ist, d. h. wenn der Lenkradwinkel bezogen auf die kinematische Lenkübersetzung bei zunehmender Querbeschleunigung schwächer als der dynamische Bezugslenkwinkel zunimmt:

$$\frac{\partial \delta_H}{\partial a_Y} \frac{1}{i_S} - \frac{\partial \delta_D}{\partial a_Y} < 0 \quad E.36$$

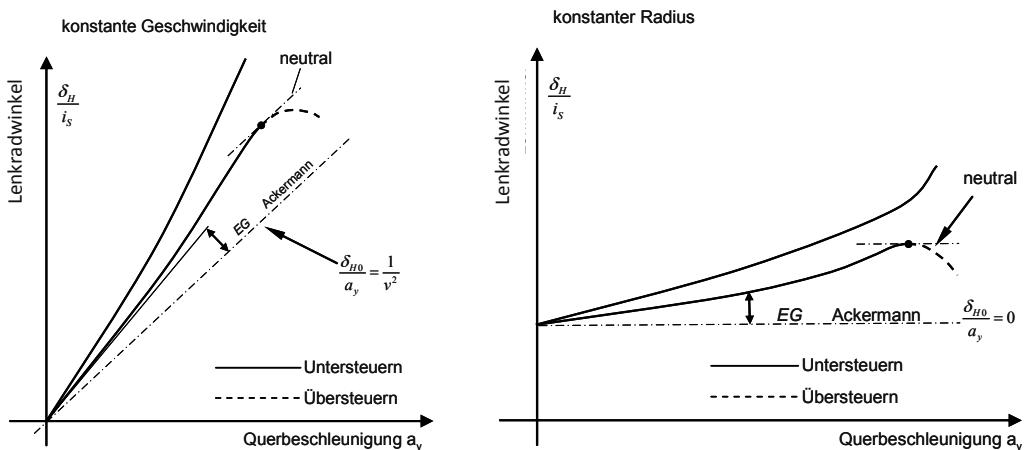


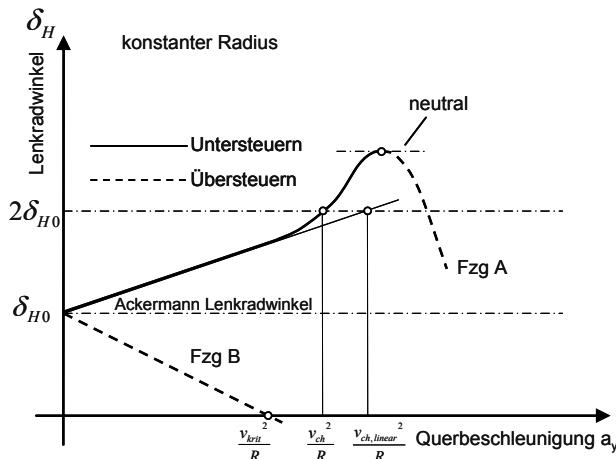
Bild E-4 Definition Unter-/Übersteuern für konstante Geschwindigkeit und konstanten Kreisradius bei konstanter Lenkübersetzung

Bei einem übersteuernden Fahrzeug wird also bei festgehaltenem Lenkrad der Kreisradius mit zunehmender Querbeschleunigung kleiner. Für eine Kreisfahrt mit konstantem Radius vereinfacht sich der Zusammenhang, da der dynamische Bezugslenkwinkel sich nicht ändert. Diese Kreisfahrt ist in Bild E-4 rechts dargestellt.

Bei beiden Definition für das Eigenlenkverhalten in der Norm wird der Lenkwinkel als Quotient von Lenkradwinkel durch die kinematische Lenkübersetzung angenommen (**Bild E-4**). Durch die Elastizitäten im Lenkstrang sowie in der Radaufhängung und durch die variable Lenkübersetzung ist der reale Lenkwinkel im Allgemeinen nicht gleich diesem Quotienten. Deshalb sollte für Fahrzeuge mit variabler Lenkübersetzung das Eigenlenkverhalten bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten bzw. Kreisradien ermitteln werden (Kraaijeveld et al. 2009).

In **Bild E-5** ist der Lenkradwinkel von zwei Fahrzeugen bei der stationären Kreisfahrt mit konstantem Radius abgebildet. Das Fahrzeug A verhält sich bei niedrigen Querbeschleunigungen linear und untersteuernd. Mit zunehmender Querbeschleunigung nimmt die Untersteuerungsneigung zu. Da nach kommt es zu einer Trendumkehr und im Übergangspunkt zeigt es ein neutrales Verhalten, anschließend wird es übersteuernd. Die Geschwindigkeit, bei welcher der doppelte Ackermann-Lenkradwinkel benötigt wird, ist die Charakteristische Geschwindigkeit.

E

**Bild E-5**

Definition Unter-/Übersteuern für konstante Geschwindigkeit und konstanten Kreisradius bei konstanter Lenkübersetzung

Da der Eigenlenkgradient im Allgemeinen nicht konstant ist, weicht die reale nichtlineare Charakteristische Geschwindigkeit von der Charakteristischen Geschwindigkeit der linearen Theorie ab. Moderne Fahrzeuge werden rein untersteuernd ausgelegt, um die Stabilität zu gewährleisten. Ein Trendwechsel zum Übersteuern wird vermieden. Das Fahrzeug B ist im Gegensatz ein rein übersteuerndes Fahrzeug. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und somit Querbeschleunigung muss der Lenkradwinkel zurückgenommen werden. Wird der Lenkradwinkel zu Null, ist die Kritische Geschwindigkeit und somit die Stabilitätsgrenze erreicht.

1.5 Transientes Verhalten – Ansprechzeit auf Lenkradwinkelsprung

Zur Evaluierung des transienten Verhaltens können nach ISO 7401 verschiedene Lenkrinkeingaben herangezogen werden. Sehr gebräuchlich ist der so genannte Lenkradwinkelsprung. Dabei wird theoretisch eine Stufe aufgebracht und in der Fahrzeugmessung wird der stationäre Lenkradwinkel durch eine schnelle Lenkradwinkelrampe erreicht (siehe **Bild E-6**).

Zusätzlich zur sich einstellenden stationären Gierverstärkung ist auch die Ansprechzeit auf schnelle Lenkeinschläge von Bedeutung. Das Fahrzeug soll nicht zu schnell („giftig“) und nicht zu langsam („träge“) reagieren. In Frage kommen mehrere Ansprechzeiten. Häufig verwendet wird die Ansprechzeit T_A , diese beschreibt beim Lenkradwinkelsprung die Zeitdifferenz zwischen dem Lenkradwinkelanstieg und dem Anstieg der Giergeschwindigkeit auf 63,2 % des Stationärwertes.

Diese Zeit berechnet sich nach Mitschke und Wallentowitz (2003) wie folgt:

$$T_A = \frac{2 \cdot mv}{C_{\alpha F,eff} + C_{\alpha R,eff}} \cdot \frac{\frac{K_I^2}{l_F \cdot l_R}}{1 + \frac{K_I^2}{l_F \cdot l_R}} \quad T_A \text{ Ansprechzeit } 63,2 \% \text{ des Stationärwertes}$$

$$K_I \text{ Trägheitsradius Fahrzeug um Hochachse} \quad E.37$$

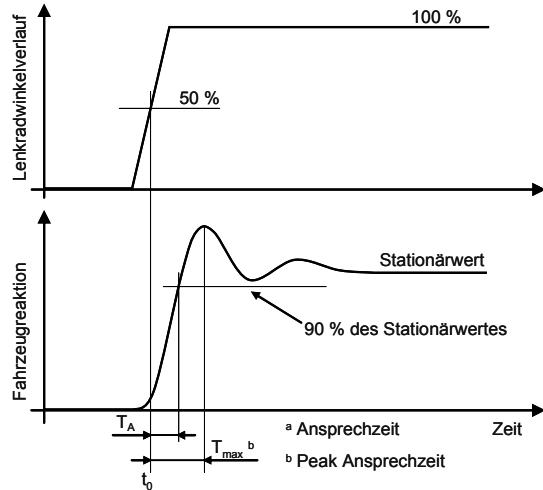


Bild E-6

Lenkradwinkelverlauf und Fahrzeugantwort beim Lenkwinkelsprung (ISO 7401)

Die Ansprechzeit T_A entspricht angenähert der äquivalenten Ansprechzeit (Verzögerungszeit) in Weir&DiMarco-Diagramm (siehe **Bild G-12**). Optimale Werte von heutigen Fahrzeugen sind bei 80 km/h kleiner 0,1 bis 0,15 s. Weitere verwendete Zeiten sind die 90 % Ansprechzeit (Pacejka 2006) oder die Zeit bis zum ersten Giergeschwindigkeitsmaximum (Decker 2009)

1.6 Gierfrequenzgang

Das dynamische Ansprechen soll im Bereich der vom Fahrer aufbringbaren Lenkfrequenz nur unwesentlich von der stationären Gierverstärkung abweichen. Daraus folgt die geschwindigkeitsabhängige Giereigenfrequenz von Pkw (siehe **Bild E-7**).

Der Gierfrequenzgang wird charakterisiert durch die ungedämpfte Giereigenkreisfrequenz (Mitschke und Wallentowitz 2003):

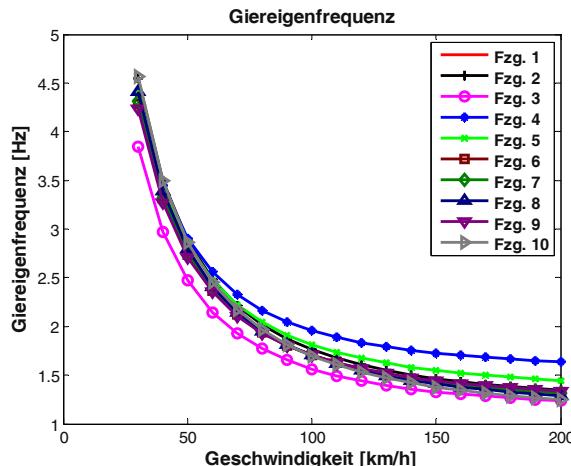
$$\omega_\psi^2 = \frac{C_{\alpha F,eff} \cdot C_{\alpha R,eff} \cdot I_z^2 + mv^2 (C_{\alpha R,eff} \cdot l_R - C_{\alpha F,eff} \cdot l_F)}{I_z \cdot m \cdot v^2} \quad E.38$$

Gierdämpfung:

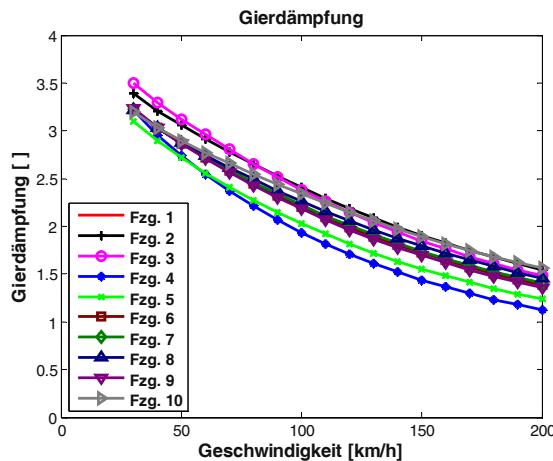
$$D_\psi = \frac{C_{\alpha F,eff} \cdot l_F^2 + C_{\alpha R,eff} \cdot l_R^2}{2I_z \cdot v^2 \cdot \omega_\psi} + \frac{C_{\alpha F,eff} + C_{\alpha R,eff}}{2mv\omega_\psi} \quad E.39$$

Anzustreben sind folgende Ziele: Amplitudengang ohne große Resonanzüberhöhung, begrenzte Phasenwinkel, Giereigenfrequenz nicht zu niedrig, Gierdämpfung nicht zu niedrig und nicht zu hoch.

E

**Bild E-7**

Giereigenfrequenz verschiedener Fahrzeugabstimmungen (Analytisches Lenkungsmodell)

**Bild E-8**

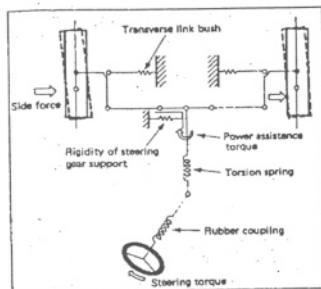
Gierdämpfung verschiedener Fahrzeugabstimmungen (Analytisches Lenkungsmodell)

1.7 Lenkungsmodelle

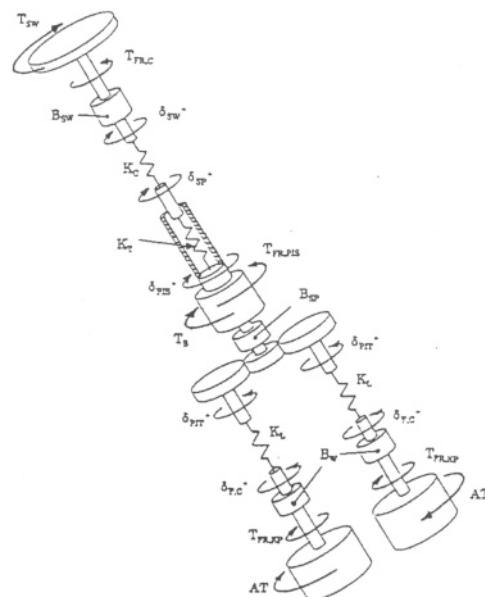
Die Lenkung beeinflusst das Fahr- und Lenkverhalten eines Fahrzeugs maßgeblich. Das in Kapitel E 1.2 beschriebene Lenkungsmodell umfasst bereits die wesentlichen Elastizitäten im Lenkstrang bzw. in der Radaufhängung. Für detaillierte Untersuchungen und insbesondere für die Berechnung des Lenkradmoments und des Übertragungsverhaltens der Lenkung sind erweiterte Lenkungsmodelle notwendig. Das Bild E-9 zeigt eine Auswahl von Lenkungsmodellen. Eine umfangreiche Übersicht über Lenkungsmodelle findet sich beispielsweise in Braess (2001) und in Zschocke (2009).

Die Lenkungsmodellerweiterungen erfolgen je nach der Aufgabenstellung, beispielsweise wurden sehr detailliert mechanische, hydraulische und elektrische Lenkungsmodelle entwickelt. Für die Untersuchungen von Lenkungsunruhe und somit vom Übertragungsverhalten von Lenkungen werden Modelle mit drei und mehr Freiheitsgraden eingesetzt (Pfeffer 2006). Für fahrdynamische Untersuchungen werden meist Modelle mit zwei Freiheitsgraden verwendet. Ferner wird berücksichtigt:

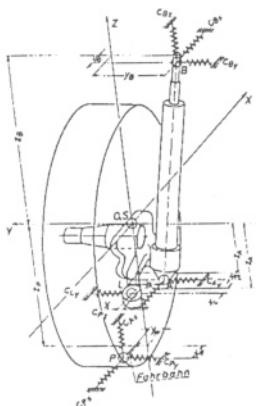
- Getrennte Freiheitsgrade für beide Vorderräder in Verbindung mit dem 2-Spur-Modell, um damit unterschiedlichen Radlasten berücksichtigen zu können
- Verlagerung der Reifenkräfte und Latscheinflüsse
- Reibungen, Trägheiten und Dämpfungen
- Antriebswellenmomente bei Frontantrieb, eventuell ergänzt um Wirkung der Sperrdifferenziale und der elektronische Fahrwerksystem wie z. B. ABS
- Lenkunterstützung



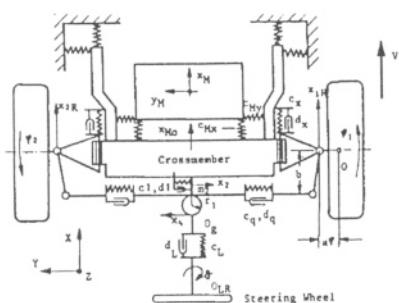
Einfaches Fahrdynamik-Modell
(Nozaki)



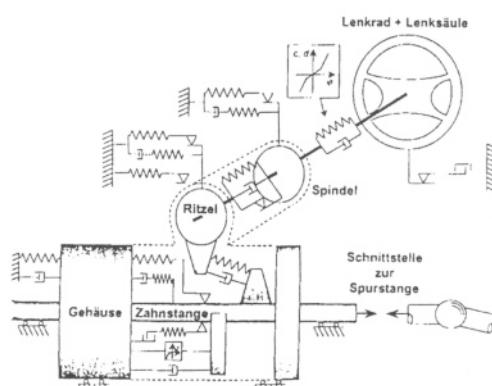
Umfangreiches Lenkungsdynamik-Modell
(Post)



Federbein-Lenkunruhe-Modell
(Döhring/Becker)



Lenkunruhe-Modell (einschl. Fahrschemel)
(Dödlbacher)



Lenkunruhe-Lenkstrang-Modell
(Neureder)

Bild E-9 Lenkungsmodelle für unterschiedliche Fragestellungen aus Braess (2001)

E

Von sehr detaillierter Modellierung hydraulischer und elektrischer Komponenten wird für fahrdynamische Zwecke meist abgesehen, da der fahrdynamische Einfluss gering ist und es die Rechenzeiten erheblich verlängern würde.

1.8 Lenkungsmodell mit Lenkunterstützung und Reibeffekten

Basis für die analytischen Betrachtungen mit dem Einspurmodell inklusive Lenkung ist die Vernachlässigung der Lenkungsverstärkung und der Reibung sowie die Annahme einer festen Lenkübersetzung. Diese Vereinfachungen müssen getroffen werden, um die geschlossenen Formeln in handhabbarer Form ableiten zu können. Im Folgenden soll dieses analytische Fahrzeugmodell mit einem Modell mit Lenkunterstützung und Reibeffekten verglichen werden. Die dazu verwendeten Fahrzeugparameter sind in **Tabelle E-2** aufgelistet.

E

Tabelle E-2 Parameter für die unterschiedlichen Lenkungsmodelle

Parameter	Formelzeichen	Einheiten	Analytisches	Simples Lenkungsmodell	Komplexes	Komplex inkl. Lenkungsverst.
Fahrzeugmasse	m	kg	1700	1700	1700	1700
Radstand	l	m	2,8	2,8	2,8	2,8
Schwerpunktsabstand VA	l_F	m	1,4	1,4	1,4	1,4
Schwerpunktsabstand HA	l_R	m	1,4	1,4	1,4	1,4
Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs	J_z	kg m^2	2600	2600	2600	2600
Schräglauftsteifigkeit vorne	C_{aF}	N/rad	220000	220000	220000	220000
Schräglauftsteifigkeit hinten	C_{aH}	N/rad	220000	220000	220000	220000
Effektive Schräglauftsteifigkeit* vorne	$C_{aF, \text{eff}}$	N/rad	119438	119438	119438	138715
Effektive Schräglauftsteifigkeit* hinten	$C_{aR, \text{eff}}$	N/rad	220000	220000	220000	220000
Konstruktiver Nachlauf	r_t	m	0,02	0,02	0,02	0,02
Reifennachlauf	r_p	m	0,04	0,04	0,04	0,04
Gesamtnachlauf	r	m	0,06	0,06	0,06	0,06
Kinematische Lenkübersetzung	i_s		15	15	15	15
Lenkgetriebeübersetzung	I_G	mm/U	50	50	50	50
Ritzelradius	r_p	m	0,007958	0,007958	0,007958	0,007958
Spurhebellänge	r_L	m	0,1194	0,1194	0,1194	0,1194
Torsionststeifigkeit Drehstab	C_T	Nm/°	2	2	2	2
Verdrehsteifigkeit Achsaufhängung	C_R	Nm/rad	40000	40000	40000	40000
Lenkungssteifigkeit	C_s	Nm/rad	15678	15678	15678	22526
Lenkungsverstärkung	A_s		1	1	1	2
Massenträgheit Lenkrad und Lenksäule	J_C	kg m^2		0,04	0,04	0,04
Dämpfung Drehstab	d_T	Nm s/rad		0,1146	0,1146	0,1146
Ungefederte Masse Vorderrad + Radaufhängung	m_{uf}	kg		45,7	45,7	45,7
Massenträgheit Vorderrad + ungefedernte Massen Radaufhängung bezogen auf vertikale Drehachse	J_{uf}	kg m^2		1,7	1,7	1,7
Steifigkeit exponentielles Reibmodell	$k_{Fr\text{ rack}}$	N/m			1600000	1600000
Oberes und unteres Limit statische Reibkraft	$F_{Fr\text{ rack}}$	N			±150	±150
Steifigkeit Reibmodell Lenksäule	k_{FrC}	Nm/°			12	12
Oberes und unteres Limit statische Reibkraft gesamte Lenksäule	M_{FrC}	Nm			±0,2	±0,2

* beider Räder der jeweiligen Achse

Der Unterschied zwischen dem Analytischen Lenkungsmodell und dem Simpelen Lenkungsmodell sind die Trägheiten, welche für die Simulation im Zeitbereich benötigt werden. Für quasistationäre Manöver wie z. B. die Kreisfahrt ergibt sich das identische Verhalten. Beim Komplexen Modell wurde dann ein so genanntes ESF-Reibelement nach Pfeffer et al. (2008) für die Zahnstangen- und die Lenksäulenreibung eingesetzt. Beim Komplexen Lenkungsmodell mit Lenkunterstützung wurde zusätzlich noch eine Lenkungsverstärkung von zwei berücksichtigt. In der Praxis wird keine konstante Lenkungsverstärkung verwendet, da diese sich mit zunehmendem Lenkradmoment bzw. zunehmender Querbeschleunigung steigert (siehe Kapitel B).

Bild E-10 zeigt den Einfluss der unterschiedlichen Modellierungsweisen bzw. der Lenkunterstützung.

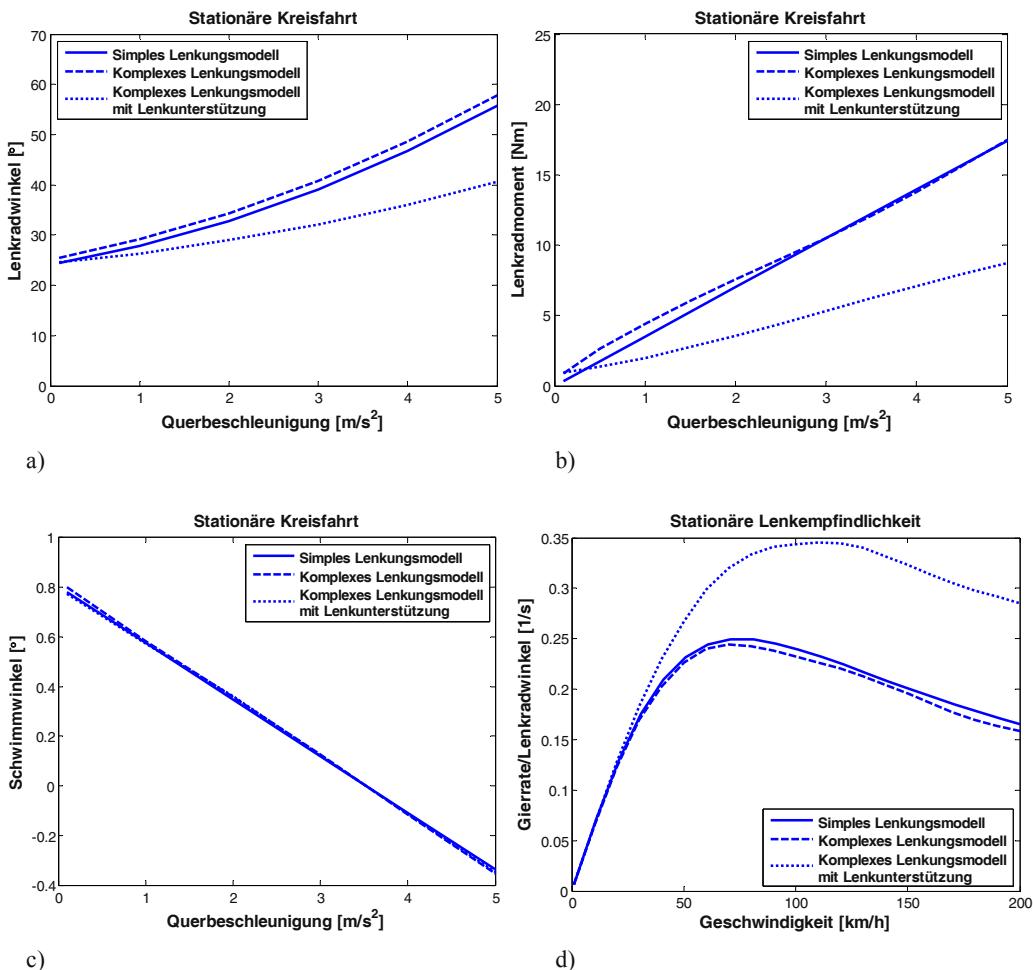


Bild E-10 Einfluss der Lenkungsreibung und der Lenkungsverstärkung auf das Fahrverhalten bei der stationären Kreisfahrt (a) bis c) Kreisradius konstant $R = 100$ m d) Querbeschleunigungsniveau 4 m/s^2)

1.9 Analyse des Einflusses von Fahrzeug- und Lenkungsparameter auf das Fahr- und Lenkverhalten

Das Fahr- und Lenkverhalten eines Fahrzeugs wird durch die Fahrzeug- und Lenkungsparameter geprägt. In der nachfolgenden Tabelle sind Variationen ausgehend von einem Mittelklasse Fahrzeug durchgeführt worden, deren Größenordnung im normalen Abstimmungsbereich bei der Fahrzeugkonzeption und -entwicklung liegt. Die ausgewählten und varierten Fahrzeug- und Lenkungsparameter haben erfahrungsgemäß den stärksten Einfluss auf das Fahrverhalten.

Für die Simulation der folgenden Diagramme wurde ein Einspurmodell in Verbindung mit dem Komplexen Lenkungsmodell und den in **Tabelle E-3** aufgeführten Parametern verwendet. Die Diagramme zeigen, inwiefern die Fahrzeug- und Lenkungsparameter das Fahrverhalten beeinflussen.

E

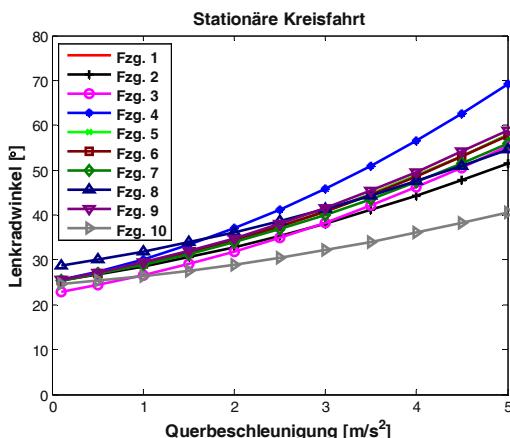


Bild E-11 Lenkradwinkel in Abhängigkeit der Querbeschleunigung (Radius konstant $R = 100$ m)

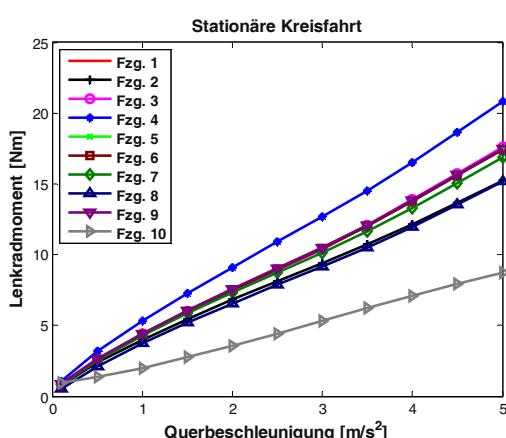


Bild E-12 Lenkradmoment in Abhängigkeit der Querbeschleunigung (Radius konstant $R = 100$ m)

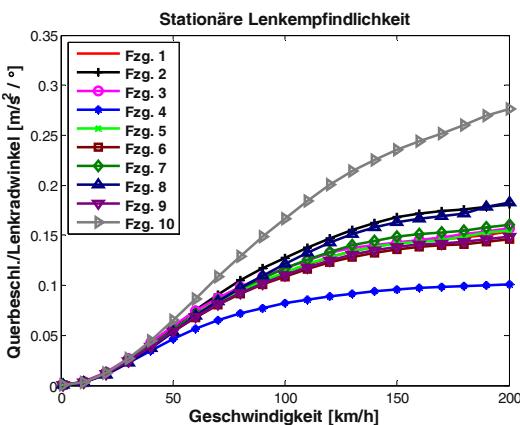


Bild E-13 Querbeschleunigung/Lenkradwinkel in Abhängigkeit der Geschwindigkeit (Querbeschleunigungsniveau 4 m/s^2)

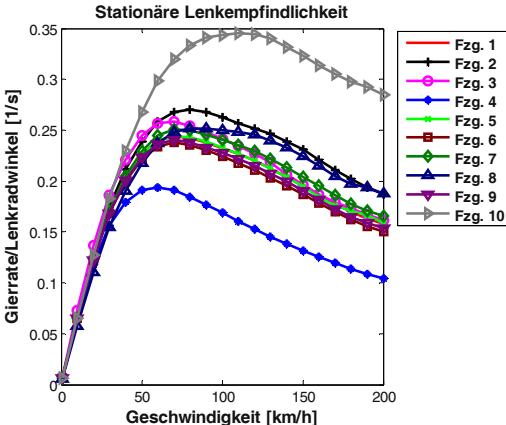


Bild E-14 Gierrate/Lenkradwinkel in Abhängigkeit der Geschwindigkeit (Querbeschleunigungsniveau 4 m/s^2)

Tabelle E-3 Fahrzeug- und Lenkungsparameter der Fahrzeuge

Parameter	Formelzeichen	Einheiten	Fzg. 1	Fzg. 2	Fzg. 3	Fzg. 4	Fzg. 5	Fzg. 6	Fzg. 7	Fzg. 8	Fzg. 9	Fzg. 10
Fahrzeuggasse		kg	1700	1500	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1700
Radstand	l_r	m	2,8	2,8	2,5	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8
Schwerpunktsabstand VA	l_F	m	1,4	1,4	1,25	1,12	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Schwerpunktsabstand HA	l_R	m	1,4	1,4	1,25	1,68	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs	J_z	kg m ²	2600	2600	2600	2300	2600	2600	2600	2600	2600	2600
Schräglauftsteifigkeit vorne	C_{df}	N/rad	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000
Schräglauftsteifigkeit hinten	C_{dh}	N/rad	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000
effektive Schräglauftsteifigkeit*	$C_{df, eff}$	N/rad	119438	119438	119438	119438	119438	110063	121286	127615	115860	138715
effektive Schräglauftsteifigkeit*	$C_{dh, eff}$	N/rad	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000	220000
Konstruktiver Nachlauf	r_t	m	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Reifennachlauf	r_p	m	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
Gesamt nachlauf	r	m	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Kinematische Lenkübersetzung	i_s		15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Lenkgetriebübersetzung	I_G	mm/rev	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Ritzelradius	r_h	m	0,007957747	0,007957747	0,007957747	0,007957747	0,007957747	0,007957747	0,007957747	0,007957747	0,007957747	0,007957747
Spurhebelänge	r_L	m	0,119366207	0,119366207	0,119366207	0,119366207	0,119366207	0,119366207	0,119366207	0,119366207	0,119366207	0,119366207
Drehstabsteifigkeit	C_T	Nm°	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Torsionssteifigkeit Drehstab	C_T	Nm/rad	115	115	115	115	115	103	115	115	103	115
Radanbindungsverdrehsteifigkeit	C_R	Nm/rad	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000	40000
Lenkungssteifigkeit	C_S	Nm/rad	15678	15678	15678	15678	15678	14685	15678	18234	14685	22526
Lenkungsverstärkung	A_S		1	1	1	1	1	1	1	1	1	2

* Beider Rädern der jeweiligen Achse

2 Fahrdynamische Grundauslegung für das Lenksystem

In der frühen Entwicklungsphase von Fahrzeugen mit Vorderachslenkung können mit Hilfe der linearen Theorie des Einspurmodells, welche heute zumeist bis etwa 0,4g gültig ist, bereits die wichtigsten Lenkungsparameter wie beispielsweise Lenkübersetzung festgelegt werden. Beim Vorliegen des Fahrzeugkonzeptes sind Radstand, Masse und dessen Verteilung sowie die Schräglaufrate von der Vorder- und Hinterachse zumindest näherungsweise bekannt.

2.1 Auslegung der Schwenkachse – Stationäres Rückstellmoment

E

Die Schwenkachse beschreibt die Drehachse des Vorderrades beim Lenken ohne Quer- und Längskräfte (siehe D). Bei geringen Kräften kann davon ausgegangen werden, dass diese Drehachse sich nur unwesentlich ändert, damit kann das statische Rückstellmoment an den Vorderrädern (Lenkmoment M_S) nach Mitschke (1972) auf Grund der geometrischen Verhältnisse wie folgt berechnet werden:

$$M_S = m_F \cdot g \cdot \delta \cdot \left(r_0' \tan \sigma - (r_\tau - f_R \cdot r_{dyn}) \tan \tau \right) \quad E.40$$

$$\text{mit } r_0' = r_{stat} (\tan \sigma + \varepsilon_V) + r_0 \quad E.41$$

Mit Hilfe des Lenkmoments, den Reibverhältnissen an den Schwenkachsen und der Lenkung kann nun der stationäre Grenzwert des Radeinschlages abgeschätzt werden, oberhalb dessen sich die Lenkung bei niedriger Geschwindigkeit, also ohne Querkraft aus der Querbeschleunigung, selbsttätig zurückstellt.

2.2 Bestimmung des Stabilitätsfaktor (Stability Factor)

Der Stabilitätsfaktor bestimmt sich aus dem Eigenlenkgradienten bezogen auf den Radstand:

$$K = m \cdot \frac{C_{\alpha R,eff} \cdot l_R - C_{\alpha F,eff} \cdot l_F}{C_{\alpha R,eff} \cdot C_{\alpha F,eff} \cdot l^2} \quad E.42$$

Besondere Bedeutung hat die effektive Schräglaufrate an der Vorderachse (quasistationär, Pacejka 2006), da hier die Eigenschaften von Achsauslegung, Lenkung, Wanksteifigkeit der Federeinheit und Wanklenken zusammenwirken:

$$C_{\alpha F,eff} = \frac{C_{\alpha F}}{1 + \frac{l}{l_R} (\varepsilon_{\phi,F} \cdot C_{\alpha F} + \Delta \varepsilon_{V,\phi,F} \cdot C_{\alpha F}) \frac{h}{C_\phi} + (r_\tau + r_P) \frac{C_{\alpha F}}{C_S}} \quad E.43$$

h Abstand Aufbauschwerpunkt von der Wankachse

$\varepsilon_{V,\phi,F}$ Wanklenkfaktor an der Vorderachse

$\Delta \varepsilon_{V,\phi,F}$ Sturzanteil infolge des Wankens

C_ϕ Wanksteifigkeit

$r_\tau + r_P$ konstruktiver und Reifennachlauf

C_S Lenkungssteifigkeit von unten nach oben

Für heutige Fahrzeugauslegungen kann in „aller erster“ Näherung die effektive Schräglaufrate wie folgt berechnet werden (siehe auch Gleichung E.28):

$$C_{\alpha F,eff} \approx \frac{C_{\alpha F}}{1 + (r_\tau + r_P) \frac{C_{\alpha F}}{C_S}} \quad E.44$$

Womit die Bedeutung von Nachlaufstrecke, Schräglaufstiffigkeit der Vorderachse und der Lenkelastizität „von unten nach oben“ ersichtlich ist. Je nach gewünschtem Eigenlenkverhalten ergibt sich eine Abminderung an der Vorderachse bis zur Hälfte, bei Mischbereifungen mit schmäleren Reifen an der Vorderachse bis zu einem Drittel der nominalen Schräglaufstiffigkeit.

2.3 Stationäre Gierverstärkung und Lenkempfindlichkeit

Ein Fahrzeug soll auf Lenkeinschläge nicht zu stark und nicht zu schwach reagieren. Als stationäre Bewertungsgröße dient die stationäre Gierverstärkung:

$$\frac{\Psi}{\delta_H} = \frac{1}{i_S l} \frac{v}{1 + Kv^2} = \frac{1}{i_S l} \frac{v}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}} \quad E.45$$

Bei den heutigen Fahrzeugen erreicht die Gierverstärkung im Bereich von 100 bis 120 km/h ihr Maximum (siehe Bild E-15). Laut Weir und diMarco (1980) liegt der optimale Bereich um 0,3 1/s bei 80 km/h. Hiermit kann bei gewünschtem Eigenlenkverhalten die Lenkübersetzung um die Mittellage bestimmt werden (Gleichung E.45).

Durch die Wahl dieses Wertebereichs ist sichergestellt, dass ein Fahrzeug bei hohen Geschwindigkeiten nicht zu hohe Querbeschleunigungen erzeugt. Diese Querbeschleunigung in Bezug auf die Lenkradwinkeleingabe (Lenkempfindlichkeit) berechnet sich wie folgt:

$$\frac{a_y}{\delta_H} = \frac{1}{i_S l} \frac{v^2}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}} = \frac{\Psi}{\delta_H} v \quad E.46$$

Aus Bild E-16 ist diese Querbeschleunigungsverstärkung über der Fahrgeschwindigkeit ersichtlich. Es zeigt sich, dass trotz des Abfalls der Gierverstärkung über der Geschwindigkeit die Querbeschleunigungsverstärkung weiter zunimmt.

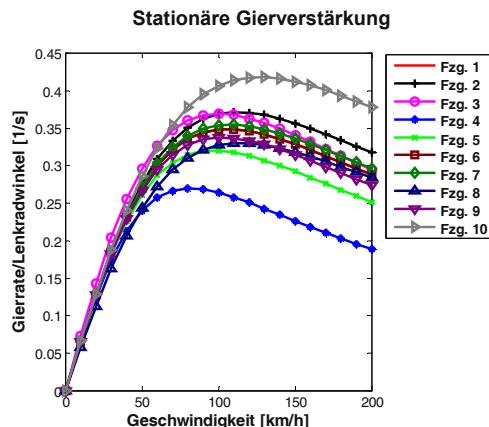


Bild E-15 Stationäre Gierverstärkung der Fahrzeugvarianten (Analytisches Lenkungsmodell)

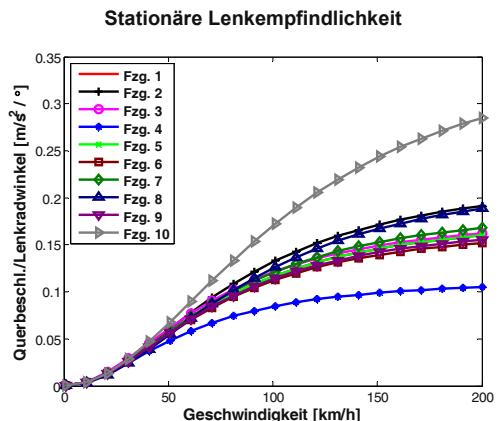


Bild E-16 Stationäre Lenkempfindlichkeit der Fahrzeugvarianten (Simples Lenkungsmodell)

2.4 Lenkradmoment-Querbeschleunigungsgradient (stationär)

Zusätzlich zum statischen Rückstellmoment, welches bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten überwiegt, überlagert sich bei höherem Tempo ein dynamisches Rückstellmoment. Der Anstieg dieses Rückstellmoments am Lenkrad, für das Lenkgefühl von besonderer Bedeutung, sollte nicht zu hoch aber auch nicht zu niedrig sein.

Es berechnet sich der Stationärwert des Lenkmoment-Querbeschleunigungsgradienten:

$$\frac{dM_H}{da_Y} = \frac{m_F \cdot r}{i_S} \frac{\left(A_S - a_Y \frac{dA_S^2}{day} \right)}{A_S^2} \quad E.47$$

E

Optimale Werte aus der Nulllage: 2 bis 3 Nm/m/s². Zusätzlich muss noch ein Reibmoment am Lenkrad bzw. an der Lenksäule von ca. 0,1 bis 0,5 Nm berücksichtigt werden.

2.5 Frequenzgang Lenkradmoment-Lenkradwinkel

Neben optimalen Lenkwegen und dem Anstieg des Lenkradmoments über die Querbeschleunigung sind weitere Kennwerte für die optimale Anpassung des Lenkverhaltens an den Fahrer von Bedeutung. Zunächst handelt es sich um den quasistationären Anstieg des Lenkradmoments über dem Lenkradwinkel, als Steifheit der Lenkung bezeichnet.

Der Frequenzgang berechnet sich nach Mitschke und Wallentowitz (2003) wie folgt:

$$F(s) = \frac{\text{Lenkradmoment } (s)}{\text{Lenkradwinkel } (s)} = \left(\frac{M_H}{\delta_H} \right)_{stat} \cdot \frac{1 + T_{z1}s + T_{z2}s^2}{1 + \frac{2\sigma_f}{v_f^2}s + \frac{1}{v_f^2}s^2} \quad E.48$$

$$\text{mit: } T_{z1} = \frac{m \cdot l_R^2 + I_Z}{m \cdot v \cdot l_R} \quad E.49$$

$$T_{z2} = \frac{I_Z}{C_{\alpha R} \cdot l_R} \quad E.50$$

$$\left(\frac{M_H}{\delta_H} \right)_{stat} = \frac{m \cdot l_R \cdot r}{l_S^2 \cdot l^2} \frac{v}{1 + (v/v_{ch})} \quad E.51$$

Wie beim Ansprechen des Fahrzeugs auf Lenkeinschläge soll auch der Lenkradmomenverlauf bei üblichen Lenkfrequenzen nur unwesentlich vom quasistationären Verlauf abweichen.

Eine deutliche Phasenverschiebung wird subjektiv negativ beurteilt. Nach Hill (1987) verschlechtert sich die Bewertung bei einer Lenkfrequenz von 0,5 Hz und einer 20° Differenz um ca. zwei Bewertungspunkte.

2.6 Free-Control-Stabilität

Fahrstabilität wird üblicherweise bei festgehaltenem Lenkrad (fixed control) bestimmt. Sicheres Fahrverhalten erfordert zusätzlich, dass auch bei losgelassenem Lenkrad (free control) oder sogar nach dem Anreißen und anschließendem Loslassen des Lenkrades kein Aufschaukeln der gekoppelten Gier-Lenk-Schwingung auftritt und Störungen abklingen.

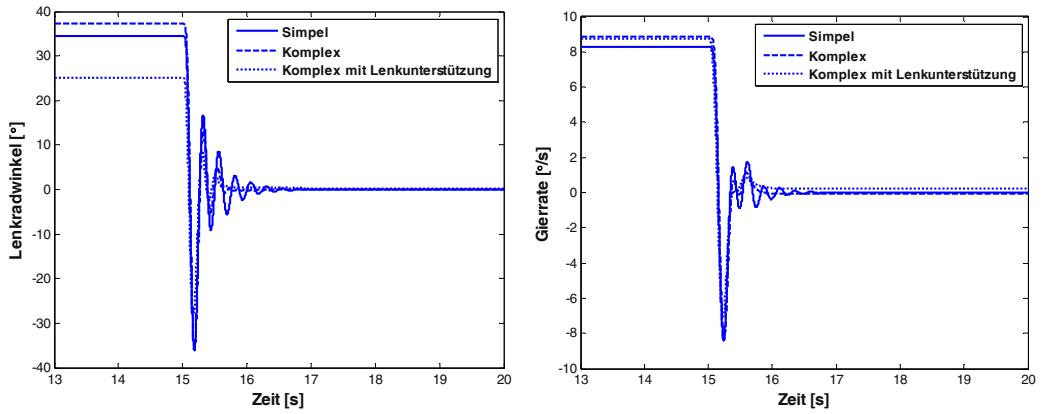


Bild E-17 Ausschwingvorgang von aktuellen Fahrzeugen

Die einfachste Berechnung erfolgt an einem Einspurmodell (zwei Freiheitsgrade), ergänzt um das Momentengleichgewicht der Lenkung um die Schwenkachsen nach Braess (1967). Eine genauere Bestimmung ist nach Segel (1966) möglich. In **Bild E-17** ist dargestellt, wie nach einer stationären Kurvenfahrt mit 4 m/s^2 plötzlich das Lenkrad losgelassen wird. Der Ausschwingvorgang ist sehr stark von den Trägheiten und den Dämpfungen bzw. Reibungen abhängig. Beim Einfachen Lenkungsmodell ohne Reibung dauert der Ausschwingvorgang deutlich länger, d. h. bei der Abstimmung müssen die Reibung, Dämpfungen und Trägheiten berücksichtigt werden. Bei elektromechanischen Systemen können diese Schwingungen durch spezielle Funktionen optimal gestaltet werden.

2.7 Eigenfrequenz und Dämpfung der Lenkung

Schon Döhring (1961) erläuterte, dass die Lenkelastizität und damit die Eigenfrequenz des Lenksystems bei fixierten Radeinschlägen für die Zielgenauigkeit des Fahrzeugs und seine Lenkunruhe von Bedeutung sind. In einer neueren Arbeit von Mouri et al. (2007) wurde die Thematik so erweitert, dass eine Optimierung der Lenkradbewegung hinsichtlich des gewünschten Lenkgefühls vorgenommen werden kann. Wie **Bild E-18** zeigt, liegen die zugehörigen Werte der Eigenfrequenz im Bereich von 6 bis 7 Hz und das Dämpfungsmaß bei 0,8 bis 0,9.

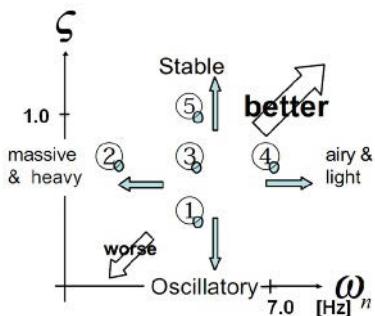


Bild E-18

Empfindung des Lenkgefühls in Abhängigkeit der Eigenfrequenz und des Dämpfungsmaßes (Werte ermittelt bei fixierten Radeinschlägen)

2.8 Minimerung des Schiefeziehens bei ungleichen Bremskräften an der Vorderachse

Ist die Lenkungsauslegung primär für die querdynamische Fahrzeugführung von Bedeutung, ergeben sich zusätzliche Effekte auch für die Längsdynamik. Ein Beispiel betrifft die so genannte μ -split-Bremsung mit unterschiedlichen Bremskräften an der Vorderachse. Hier kann der negative Lenkradius mit seinem automatisch wirkenden Lenkeinschlag das entstehende Giermoment und das resultierende Schiefeziehen des Fahrzeugs während der Bremsung minimieren. Eine vereinfachte Bestimmung findet sich in Braess (1965) und ausführlicher in Braess (1970).

E

Allgemein durchgesetzt hat sich der negative Lenkradius bei Fahrzeugen mit Frontantrieb. Bei anderen Konzepten werden relativ kleine Werte umgesetzt. Mit dem Einsatz von EPS Lenkungen bietet sich die Möglichkeit, durch ein vom Lenksystem generiertes Lenkradmoment den Fahrer zu animieren richtig gegenzulenken (siehe Kapitel S). Bei der Überlagerungslenkung kann diese Ge- genlenkbewegung automatisch ohne Zutun des Fahrers erfolgen (siehe Kapitel P).

2.9 Lenkstabiles Bremssystem

Die Aufteilung in getrennte Bremskreise erhöht die Sicherheit gegen Ausfall eines Teils der Bremsanlage. Falls eine diagonale Aufteilung gewählt wird, bei der immer ein Vorderrad gebremst wird (Braess und Seiffert 2007), kann das entstehende Giermoment durch den negativen Lenkradius kompensiert werden (Heißing und Ersoy 2007). Diese Anordnung kann als mechanische Vorstufe zu heutigen elektrischen Vernetzungen von Teilsystemen angesehen werden.

2.10 Einfluss der Aerodynamik auf das Fahrverhalten

Moderne Personenwagen weisen durchweg aerodynamische Auftriebe auf, die sich zumeist unterschiedlich auf beide Achsen und damit auf die Achslasten und Trimmlage auswirken (Hucho 2005). Generell führt der Auftrieb auch zu einer Änderung des Querbeschleunigungspotenzials und zu einer Änderung des Eigenlenkverhaltens, d. h. zu einer Beeinflussung der Unter- bzw. der Übersteuerungstendenz. Hoher HinterachsAuftrieb verschlechtert die Fahrstabilität im oberen Geschwindigkeitsbereich, während der Auftrieb an der Vorderachse über ein verringertes Lenkradmoment zu einem „Leichterwerden der Lenkung“ und damit zu verringrigerter Lenkpräzision führt. Als Konsequenz sollte, zumindest bei höher motorisierten Fahrzeugen mit hoher Endgeschwindigkeit, der vordere Auftriebsbeiwert kleiner als 0,1 sein.

2.11 Frontgetriebene Fahrzeuge

Frontgetriebene Fahrzeuge weisen gegenüber hinterachsgetriebenen Fahrzeugen hinsichtlich des Eigenlenkverhaltens mehrere Unterschiede auf (siehe z. B. Krummel et al. 1981, Gillerspie und Segel 1983):

- Durchweg deutlich höhere Frontlastigkeit
- Einfluss des Antriebsmoments auf die Lenkung bei Aufbauneigung und bei unsymmetrischen Antriebswellen schon bei Geradeausfahrt
- Direkter Einfluss der Antriebskräfte auf das Giermoment des Fahrzeugs bei Radeinschlag
- Indirekter Einfluss der Antriebskräfte auf die Seitenkraft der Reifen und Rückstellmomente.

Alle Effekte sind in ihrem Einfluss auf die Querdynamik (Eigenlenkverhalten, Lastwechsel in Kurven, niedriger Fahrbahnreibwert usw.) sowie auf das Lenkverhalten (Lenkkräfte, Lenkungsrücklauf usw.) zu berücksichtigen (Krummel et al. 1981). In den letzten Jahrzehnten konnten die Antriebs-

leistungen frontgetriebener Fahrzeuge deutlich gesteigert werden. Bei den Achskonstruktionen war die Reduzierung des Störkrafthebelarms hilfreich (Heißing und Block 2001, Simon et al 2009). Zu den weiteren Maßnahmen gehören geregelte Differenzialsperren sowie zusätzliche Momenteneinflussende Systeme (Frömming et al. 2009, Wakamatsu und Nishimori 2010).

Literatur zu Kapitel E

- BRAESS, H.-H. (1967): Beitrag zur Stabilität des Lenkverhaltens von Kraftfahrzeugen. ATZ 1967, S. 82–84
- BRAESS, H.-H. (1965): Beitrag zur Fahrrichtungshaltung des Kraftwagens bei Geradeausfahrt. ATZ Jahrgang 67, S. 218–221
- BRAESS, H.-H. (1970): Theoretische Untersuchungen des Lenkverhaltens von Kraftfahrzeugen. FISITA-Kongress 1970, Paper 17.1.B
- BRAESS, H.-H. (1975): Ideeller negativer Lenkrollhalbmesser. ATZ Jahrgang 77, S. 203–207
- BRAESS, H.-H. (2001): Lenkung und Lenkverhalten von Personenkraftwagen – Was haben die letzten 50 Jahre gebracht, was kann und muß noch getan werden? VDI-Bericht Nr. 1632
- BRAESS, H.-H. und SEIFFERT, U. (2007): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2007, S. 581
- DECKER, M. (2009): Zur Beurteilung der Querdynamik von Personenkraftwagen. Dissertation, Technische Universität München 2009
- DIN 70000 (1994): Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten. Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V.
- DÖHRING, E. (1961): Über Wirkungsgrad und Elastizität von Automobil-Lenkgetrieben, ATZ, Jahrgang 63, Heft 3, S. 75–77
- DÖHRING, E., BECKER, J. F. (1973): Die Lenkunruhe der McPerson-Achsen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 75 (1973) 5, S. 155–162
- DÖDLBACHER, G. und GAFFKE, H.-G. (1978): Untersuchung zur Reduzierung der Lenkungsunruhe. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 80 (1978) 7/8, S. 317–322
- FRÖMMING, L., HENZE, R., KÜCÜKAY, F. und APEL, A. (2009): Querverteilung des Antriebsmoments bei Frontantrieb. VDI-Bericht 2086, S. 335–348
- ISO 4138 (2004): Passenger cars – Steady-state circular driving behaviour – Open-loop test Methods. 3rd edition 2004-09-15
- ISO 7401 (2003): Road vehicles – Lateral transient response test methods – Open-loop test methods
- ISO 8855 (1991): Terms for road vehicle dynamics and road holding ability
- GILLERSPIE, T. D. und SEGEL, L. (1983): Influence of front-wheel drive on vehicle handling at low levels of lateral acceleration. IMechE, Road Vehicle Handling, No. C114/83, pp. 61–68
- HEISSING, B. und BLOCK, M. (2001): Fahrwerk und Antriebstrang. Der neue A4, Sonderausgabe ATZ/MTZ, S. 84–96
- HEISSING, B. und ERSOY, M. (2007): Fahrwerkhandbuch Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven
- HILL, R. (1987): Correlation Of Subjective Evaluation And Objective Measurement of Vehicle Handling, EAEC, Strasbourg 1987
- HUCHO, W.-H. (2005): Aerodynamik des Automobils, 5. Auflage. Vieweg Verlag: Wiesbaden 2005
- KRAAIJEVELD, R., WOLFF, K. und VOCKRODT, T. (2009): Neue Testprozeduren zur Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw mit variablen Lenksystemen. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 111 (2009) 3, S. 124–129

- KRUMMEL, J. et al. (1981): Fahrverhalten und Lenkung bei Frontantrieb. 50 Jahre Frontantrieb, VDI-Bericht 418, S. 245–252
- MITSCHKE, M. (1972): Dynamik der Kraftfahrzeug. Springer Verlag: Berlin 1972
- MITSCHKE, M. und WALLENTOWITZ, H. (2003): Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4th edition. Springer Verlag: Berlin, Heidelberg, New York 2003
- MOURI, H., KUBOTA, M. und HORIGUCHI, N. (2007): Study on Effects of Transient Steering Efforts Characteristics on Driver's Steering Behavior. SAE-Paper 2007-01-0823, Warrendale 2007
- NEUREDER, U. (2001): Modellierung und Simulation des Lenkstranges für die Untersuchung der Lenkungsunruhe. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001) 3, S. 216–224
- NOZAKI, H. (1985): The Effects on Steering System Rigidity on Vehicle Cornering Characteristics in Power-Assisted Steering Systems. JSAE-Review, 4/1985
- PACEJKA, H. B. (2006): Tyre and Vehicle Dynamics. Second Edition, Butterworth Heinemann
- PFEFFER, P. E. (2006): Interaction of Vehicle and Steering System Regarding On-Centre Handling. Thesis University of Bath, UK
- PFEFFER, P. E. und HARRER, M. (2007): On-Centre Steering Wheel Torque Characteristics during Steady State Cornering, SAE-Paper 2008-01-0502, Warrendale 2007
- PFEFFER, P. E., HARRER, M. und JOHNSTON, D. N. (2008): Interaction of vehicle and steering system regarding on-centre handling. Vehicle System Dynamics, Volume 46, Issue 5 May 2008 , p. 413–428
- POST, J. W. (1995): Modeling, simulation and testing of automobile power steering systems for the evaluation of on center handling. Thesis Clemson University, USA
- RIEKERT P. und SCHUNCK T. E. (1940): Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs. Ingenieur Archiv, Band 11, Heft 3, 6.1940, S. 210–224
- SEGEL, L. (1966): On the Lateral Stability and Control of the Automobile as Influenced by the Dynamics of the Steering System, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, Aug. 1966, pp. 283–295
- SIMON, M., FRANTZEN, M., GERHARDS, T., DAVID, W. und JAGT, P. v.d. (2009): Front Wheel-Drive with 300 PS – Is it Possible? RevoKnuckle – Development of a Driven Front Suspension for a 300 PS Sports Car. Chassis.tech. München 2009
- WAKAMATSU, K. und NISHIMORI, T. (2010): Driving Torque Transfer System for FWD with Steering Wheel Compensation. FISITA Paper F2010D022
- WEIR, D. H. und DiMARCO, R. J. (1980): Correlation and evaluation of driver/vehicle directional handling data. SAE Paper 780010, Warrendale 1980
- ZSCHOCKE, A. (2009): Ein Beitrag zur objektiven und subjektiven Evaluierung des Lenkkomforts von Kraftfahrzeugen. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie

F

Akustik und Schwingungen

In den letzten Jahren hat die „Technische Akustik und Schwingungstechnik“ innerhalb der Fahrzeugentwicklung zunehmend an Bedeutung gewonnen und einen deutlichen Fortschritt erlebt. An Klangbild und Lautstärke von Geräuschen sowie Vibrationsfrequenz und -stärke im Automobil werden die unterschiedlichsten Anforderungen gestellt und in Folge dessen verschiedenste Problemlösungen schon während der Fahrzeugentwicklung erarbeitet. So sollen als unangenehm empfundene Geräusche möglichst leise sein, Warngeräusche hingegen laut genug, um bestimmte Sicherheitskriterien zu erfüllen. Zusätzlich werden besonders in der automobilen Mittel- und Oberklasse Geräusche so „designed“, dass sie den Kundenerwartungen entsprechen. Ähnliches gilt auch für fühlbare Vibrationen. Mit ständigem Kontakt zum Lenkrad spürt der Fahrzeuginsker die am Lenkrad auftretenden Vibrationen. Die schwingungstechnische Auslegung des Lenkrades inklusive der Anbauteile sowie der Karosserie stellt hinsichtlich des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs eine bedeutende Aufgabe dar. Das Erleben der akustischen und schwingungstechnischen Wertigkeit beeinflusst in zunehmendem Maße die Kaufentscheidung.

Innerhalb der mechatronischen Systeme kommt den Lenksystemen eine bedeutende Stellung zu, prägen sie doch wesentlich das Fahrgefühl. Lenksysteme gehören zu den mechanisch leistungsstärksten Mechatroniksystemen im Fahrzeugbau, aber auch zu denen mit der höchsten Geräuschabstrahlung. Die Beziehung von akustischer $P_{akustisch}$ zu mechanischer Leistung $P_{mechanisch}$ kann näherungsweise als proportionale Beziehung mit dem akustischen Wirkungsgrad $\zeta_{akustisch}$ abgeschätzt werden:

$$\zeta_{akustisch} = \frac{P_{akustisch}}{P_{mechanisch}} \quad F.1$$

Für die meisten Mechatroniksysteme gilt als Bereich $10^{-8} \leq \zeta_{akustisch} \leq 10^{-4}$. Ist der akustische Wirkungsgrad bekannt, kann aus ihm der Schallleistungspegel L_W in Dezibel dB berechnet werden:

$$L_W = 10 \lg \left(\frac{P_{akustisch}}{P_0} \right) = 10 \lg \left(\frac{\zeta \cdot P_{mechanisch}}{P_0} \right) = 10 \lg (\zeta) + 10 \lg \left(\frac{P_{mechanisch}}{P_0} \right) \text{ [dB]} \quad F.2$$

$P_0 = 10^{-12}$ [Hörschwelle in Watt]

Genauere Abschätzungen erfolgen über empirisch ermittelte Pegelgleichungen oder aus den Emissionswerten technischer Schallquellen (ETS-Werten) nach den VDI-Richtlinien.

1 Stör- und Funktionsgeräusche

Aus akustischer Sicht macht eine Unterteilung der Lenksystemgeräusche in Betätigungs- und Störgeräusche Sinn. Die Einteilung der Systeme erfolgt nach Beeinflussungsgrad durch den Fahrer und nach der Betriebsdauer bzw. Einwirkzeit der Geräuschemission. Als Prämisse gilt, ob eine Lenkfunktion vom Fahrer bewusst eingeschaltet wird oder unbewusst vollautomatisch vom System erfolgt. Bei bewussten oder direkten Bedienungen handelt es sich um **Betätigungsgeräusche**, welche z. B. bei der Bedienung des Lenkschlusses oder der Lenkradverstellung hörbar sind. Geräuschemissionen, die aus unbewussten oder indirekten Bedienungen folgen, werden den **Störgeräuschen**

zugeordnet. Als Beispiel sind hierbei alle Klappergeräusche zu nennen, welche bei Befahren von Schlechtwegstrecken oder beim Parkieren auftreten können. Die subjektive Akzeptanz von Bediengeräuschen beim Fahrer ist höher als bei den Störgeräuschen, schließlich liegt eine bewusste Handlung vor und der hieraus folgende Geräuschbeitrag ist gelernt, bzw. wird sogar als Rückmeldeinformation erwartet. Dementsprechend ergibt sich die Zielsetzung innerhalb der Fahrzeugentwicklung. Um eine hohe akustische Wertigkeit zu erhalten, dürfen die Bediengeräusche je nach Betriebsdauer zwar hörbar, aber nicht störend sein, während alle Störgeräuschteile unhörbar sein müssen. Eine Differenzierung der Fahrzeugmarke aus akustischer Sicht ist im Sinne des Wertigkeitseindruckes somit nur durch entsprechendes „Soundengineering“ der Bediengeräusche möglich. In **Tabelle F-1** sind beispielhaft typische Lenkeräuschesymptome im Portfolio aus Betriebsdauer und Geräuschtyp eingeordnet.

Tabelle F-1 Unterteilung Geräuschesymptome von Lenksystemen

	Betätigungsgeräusche (bewusste direkte Beeinflussung durch den Fahrer)	Störgeräusche (unbewusste indirekte Beeinflussung durch den Fahrer)
Betriebsdauer (hoch)	Lenkradverstellung (Surren, Knarzen, Leiern)	Wickelfeder (Schleifen) Parkieren (Heulen, Zischen, Quietschen, Rattern, Brummen)
Betriebsdauer (niedrig)	Lenkschloss (Klacken) Endanschlag (Bongen, Hupen)	Getriebedruckstück (Klappern) Getriebespiel (Klappern) Hydraulischer Rücklauf (Kavitationsklappern)

1.1 Schallquellen von Lenksystemen

Die geregelte Lenkhilfe kann hydraulisch, elektrohydraulisch oder elektrisch erfolgen. Bei aktiven Lenksystemen mit hydraulischer Lenkhilfeunterstützung können alle hydro- und vibroakustischen Phänomene auftreten. Die Geräuschabstrahlung ist meist lastabhängig. Eine Einordnung der Geräuschphänomene erfolgt in **Bild F-1**. Das Ordnungsschema richtet sich nach dem Einfluss der Konstruktionsgruppen bzw. den Auslegungsmerkmalen auf die Geräuschentwicklung. Es erfolgt eine Unterteilung nach Art der Lenkhilfe und Konstruktion der Lenkgeometrie. Die Geräuschphänomene sind in die Gruppen „Mechanisch“, „Hydraulisch“, „Elektromechanisch“ und „Kinematik“ eingeordnet und spiegeln die Hauptursachen der Schallquellen wieder. Der Schallfluss durch das System ist nicht nur von der Schallquelle, sondern auch vom Ort, dem Übertragungsweg zum Innenraum und der Anregungsart abhängig.

Die Ausprägung der Lautstärke, Tonhöhe oder Impulsstärke wird durch die jeweiligen freien dynamischen Kräfte und deren physikalisches Erscheinungsbild bestimmt. Bei allen drehenden Bauteilen kann ein Ordnungsverhalten zu Grunde gelegt werden. Der sich einstellende so genannte Drehklang setzt sich aus den Wechselkraftschwankungen pro Umdrehung Z (1-te Harmonische), der Drehzahl U und der Ordnungszahl n als ganzzahliges Vielfaches (Oberwelle) zusammen. Das Geräuschverhalten ist bei solchen Ordnungssphänomenen stark drehzahlabhängig. Typische Ordnungsgeräusche entstehen aus der Druckpulsation der Pumpe bei hydraulischen Lenkhilfen und aus Magnetkraftschwankungen bei elektrischen Systemen.

$$f_{n\text{ Ord.}} = Z \cdot n \cdot \frac{U}{60} \quad [\text{Hz}]$$

U in 1/min

F.3

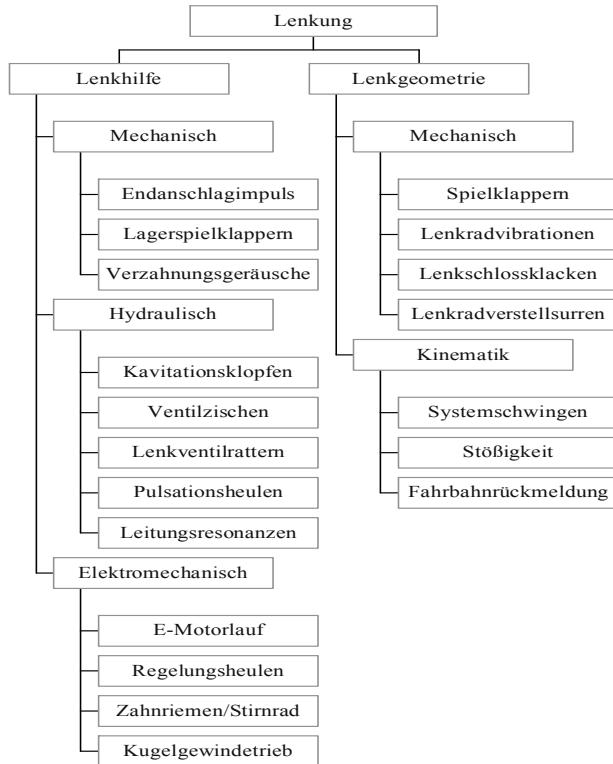


Bild F-1 Schall- und Vibrationsquellen von Lenksystemen

F

Die Amplituden der Ordnungen durchlaufen bei Drehzahlveränderungen proportional alle Frequenzlagen. Breitbandige Geräusche folgen aus dem Schleifen von Lagerungen, Abdeckungen oder überkritischem Druckabbau am hydraulischen Lenkventil. Das Bediengeräusch ist meist eine Überlagerung vieler Geräuschphänomene und deren Ausprägungen.

1.2 Elektrische Lenksystemen

Zeichnet man den Immissionsschalldruckpegel eines elektrischen Lenksystems während eines Lenkvorganges auf und zerlegt die zeitlichen Amplitudenverläufe in ihre Frequenzbestandteile, kann ein Kennfelddiagramm entsprechend **Bild F-2** erstellt werden.

Erkennbar sind nun die einzelnen Bestandteile – die so genannten Teilschallquellen. Die Zuordnung erfolgt über die Ordnungszahlen, welche sich aus den Übersetzungen von E-Motor und Getriebe ergeben. Zur Geräuschrückbildung mittels der Technik der lärmarmen Konstruktion muss der Istzustand der Emissionen bekannt sein. Nach Priorisieren der Schallquellen hinsichtlich Lautstärke und störendem Frequenzband kann mit gleicher Priorität ein konstruktiver Maßnahmenplan entwickelt werden. Die Ausgestaltung der Konstruktionsanpassungen richtet sich nach dem vorliegenden Schallfluss wie beispielhaft in **Bild F-3** gezeigt. Prinzipiell kann an jeder Bauteilgrenze eine Analyse der möglichen sekundären Maßnahmen erfolgen. Diese können beispielhaft das Einbringen einer viskosen Dämpfung, elastischen Entkopplung oder das Aufbringen von lokalen Impedanzmassen an den Grenzschichten sein. Als Primärmaßnahme gelten Änderungen, die direkt eine Geräuschrückbildung der Anregung zur Folge haben, wie z. B. das Vermeiden von ungenauen Strommessungen, Unstetigkeiten oder Totzeiten der Regelung.

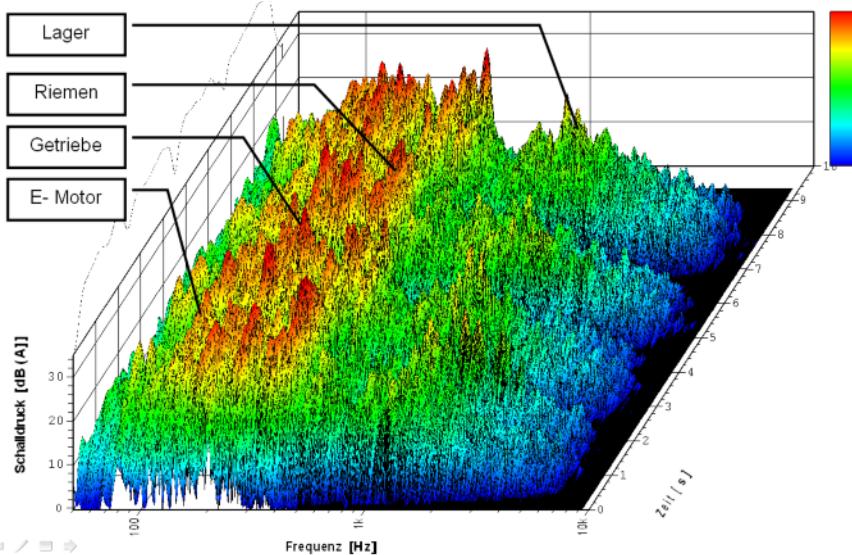


Bild F-2 Schallimmissionsspektrum eines elektrischen Lenksystems

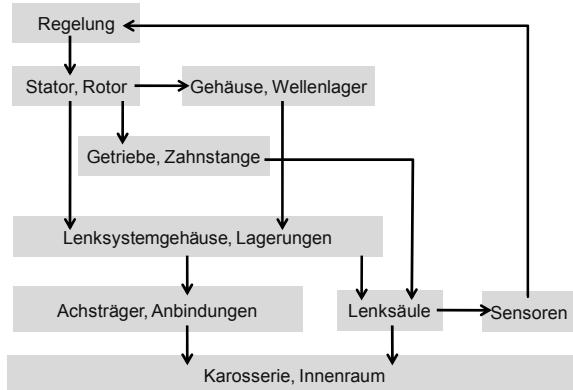


Bild F-3 Schallflussdiagramm eines elektrischen Lenksystems bei E-Motoranregung

1.3 Hydraulische Lenksystemen

Die Geräuschursachen von hydraulischen Systemen sind vorwiegend hydraulischer Natur. Zu hörbaren oder fühlbaren Schwingungen führt nur der dem statischen Druck überlagerte Wechseldruck, auch Druckpulsation genannt, wie im **Bild F-4** dargestellt.

Ursache der Druckpulsation sind Volumenstromschwankungen und deren Wechselwirkungen mit den hydraulischen Impedanzen. Diese werden gebildet durch lokale Massen der Ölvolumenta und dem Volumenspeichervermögen sowie den Resonanzlängen des Leitungssystems. Die akustischen Abstimmarbeiten und Optimierungen erfolgen am Gesamtsystem (**Bild F-5**). Hierzu wird das komplette Subsystem auf speziellen Komponentenprüfständen aufgebaut. Bei fahrzeugunabhängigen

akustischen Qualifizierungen von Komponentensystemen muss die Korrelation zum Gesamtfahrzeug gewährleistet sein. An allen Schnittstellen werden hierzu die dynamischen Kräfte oder Körperschallbeschleunigungen messtechnisch erfasst. Die fehlenden Anbindungsimpedanzen der Karosserie werden berechnet oder räumlich in zeitlicher Phasenbeziehung zueinander gemessen. Eine akustische Immissionsbewertung erfolgt dann durch Verrechnen der Komponentenmesswerte mit der virtuellen Karosserie. Sind als Basis Zeitdaten vorhanden, kann das Ergebnis hörbar gemacht werden und erschließt sich damit auch einer subjektiven Beurteilung durch Hörsitzungen in Form von Jurytests. Bei der akustischen Optimierung werden unter anderem die Luftschatllabstrahlung sowie die Körperschallanregung der Pumpe, das Übertragungsverhalten der Hydraulikleitungen hinsichtlich der Körper-, Fluid- und Rohrschallübertragung, Spiele von Verzahnungen und Wellenführungen und die konstruktive Ausführung von isolationsmäßig wirksamen Systemlagerungen im vorgesehenen Fahrzeug bearbeitet.

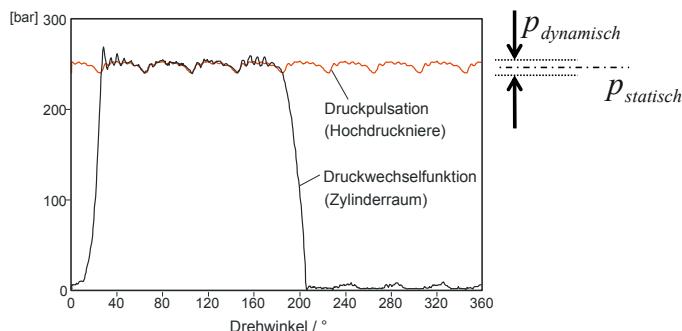


Bild F-4 Überlagerung von statischem Druck und dynamischer Druckpulsation einer Hydraulikpumpe

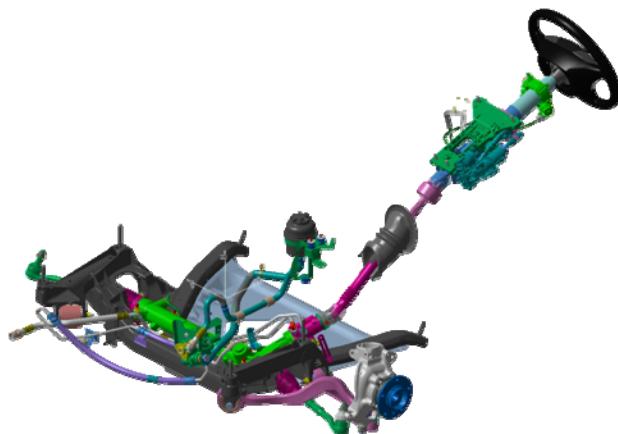


Bild F-5

Lenksystemkomponenten zum Aufbau auf einem Systemprüfstand

Besondere Bedeutung hat die Abstimmung der Hochdruckleitung, das so genannte Leitungstuning der Dehnschlauchleitungen zwischen Hochdruckpumpe und Lenkventil. Auch diese Arbeiten werden auf Komponentenprüfständen als Werkbankversuche durchgeführt. Hierbei beschränkt man sich für den Versuchsaufbau auf die Hydraulikkomponenten und die bauraumkonforme Anordnung der Bauteile. Konzeptbedingt werden in die Dehnschläuche Kunststoffrohre als Resonatoren mit unterschiedlichen Längen, Drosseldurchmessern und Drosselpositionen eingebracht. Es kann eine Geräuschminderung durch die Resonatoren von weit über 40 dB erreicht werden. Der Einfluss der Drosselpositionen (x) liegt unter 20 dB, wie in **Bild F-6** gezeigt.

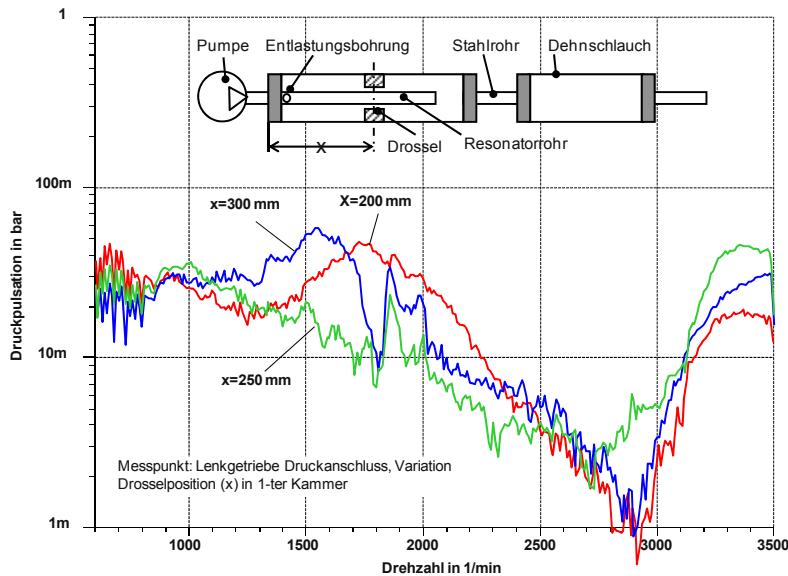


Bild F-6 Variation der Drosselposition bei der Werkbankabstimmung einer Dehnschlauchleitung

Tabelle F-2 zeigt die Gegenüberstellung der typischen Geräuschphänomene und die hierzu notwendigen Abstimmaktivitäten. Neben dem Parkiergeräusch, welches vornehmlich aus dem Pumpenheulen besteht, können auch Zischgeräusche kurz vor dem Lenkanschlag hörbar werden. Letzteres ist die Folge von überkritischem Druckabbau über die Steuerkante des Lenkventils. Bei überkritischem Druckabbau erreicht die Strömungsgeschwindigkeit an der Ventilkante die Schallgeschwindigkeit, wodurch es zu einer Druckwellenüberlagerung mit sehr hoher Schallleistung kommt. Eine deutliche Geräuschminderung folgt aus der Erhöhung des Staudrucks im Rücklauf oder einem stufenweisen Druckabbau durch mehrere in Serie geschaltete Blenden. Durch dieses Einbringen einer oder mehrerer Blenden kann das Zischen vollständig vermieden werden. Bei mehreren Blenden hat es sich als vorteilhaft erwiesen, die Querschnitte geometrisch zu stufen.

Tabelle F-2 Unterteilung Geräuschesymptome von Lenksystemen

Phänomen	Ursache und Abstimmaktivität
Pumpenheulen	Minimierung der Druckpulsation am Lenkgetriebe durch Abstimmung von Blenden und Resonatoren in der Dehnleitung
Lenkungsrasern	Regelkreisinstabilität aufgrund hoher Anforderungen an Lenkwinkelgeschwindigkeit und Lenkdruck, Optimierung des Ventilgradienten und Volumenzunahme im Rücklauf
Lenkungsklappern	Hydraulisches Klappern aufgrund erzwungener Kavitation bei Schlechtweganregung, Abstimmung der Blendenpositionen und des Rückstaus im Rücklauf zum Tank
Lenkungszischen	Überkritischer Druckabbau am Ventil, Abstimmung des Staudrucks durch Blendendurchmesser im Rücklauf
Körperschalleinleitung	Akustischer Kurzschluss der Gummipuffer des Halterkonzeptes bei zu hoher statischer Belastung, Auslegung der Gummiweichheit und des optimalen Anbindungsortes mit hoher Eingangsimpedanz

Allerdings gilt zu beachten, dass Blenden und Drosseln zu einem erhöhten Umlaufdruck und somit auch zu einer Erhöhung des Energieverbrauchs führen. Rattergeräusche treten beim schnellen Durchlenken der Räder auf Niedrigreibwert auf. Ein hydraulisches Klappern ist die Folge von Kavitationsbildung hinter dem Lenkventil z. B. beim Kreisübersfahren einer Schwelle.

2 Stabilität

Der akustische Einfluss einzelner Bauteile innerhalb des gesamten Lenksystems ist abhängig von der Problemstellung, bzw. der Anregung. Zu den Phänomenen bei hydraulischen Lenksystemen, die aus der Stabilität der Hilfskraftunterstutzung rühren, zählen das **hydraulische Klappern** und das **Lenkungsrastern**. Beide Phänomene können neben der Wahl der Größenordnung des Lenkventilgradienten besonders durch die konstruktive Auslegung der Rücklaufleitungen beeinflusst werden. Allerdings stellt dies den Applikationsingenieur vor einen Zielkonflikt. So zeigen sich robuste Systemauslegungen hinsichtlich der Ratterneigungen besonders empfindlich für hydraulisches Klappern und umgekehrt.

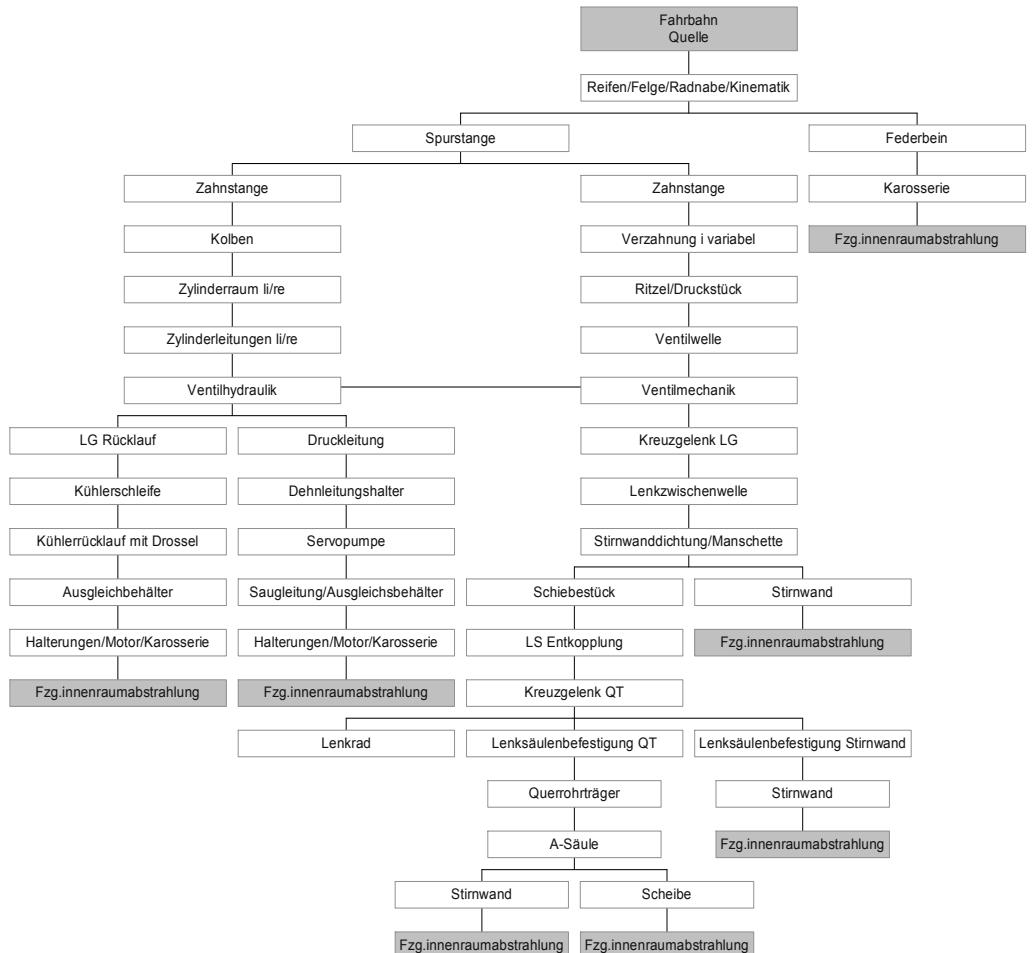
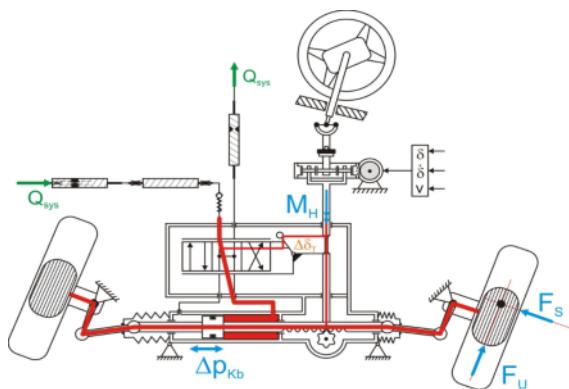


Bild F-7 Schallflussverlauf bei Anregung über Schlechtwegstrecke oder Schwellenüberfahrt

2.1 Hydraulisches Lenkungsklappern

Beim Überfahren von Bodenschwellen oder Schlechtwegen kommt es zu impulsförmigen Anregungen des Rades und einer Weiterleitung über die Zahnstange in den Hydraulikkreislauf des Gesamtsystems. Dies kann zu Klappergeräuschen führen, welche ihren Ursprung im mechanischen Spiel der Zahnstangenführung, aber auch in der Kavitation im hydraulischen Rücklauf nach dem Lenkventil zur Tankseite haben. Der Ursache entsprechend handelt es sich hierbei um so genanntes hydraulisches Klappern. Vom mechanischen Klappergeräusch ist dieses Phänomen subjektiv nicht zu unterscheiden und tritt sporadisch ohne direkte Handlungsausführung des Fahrers auf. Damit zählt das Klappern eindeutig zu den Störgeräuschen mit der Zielsetzung, diese nicht hörbar erscheinen zu lassen. Die komplexen mechanischen und hydraulischen Vorgänge innerhalb eines Lenksystems bei Impulsanregung der Räder werden in dem ähnlich komplexen Schallflussdiagramm im **Bild F-7** abgebildet.

F



Hydraulisches Klappern zeigt sich bei Kreisfahrten beim Überfahren von Bodenwellen mit 5 bis 20 km/h. Aufgrund der Anregung entstehen durch hydraulisch-mechanische Wechselwirkungen starke Druck- und Volumenstromschwankungen im Leitungssystem, besonders im Rücklaufsystem (**Bild F-8**).

Bild F-8
Funktionsschaubild mit hydraulischem Kreislauf eines Lenksystems

Die Druckimpulse in einem nicht optimierten hydraulischen Rücklauf bei Schwellenüberfahrt können bis zu 100 bar im Peak erreichen, rein bedingt durch Kavitation. Im **Bild F-9** ist der schnelle Druckabfall erkennbar im Unterdruckbereich bis zur Dampfdruckgrenze und dem anschließenden hohen Druckimpuls, wodurch als Klappern im Fahrzeug hörbar wird. In den Volumenstromsenken sinkt der Druck am Lenkgetriebeausgang stark ab. Die Hydraulikflüssigkeit verdampft und kondensiert nach kurzer Zeit schlagartig. Dies führt zur Schwingungsanregung der Bauteile. Eine Abstimmung der dynamischen Volumenzunahme und des Staudruckes im Rücklauf vermeidet dieses Geräusch. Hierbei wird dem Lenkventil eine hydroakustische Kapazität nachgeschaltet.

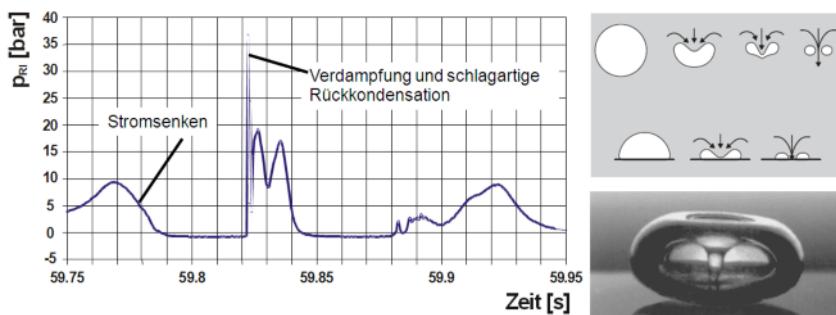


Bild F-9 Druckverlauf und grafische Darstellung des Kavitationsschlags bei hydraulischem Klappern

Bei Hochleistungslenksystemen, wie sie in Sportlimousinen eingesetzt werden, kann es aufgrund dieser hydroakustisch wirksamen Impedanz zu Regelsysteminstabilitäten kommen, welche sich als Ratterschwingungen beim Durchlenken bemerkbar machen.

2.2 Lenkungsräder

Beim Parkieren kommt es aufgrund der Unstetigkeit im Übergang von Haft- auf Gleitreibung im Reibkraftverlauf der Räder auf der Fahrbahn zu Querkraftschwankungen und damit zu einer Schwingungsanregung des Lenksystems. Besonders schwach gedämpfte Systeme auf Fahrbahnen mit niedrigem Reibwert neigen hierdurch zu Ratterschwingungen. Hierbei ist das komplette hydromechanische Lenksystem schwingungsfähig. Haupteinflussparameter ist die Öl volumenpulsation im elastischen Rücklauf. Wird die dynamische Volumenspeicherfähigkeit des hydraulischen Rücklaufes zum Ölbehälter verringert, stellt sich eine deutliche Minderung der Amplituden ein (**Bild F-10**).

F

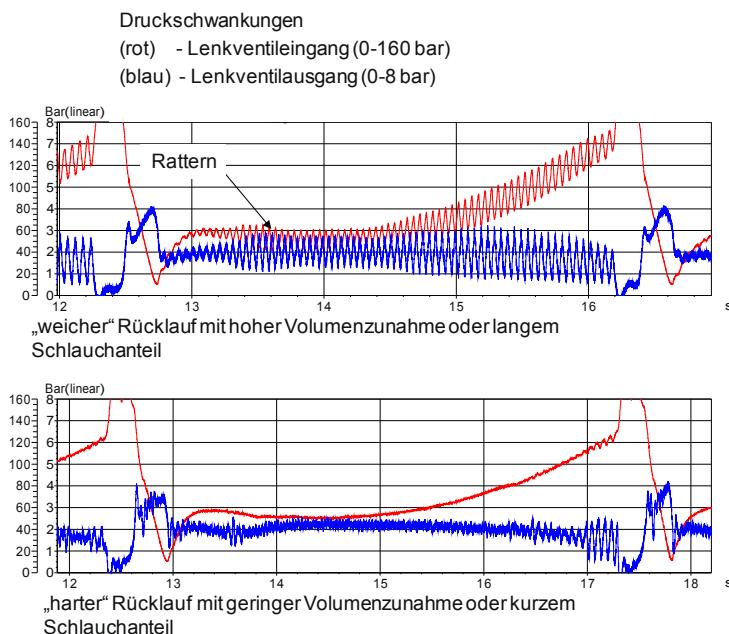


Bild F-10 Druckverlauf im hydraulischen Rücklauf bei „weichem“ und „hartem“ Schlauchmaterial

Allerdings muss noch ausreichend dynamisches Speichervolumen vorgehalten werden, um einen Druckabfall unter den Dampfdruck zu vermeiden, um damit dem Phänomen „hydraulisches Lenkungsklappern“ vorzubeugen. In **Bild F-11** sind beispielhaft Optimierungsmaßnahmen an einer Rücklaufleitung dargestellt. Im Fahrversuch wird die optimale Länge des volumenspeichernden Rücklaufdehnschlauches ermittelt. Progressive Volumenzunahmen in Abhängigkeit vom Staudruck werden durch die Material- und Formsteifigkeit des Schlauches eingestellt. Während sich die Materialsteifigkeit durch das dynamische E-Modul des Systems aus Gummi und Gestricklagen des Schlauches ergibt, wird die Formsteifigkeit durch ovale Querschnitte festgelegt.

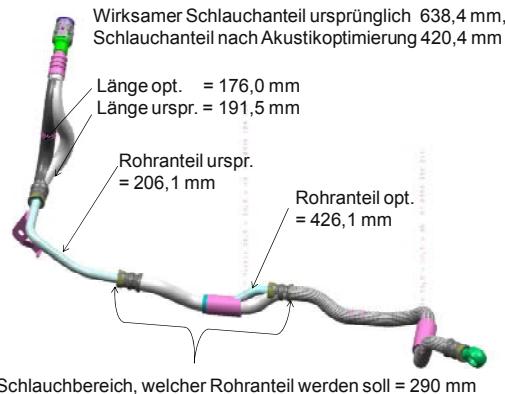


Bild F-11

Optimierungsmaßnahmen an einer Rücklaufleitung zur Vermeidung von hydraulischem Lenkungsklappern und Lenkungsrattern

F

2.3 Lenkraddrehschwingungen LDS

Analog der subjektiv wahrgenommenen Geräuscheinteilung nach Betriebs- und Störgeräuschen (**Tabelle F-1**) können auch die spürbaren Schwingungen oder Vibrationen am Lenkrad geclustert werden. Auch hier gilt: Korrelieren die Schwingungen am Lenkrad mit dem vom Fahrer bewusst eingeleiteten Lenk- oder Fahrmanöver, entspricht das einer gewollten Signalrückwirkung. Subjektiv wird dies vom Fahrer von sportlichen Fahrzeugen als Fahrbahnrückmeldung sogar erwartet. Ganz im Gegensatz hierzu stehen die Lenkraddrehschwingungen (LDS). Lenkraddrehschwingungen sind Rotationsschwingungen im Frequenzbereich 10 bis 30 Hz bei mittleren Fahrgeschwindigkeiten. Das komplette Lenksystem mit Lenkrad, Lenksäule, Lenkgetriebe, Quer- und Längslenkern inklusive Radführung und Rädern stellt ein schwingungsfähiges System dar. Die Drehschwingung am Lenkrad, die sich bei Resonanzanregung aufschwingen kann, wird als äußerst störend empfunden und führt zu einer Verunsicherung des Fahrers. Die Schwingungsamplituden werden durch die Systemdämpfung und die Reibleistung der Räder auf der Fahrbahn begrenzt. Aufgrund der geringen Amplituden am Rad besteht weder eine Beeinträchtigung des Führungsverhaltens des Fahrzeugs noch sind die Schwingungen sicherheitsrelevant. Allerdings wird LDS bei Auftreten sofort im Kundendienst beanstandet und kann zu hohen Gewährleistungskosten der Fahrzeughersteller führen. Man unterscheidet zwei Phänomene von LDS je nach Fahrzyklus:

- Die freirollende LDS entsteht durch Radimperfektionen bei lastfreier Geradeausfahrt. Die Ursachen sind dynamische Wechselkräfte aus Unwucht, Reifenkraftschwankungen oder Exzentrizität des Rades.
- Die bremserregte LDS entsteht beim Abbremsen des Fahrzeugs aus mittleren Fahrgeschwindigkeiten durch Dickenschwankungen der Bremsscheibe. Dies führt zu einem oszillierenden Bremsmoment der Räder und zur Drehschwingungsanregung des Lenkrades durch die Übertragungsfunktion der Lenkkinematik.



Bei der messtechnischen Ermittlung der Drehschwingungen müssen die lateralen Bewegungen eliminiert werden. Dies geschieht durch eine phasenbezogene Differenzmessung mittels zweier tangential angeordneter Beschleunigungssensoren (**Bild F-12**).

Bild F-12

Sensoranordnung zur Bestimmung der Drehschwingungsamplitude LDS

Die Beschleunigungsamplitude der Drehschwingung a_{LDS} . ergibt sich aus der Betragbildung der komplexen Vektorsumme nach:

$$a_{LDS} = \left| \frac{\bar{a}_1 - \bar{a}_2}{2} \right| \quad [\text{m/s}^2] \quad \text{F.4}$$

Einen großen Einfluss auf die LDS-Amplituden hat die Radphasenstellung der Räder. Es können Amplituden bis zu 5 m/s^2 auftreten (**Bild F-13**). Ursache ist die kinematische und elastokinematische Auslegung der Lenkgeometrie, welche die Übersetzungsfunktion von Rad zu Lenkrad bildet.

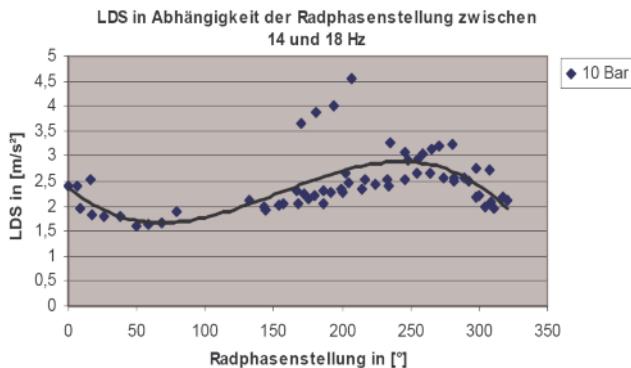


Bild F-13
LDS in Abhängigkeit
der Radphasenstellung
bei 10 bar Bremsdruck
(Quelle: D. Nowicki,
D. Bestle, G. Strasser,
Symposium Reifen Fahr-
bahn der TU Wien, 2005)

Durch entsprechende Abstimmung der Systemkomponenten und der kinematischen Beziehungen dieser zueinander kann LDS vermieden werden. Oberstes Ziel ist, bei mittleren Fahrgeschwindigkeiten eine Übereinstimmung von Anregungsfrequenz und Systemeigenfrequenz zu vermeiden. Beim Durchfahren der systembedingten Resonanz außerhalb dieses Betriebszykluses muss ausreichend Dämpfung im Lenksystem vorgehalten werden. Dämpfung und Eigenfrequenzlage lassen sich bei manchen Lenksystemen schon durch unterschiedlich steife Querlenker variieren. In **Bild F-14** wird die Verstärkungsfunktion über Anregungsfrequenz bei unterschiedlichen Querlenkervarianten aufgezeigt.

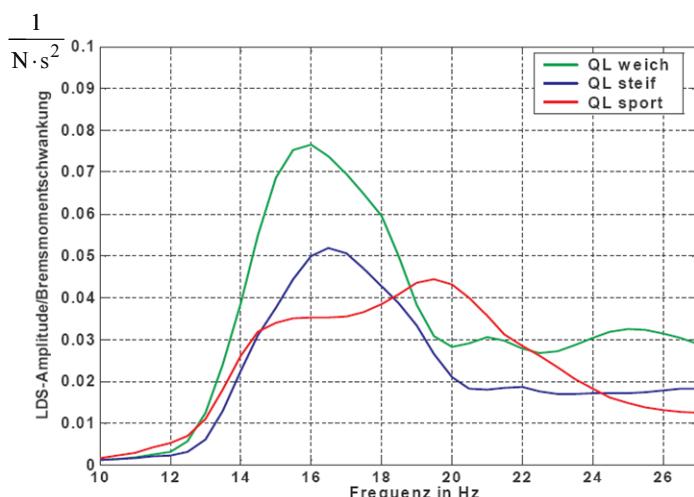


Bild F-14
Übertragungsfunktion der
Bremsmomentenschwan-
kung bei unterschiedlich
steifen Querlenkervarianten
(QL); (Quelle: D. Nowicki,
D. Bestle, G. Strasser,
Symposium Reifen Fahr-
bahn der TU Wien, 2005)

3 Körperschallübertragung durch Schläuche und Leitungen

Die akustische Beschreibung der Materialeigenschaften von biegeschlaffen Bauteilen findet ihre Anwendung im Wesentlichen bei hydraulischen Dehnschlauchleitungen der Lenkhilfe und dem Lastfall der Druckpulsübertragung. Ergänzend zu dieser hydroakustischen Sicht wird in diesem Kapitel ausschließlich auf die Körperschallübertragung von biegeschlaffen Schläuchen eingegangen. Neben dem Eigengeräusch der Pumpe erfolgt bei motorseitiger Befestigung der Pumpe auch eine Körperschallemission der Motorordnungen mit anschließender Übertragung durch die Hochdruckschlauchleitung auf die Fahrzeugstruktur.

3.1 Körperschallwellenüberlagerung

Die Körperschallwellenübertragung stellt sich als Überlagerung der dominanten Mode der Dehn-, Torsion- und Biegewelle dar (**Bild F-15**).

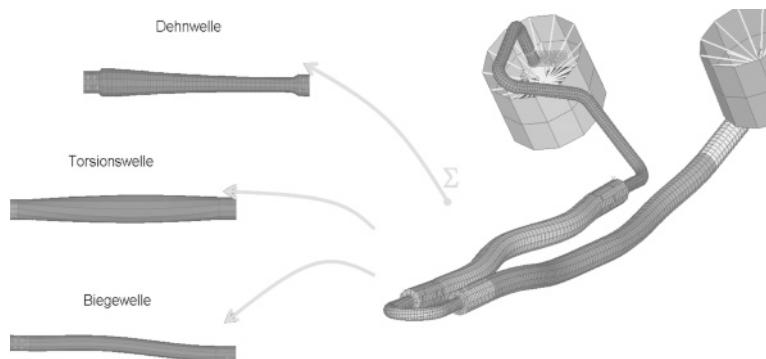


Bild F-15 Dominante überlagerte Wellenformen

Besonderes technisches Interesse findet hierbei die Dehnwelle. Diese Quasilongitudinalwelle strapaziert aufgrund ihrer Querkontraktion die Materialelastizitäten in longitudinaler, radialer und tangentialer Richtung längs des Schlauches. Die Geräuschkennung durch lärmarme Konstruktion von Schlauchleitungen beträgt bis zu 40 dB und ist im Verständnis als Schallnebenweg innerhalb der Gesamtfahrzeugakustik bei Weitem nicht nebensächlich.

3.2 Akustisch wirksame Materialkenngrößen

Die Elastizität der Schlauchwand bestimmt maßgeblich die Körperschallwellengeschwindigkeit und -dämpfung. Neben der konstruktiven Gestaltung in Form von Abmessung und Verlegung ist der komplexe Elastizitätsmodul:

$$\underline{E} = E + iE\eta \quad (\text{F.5})$$

ein wichtiger akustischer Materialkennwert.

Hochdruckschlauchleitungen verhalten sich bis 30 bar Öldruck isotrop. Erst bei höheren Drücken nimmt die Richtungs- und Ortsabhängigkeit des E-Moduls mit wachsendem Druck zu. Die E-Module in radialer und tangentialer Richtung werden ausschließlich für die Dehnwelle über das Öl angekoppelt. Näherungsweise kann bei mittlerem Öldruck und mittlerer Materialtemperatur von einem linearen Verhalten des E-Moduls ausgegangen werden (**Bild F-16**).

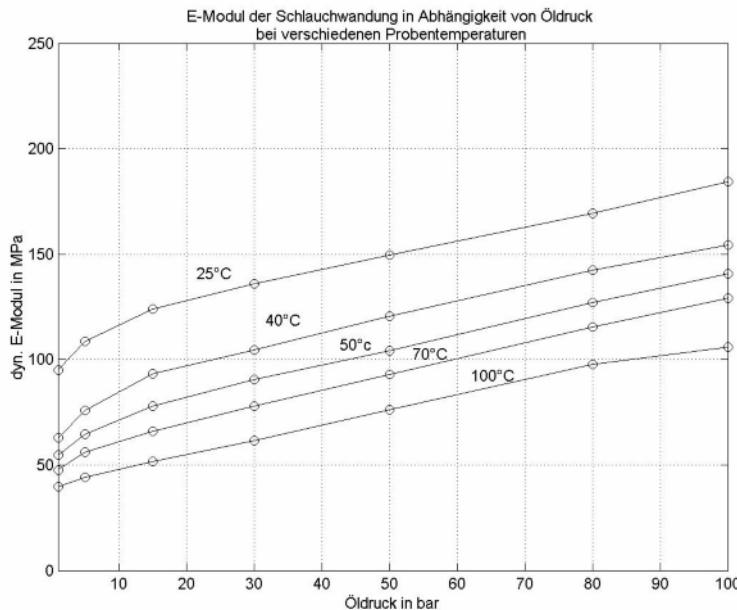
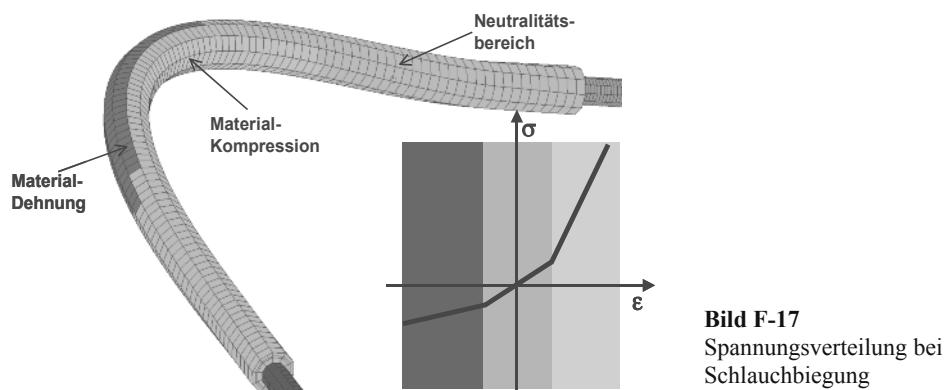


Bild F-16 Dynamisches E-Modul eines Öldruckschlauches

F

3.3 Minderung der Schallübertragung durch Biegeverlegung

Schlauchleitungen werden in der Regel auch genutzt, um Winkelversatz, Höhenunterschied oder Motorbewegungen zwischen zwei Aggregaten auszugleichen. Bei Biegeverlegung stellen sich am äußeren Umfang der neutralen Faser Zug- (Materialdehnung) und am inneren Umfang Druckspannungen (Materialkompression) ein. Dieses „trielastische“ Materialverhalten führt zu einer Erhöhung des wirkenden E-Moduls der Schlauchwand (**Bild F-17**).

Bild F-17
Spannungsverteilung bei Schlauchbiegung

Die Folge ist eine Erhöhung der Wellengeschwindigkeiten bei abnehmenden Biegeradien, wodurch sich proportional auch die Eigenfrequenzen der stehenden Körperschallwellen erhöhen (**Bild F-18**).

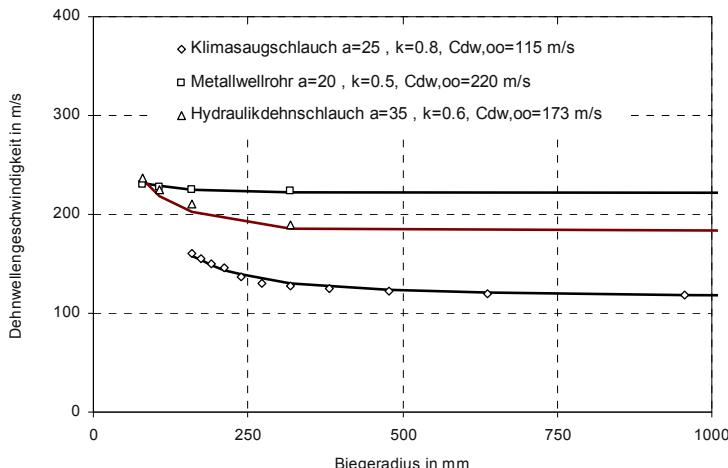


Bild F-18 Biegeeinfluss von Schlauchleitungen und Metallwellrohr auf die Dehnwellengeschwindigkeit

In F.6 wird die Dehnwellengeschwindigkeit empirisch beschrieben. Der Koeffizient a , der Exponent k und die Dehnwellengeschwindigkeit $c_{DW,0}$ werden im Versuch auf einem Schlauchprüfstand [2] ermittelt:

$$c_{DW}(R) = \sqrt{c_{DW,\infty}^2 + \left(\frac{a \cdot c_{DW,0}}{\left(\frac{R}{R_0} \right)^k} \right)^2} \quad \text{F.6}$$

$$c_{DW,\infty} = \lim_{R \rightarrow \infty} c_{DW}(R)$$

$$c_{DW,0} = 1 \text{ m/s}, R_0 = 1 \text{ m}$$

Weiterhin wird bei Längsanregung mit zunehmendem Biegeradius aufgrund des Biegewinkels eine Querkraft wirksam. Der Querkraftverlauf initiiert einen Biegemomentenverlauf und koppelt damit die Biegewellenmode an. Analog werden bei Queranregung die Torsionswellen angeregt.

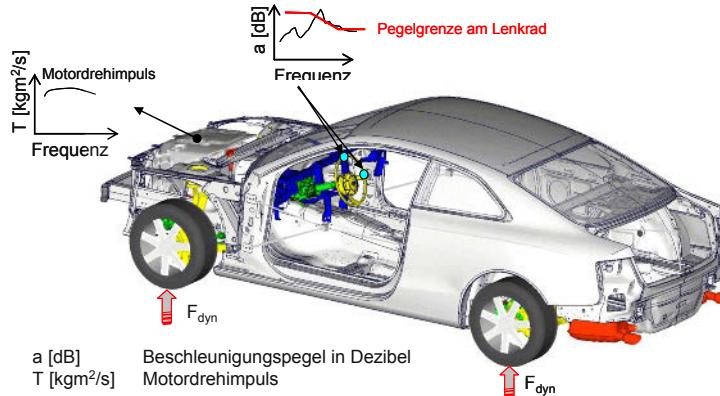
4 Lenksäule und Lenkrad – Auslegung hinsichtlich Schwingungskomfort

Das letzte und bedeutende Glied der Lenksystem-Kette, das Lenkrad, liegt in den Händen des Insassen als quasi Gradmesser von Vibrationen. Dieses Kapitel beschreibt die Auslegung des Lenksystems und der beteiligten Einzelkomponenten zur Erfüllung der hohen Komfortansprüche mit dem Ziel der Minimierung der aus vertikalen und lateralen Lenksäulen-Schwingungen erzeugten Lenkradvibrationen. Für fahrzeug- und straßenseitige Schwingungsanregungen sind sowohl für Motorleeraufdrehzahl im Stillstand bis zu ν_{max} des Fahrzeugs die Vibrationen am Lenkrad auf ein Minimum zu begrenzen. Wie in **Bild F-19** dargestellt, wird die Karosserie durch Motorbewegungen über die Motorlager und durch Radunwucht oder Schlaglöcher über die vorderen und hinteren Dome angeregt. Das im Cockpit tragende Strukturbau teil Modulquerträger und die Lenksäule bringen die Schwingungen und Vibrationen bis zum Lenkrad.

4.1 Auslegungsstrategie

Für die Schwingungskomfortauslegung der in die Fahrzeugkarosserie zu integrierenden Einzelkomponenten des Cockpits wie Modulquerträger, Lenksäule, Lenkrad, Klimaanlage etc. ist Folgendes zu beachten bzw. festzulegen:

- Vermeidung von Frequenzüberlagerungen der wichtigsten Einzelkomponenten durch Erstellung einer Mode-Karte
- Festlegung von Frequenzz Zielen für Komponenten im Fahrzeug



F

Bild F-19 Fahrzeug- und straßenseitige Schwingungsanregung

Der Lenksäule und dem Lenkrad als Komponenten im Fahrzeug kommt bei der Auslegungsstrategie eine besondere Bedeutung zu.

Einige Premium-Fahrzeughsteller setzen das Ziel für die LenksäulenEigenfrequenz im Fahrzeug überkritisch, d. h. die Anregungsfrequenzen bei Motorleerlauf und eine mögliche Radunwucht bei Höchstgeschwindigkeit liegen unterhalb der Eigenfrequenz der Lenksäule, womit eine Frequenzüberlagerung und Resonanz vermieden wird. Mit einer hohen Struktursteifigkeit der Komponenten stellen sich geringe Schwingpegel am Lenkrad ein. Die Möglichkeit der Schwingungstilgung für kritische Motor-Getriebe-Kombinationen durch einen im Lenkrad fungierenden Lenkradtilger wird vorgehalten und in Kapitel F 4.5 näher erläutert.

Andere Fahrzeughsteller legen die Lenksäule unterkritisch aus, womit die strukturelle Eigenfrequenz der Lenksäule beim Start des Motors „durchfahren“ wird. Ein Tilger im Lenkrad wird damit in den meisten Fällen notwendig.

Für eine hinsichtlich Motorleerlaufdrehzahl überkritische Auslegung einer LenksäulenEigenfrequenz von ≥ 40 Hz wird in **Bild F-20** eine Mode-Karte für die häufig eingesetzten 4 und 6-Zylinder-Motoren gezeigt.

Mit Kenntnis der Eigenfrequenzen von Einzelkomponenten sind diese im Gesamtfahrzeug so zu implementieren, dass keine hinsichtlich Lenkradvibrationen ungünstigen Frequenzüberlagerungen auftreten. Mode-Karten dienen zur Positionierung der Einzelkomponenten mit deren angestrebten Eigenfrequenz im Gesamtfahrzeug.

Zum Beispiel führt die bei einigen Herstellern verwendete Cockpitmodul-Strategie, bei welcher das gesamte Cockpit als Modul vormontiert wird, zu Anbindungskonzepten einer Klimaanlage mit einer Eigenfrequenz im Fahrzeug von ca. 15 bis 22 Hz. Die globalen Karosseriemoden eines Cabrio

Fahrzeugs fallen typischerweise auch in diesen Frequenzbereich. Eine Torsionsanregung der Karosserie kann so die Klimaanlage in Resonanz bringen, was zu höheren Pegeln und damit spürbaren Vibrationen am Lenkrad in diesem Frequenzbereich führt. Eine Positionierung der Klimaanlage überkritisch oder unterkritisch zur globalen Torsionseigenfrequenz eines Cabrio Fahrzeugs wird angestrebt.

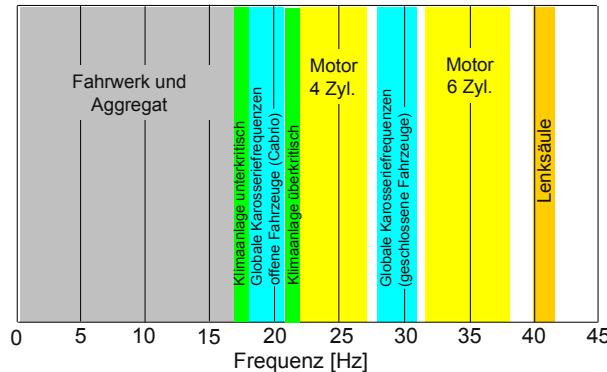


Bild F-20 Mode-Karte zur Positionierung der Eigenfrequenzen von Komponenten im Gesamtfahrzeug

Für die mit 4. Motorordnung anregenden 8-Zylinder-Dieselmotoren und deren im Vergleich zu Benzinmotoren höheren Leerlaufdrehzahlen von etwa 620 U/min liegt auch eine Lenksäuleneigenfrequenz von 40 Hz nicht mehr über der Anregefrequenz des Motorleeraufs, sodass für diese Motoren ein Lenkradtilger häufig notwendig wird.

In **Bild F-21** wird der Bereich der Anregungsfrequenz für einen 4-, 6- und 8-Zylinder-Motor im Leerlauf mit entsprechender Motorordnung und für Radunwuchtanregung über der Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen.

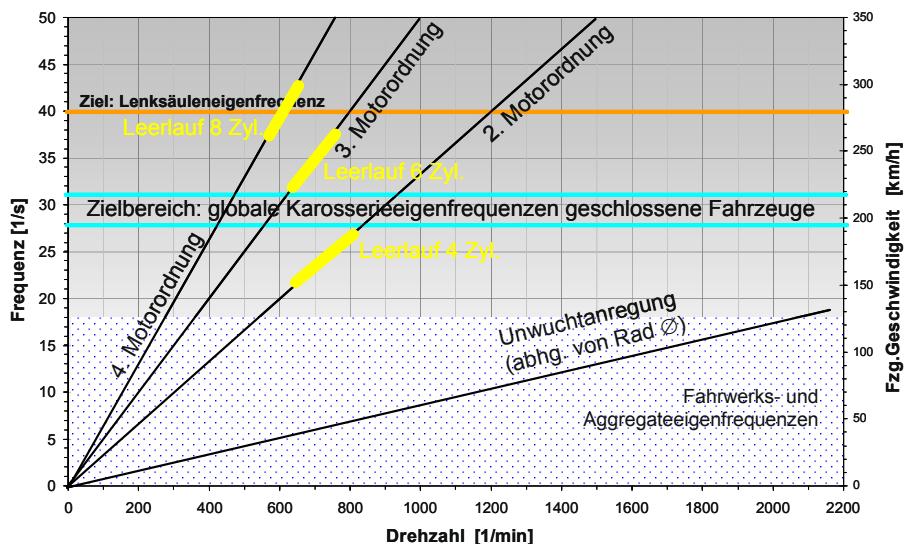
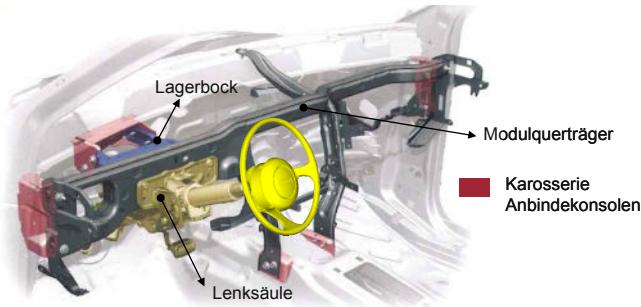


Bild F-21 Motordrehzahl über Anregungsfrequenz und Fahrzeuggeschwindigkeit

4.2 Eigenfrequenzziele der Komponenten und im Gesamtfahrzeug

In diesem Kapitel werden Eigenfrequenzziele der Komponenten für überkritisch ausgelegte Lenksäulen mit einer Eigenfrequenz ≥ 40 Hz ohne Einsatz eines Lenkradtilgers angeführt. **Bild F-22** zeigt alle unmittelbar beteiligten Strukturbauenteile eines Cockpits, welche maßgeblich für die Erreichung der Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug sind. Neben dem Modulquerträger, auch Instrumententafelträger oder Cockpitquerträger genannt, sind dies die Komponenten Lenksäule, Lagerbock, Lenkrad und die Karosserie inklusive ihrer lokalen Anbindekonsolen.

**Bild F-22**

Die für Lenksäuleneigenfrequenz relevanten Strukturbauenteile mit Verschraubungsstellen

Mit Ausnahme der Karosserie sind dies alles Komponenten, welche von Fahrzeug Zulieferfirmen gemeinsam mit dem Fahrzeugherrsteller entwickelt werden (Hintersteiner et al. 2008). In Kapitel J 3.4 geht ein Lenksäulenhersteller auf die Eigenfrequenzanforderung einer Lenksäule ein. Auf der Basis von Benchmark-Untersuchungen mit einer Vielzahl von Lenksäuleneigenfrequenzmessungen im Fahrzeug und im starren Bock der Lenksäule können, unterstützt durch Finite-Elemente-Berechnungsmodelle, die in **Bild F-23** angeführten Frequenzziele für Komponenten und Subkomponenten beispielhaft aufgestellt werden.

Aus Messreihen ist festzustellen, dass bei Benchmark-Fahrzeugen die Eigenfrequenz der Lenksäule im Fahrzeug im Vergleich zur Eigenfrequenz der Lenksäule im starren Bock um ca. 10 Hz abfällt (siehe auch Kapitel J 3.4). Von diesem Abfall der Lenksäuleneigenfrequenz fallen etwa 50 % auf die Elastizität des Modulquerträgers und 50 % auf den Einfluss der Karosserie mit deren lokalen Karosseriesteifigkeiten an den entsprechenden Verschraubungsstellen zum Modulquerträger. Diese Aufteilung kann durch eine Vielzahl an Berechnungsergebnissen untermauert werden.

	Aufbauzustand	Frequenziel [Hz]	Bemerkung
	Vehicle level (trimmed body)	40	Ziel für massenausgestattete Karosserie und Gesamtfahrzeug mit Lenkrad
	System level (Cockpit)	47	Karosserie starr, Cockpit mit kompletter Massenausstattung und Lenkrad-Ersatzmasse
	Subsystem level (Lenksäule)	50	Lenksäule mit Lenkrad-Ersatzmasse im starren Bock
	Components level (Lenkrad)	80	Lenkrad im starren Bock

Bild F-23

Komponenten und Subkomponenten mit Eigenfrequenzz Zielen (Hintersteiner 2008)

Die im **Bild F-23** gezeigten Aufbauzustände Systemlevel und Subsystemlevel verwenden jeweils eine Lenkrad-Ersatzmasse (Prüfscheibe), womit eine Standardisierung in der frühen Projektphase erreicht wird. Für die Lieferanten von Lenksäule und Modulquerträger reduziert es den Logistikaufwand bzw. die Entwicklungszeiten. Die Kenntnis des Einflusses bei Einsatz eines realen Lenkrades im jeweiligen Aufbauzustand ist für das Verständnis und die Zielsetzung der Eigenfrequenzen von großer Bedeutung. So werden mit Einsatz eines Lenkrades anstelle einer deutlich steiferen Lenkrad-Ersatzmasse im Subsystem level deutlich geringere Eigenfrequenzen berechnet bzw. gemessen.

Zur Unterstützung der Frequenzielerreichung werden für die lokalen Karosseriesteifigkeiten an den Verschraubungsstellen der im **Bild F-22** gezeigten Strukturauteilen mit den Karosseriekonsolen seitens der Fahrzeughersteller die lokalen statischen und dynamischen Steifigkeiten ermittelt und mit Zielwerten abgeglichen (Hintersteiner 2008).

F

4.3 Berechnungsmodelle und -lastfälle

Die im Fahrzeugentwicklungsprozess konstruktionsunterstützenden Berechnungsmodelle bzw. Finite Elemente Modelle (FEM) des Trimmed Body und des Gesamtfahrzeugs sind in **Bild F-24** dargestellt. Das Trimmed-Body-FE-Modell stellt eine vollständig mit Bauteilmassen ausgestattete Karosserie ohne die Komponenten Fahrwerk, Räder, Motor, Getriebe und Abgasanlage dar.

In der frühen Entwicklungsphase wird das Gesamtfahrzeug-FE-Modell durch ein Trimmed-Body-FE-Modell angenähert. Im Trimmed-Body-FE-Modell werden die mit Lieferanten entwickelten Komponenten wie z. B. Lenksäule, Lenkrad und Modulquerträger auf ihr Lastenheftziel hinsichtlich Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug überprüft. Im Gesamtfahrzeug-FE-Modell können die hinzukommenden Moden von Aggregat und Fahrwerk analysiert werden und die Schwingpegel relativ zu Berechnungsvarianten verglichen und minimiert werden.

Zur Bewertung der Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug werden acht Lastfälle herangezogen. Der Lastfall „Driving Point Response“ (Inertanz) dient lediglich zur Ermittlung der Lage der Lenksäuleneigenfrequenz. Eine äquivalente Messung wird mit einem Impulshammer durch Schlag auf den Lenkradkranz vertikal und lateral durchgeführt.

Für die Bewertung des Übertragungsverhaltens wird der Lastfall „Frequency Response“ eingesetzt. Dieser ermöglicht die Analyse der Beschleunigungsantwort am Lenkrad vertikal und lateral bis 50 Hz durch relativen Vergleich von Berechnungsvarianten. Eine äquivalente Messung wird mit elektrodynamischen Shakern oder einer 4-Stempel-Hydropsulsanlage durchgeführt.

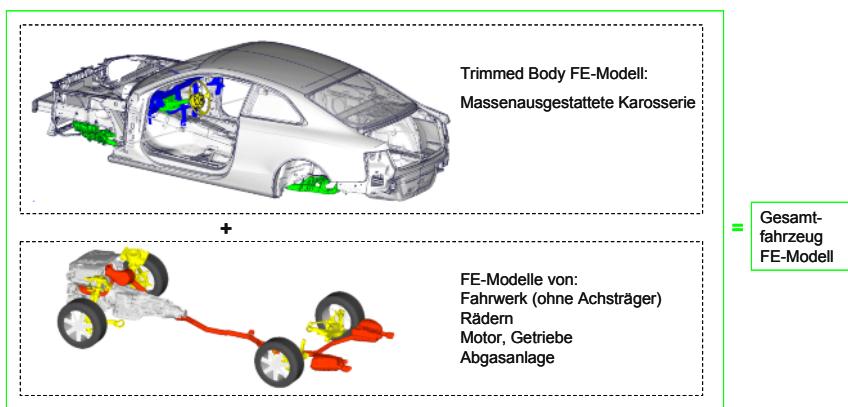


Bild F-24 Finite-Elemente-Modelle des „Trimmed Body“ und des Gesamtfahrzeugs

Ein Ergebnis des Lastfalles „Frequency Response“ mit der Anregung einer dynamischen Einheitskraft von 1 N links und rechts am Motorlager, Hinter- und Vorderachsdämpfer jeweils gleich und gegenphasig ist in **Bild F-25** dargestellt. Die Kurven zeigen die vertikale Beschleunigungsantwort am Lenkrad in [mm/s²] wobei für Vergleich von Berechnungsvarianten die Beschleunigungspegel in [dB] ausgewertet werden. Entsprechende Kurven werden für die Beschleunigungspegel am Lenkrad in lateraler Richtung geplottet und analysiert.

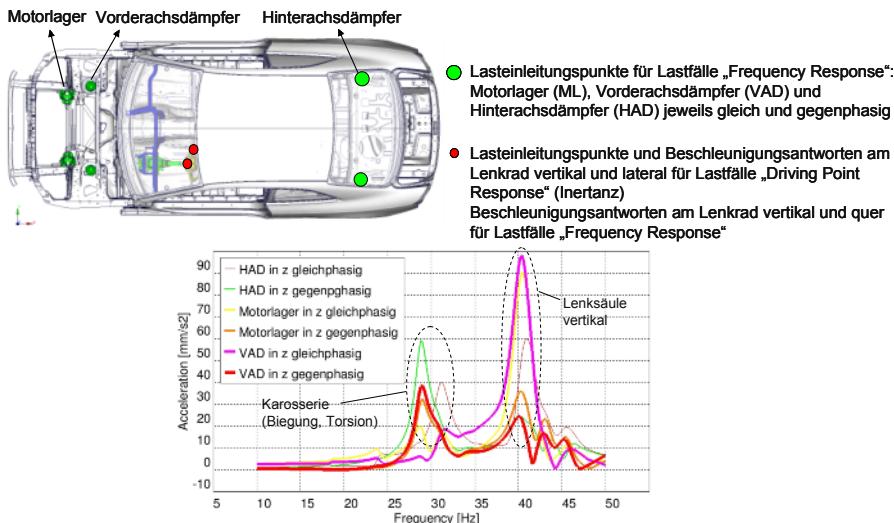


Bild F-25 Standardlastfälle zur Bewertung der Lenksäuleneigenfrequenz und des Übertragungsverhaltens mit Berechnungsergebnis Lastfall „Frequency Response“

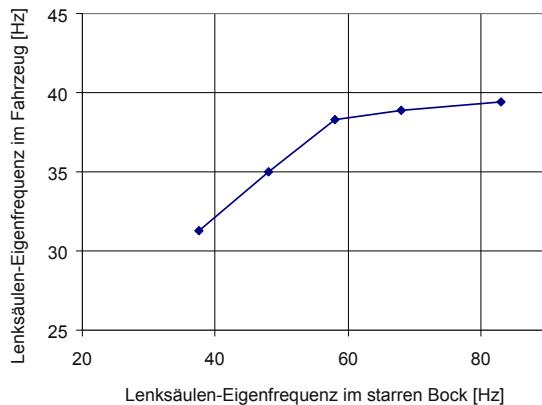
4.4 Parameterstudien

In diesem Kapitel wird rechnerisch die Auswirkung verschiedener Parameter von Lenksäulen und Lenkräder auf die Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug gezeigt. Lenksäuleneigenfrequenzziele im Fahrzeug gelten für den so genannten „worst case“, d. h. für eine Lenksäule in der Längsverstellung voll ausgefahren. Die Lenksäulen von Fahrzeugen haben eine Verstellmöglichkeit von der Mitte-Position von etwa +/-30 mm in Längsrichtung der Lenksäule und etwa +/-25 mm quer dazu in Höhenrichtung. In Lenksäuleneigenfrequenzmessungen werden die 4 Endlagen ausgewertet, in den Berechnungsmodellen jeweils voll ausgefahren und in einer Höhenstellung, welche konstruktionsbedingt den niedrigeren (worst case) Eigenfrequenzwert darstellt. In **Tabelle F-3** ist die Auswirkung der Lenksäulenstellung und der Gesamtmasse einer Lenksäule auf die Lenksäuleneigenfrequenz eines Fahrzeugs aufgelistet.

Tabelle F-3 Auswirkung von Lenksäulenparametern auf die vertikale Lenksäuleneigenfrequenz eines Fahrzeugs

Lenksäulenparameter	Auswirkung auf Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug
Masse der Lenksäule	-0,15 Hz/kg
Lenksäulenstellung (Längsverstellung)	-0,8 Hz/10 mm

Bild F-26 zeigt die Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug (Vehicle level) in Abhängigkeit der Lenksäuleneigenfrequenz im starren Bock (Subsystem level). Diese Kurve für einen bestimmten Konstruktionsstand des Modulquerträgers und der Karosserie zeigt, dass ab etwa 57 Hz Lenksäuleneigenfrequenz im starren Bock eine Sättigung der Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug erreicht wird. Höhere Lenksäuleneigenfrequenzen im starren Bock sind nicht mehr effizient, sodass für die Zielerreichung einer 40 Hz Lenksäule im Fahrzeug Versteifungsmaßnahmen am Modulquerträger und an den Rohbaukonsolen einzubringen sind.

**Bild F-26**

Vertikal dynamische Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug in Abhängigkeit der Lenksäuleneigenfrequenz im starren Bock

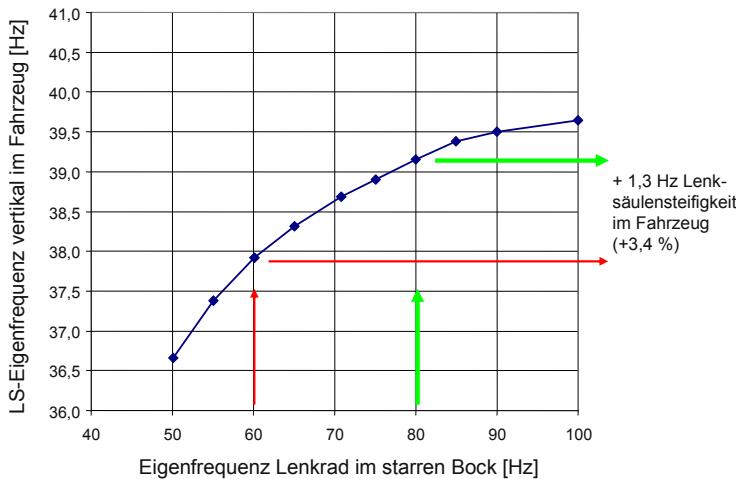
Tabelle F-4 zeigt die Auswirkung des Lenkrad-Parameters Masse auf die vertikale Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug.

Tabelle F-4 Auswirkung des Lenkradparameter Masse auf die vertikale Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug

Lenkradparameter	Auswirkung auf Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug
Masse des Airbag	-0,4 Hz/100 Gramm
Masse am Lenkradkranz	-0,7 Hz/100 Gramm

Mit 0,7 Hz/100 Gramm ist die Masse des Lenkradkranzes und die darauf verteilte Masse wie Umschäumung, Lenkradkranz-Heizung und Masse der Schaltwippen sehr sensitiv auf die Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug.

Bild F-27 zeigt den Einfluss der Lenkrad-Steifigkeit im starren Bock (Component level) als einen weiteren Parameter des Lenkrades auf die Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug. Durch Anhebung der Lenkradeigenfrequenz im starren Bock von 60 auf 80 Hz wird eine deutliche Steigerung der Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug von 1,3 Hz erreicht. Ab etwa 90 Hz flacht die Kurve soweit ab, so dass hier kein deutlicher Beitrag mehr zur Erhöhung der Lenksäuleneigenfrequenz im Fahrzeug erbracht werden kann.

**Bild F-27**

Einfluss der Lenkradeigenfrequenz im starren Bock auf die Lenksäule-eigenfrequenz im Fahrzeug

F

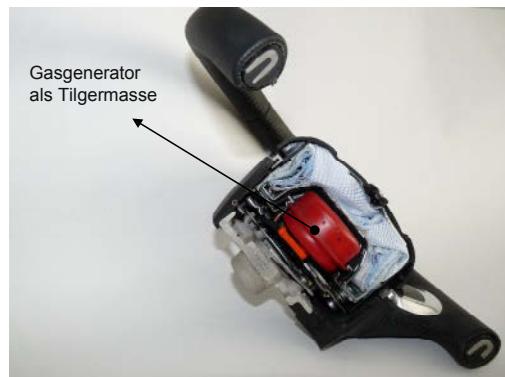
4.5 Lenkradtilger

Wie in Kapitel F 4.1 erläutert, können für Fahrzeuge mit kritischen Motor-Getriebe-Kombinationen Lenkradtilger zur Schwingungstilgung eingesetzt werden. Für Fahrzeuge mit Dieselmotor und/oder Automatikgetriebe kann der Einsatz eines Lenkradtilgers auch für eine überkritisch ausgelegte Lenksäule entschieden werden. Der bei Dieselmotoren hohe indizierte Druck und die bei Automatikgetrieben im Stillstand mit „Drive-Stellung“ und getretenem Bremspedal direkte Verbindung zum Getriebe mit möglichen Vibrationen am Lenkrad sind hierbei als Gründe zu nennen.

In **Bild F-28** sind zwei Lenkräder verschiedener Fahrzeughhersteller mit jeweils Einsatz eines Tilgers im Lenkrad dargestellt. Während in **Bild F-28a** ein konventioneller Lenkradtilger mit einer Zusatzmasse von 440 Gramm als Tilger eingesetzt wird, verwendet das Lenkrad in **Bild F-28b** den Gasgenerator des Airbags mit 400 Gramm als Tilgermasse, womit eine Zusatzmasse eingespart werden kann.



a) Daimler-Lenkrad mit zusätzlicher Tilgermasse



b) Audi-Lenkrad mit Gasgenerator des Airbags als Tilgermasse

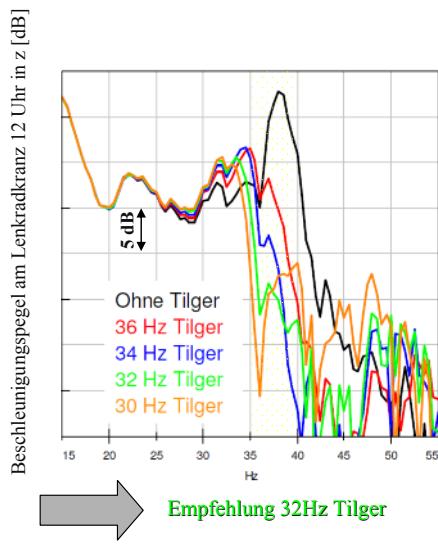
Bild F-28 Mögliche Schwingungstilger im Lenkrad: a) Zusatzmasse, b) Gasgenerator des Airbag

Der Gasgenerator in **Bild F-28b**) wird über ein radial angeordnetes Elastomer elastisch gelagert, im Falle eines Lenkrades ohne Tilgerfunktion wird dieser starr verschraubt. Die Tilgermasse in **Bild F-28a**) wird über vier zylindrisch bzw. prismatische Elastomerstifte in den Boden des Lenkradkranzes gesteckt.

Die Abstimmung eines Lenkradttilgers im Gesamtfahrzeug wird in der Entwicklung im Versuch über verschiedene Messreihen abgesichert. Typischerweise werden Lenkradsätze mit Tilgereigenfrequenzen von etwa 24 Hz bis ca. 36 Hz vermessen. Die Beschleunigungsantworten am Lenkradkranz „12 Uhr“ in vertikaler Richtung (normal zur Lenksäulenachse) und auf „3 Uhr“ in der lateralen Richtung (Fahrzeugquerrichtung) werden für Motorleerlauf und durch Anregung auf einer 4 Stempel Hydropulsanlage gleichphasig (Biegeanregung) und gegenphasig (Torsionsanregung) mit der Lenksäulenstellung jeweils eingefahren und ausgefahren verglichen. Ergebnisse solcher Messreihen in Lenksäulenstellung ausgefahren sind in **Bild F-29** gezeigt.

F

Anregung: 4 Stempel Hydropulsanlage gleichphasig, $v=25 \text{ mm/s}$



Anregung: Motorleerlauf

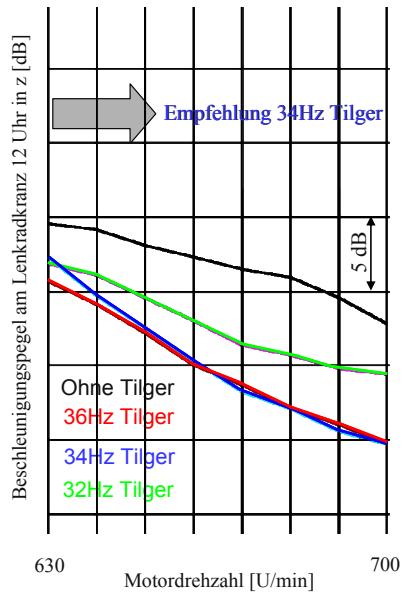


Bild F-29 Gemessene Pegel am Lenkradkranz „12 Uhr“ in vertikaler Richtung ohne Tilger und mit verschiedenen Tilgereigenfrequenzen

Aus diesen Messreihen kann eine Tilgereigenfrequenz von 32 Hz oder 34 Hz empfohlen werden. Mit der in **Bild F-30** gezeigten Pegelreduktion am Lenkradkranz von ca. 5 bis 10 dB nach Analyse einer Gesamtfahrzeug Simulation wird ein 34 Hz Lenkradttilger eingesetzt.

Durch Einsatz eines Lenkradttilgers können die Beschleunigungspegel am Lenkrad sowohl im Motorleerlauf als auch bei Fahrbetrieb durch Anregung über die Achsen um ca. 10 dB reduziert und damit die Vibrationen am Lenkrad deutlich und für den Insassen subjektiv spürbar vermindert werden.

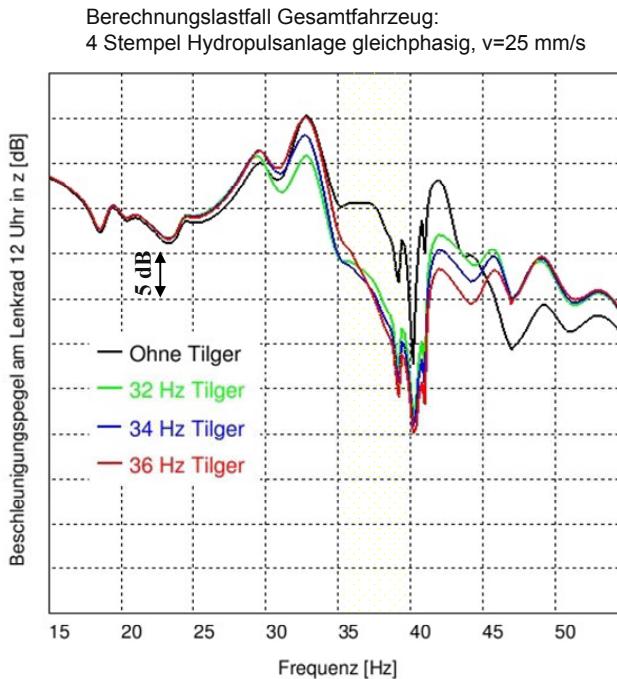


Bild F-30 Berechnete Pegel am Lenkradkranz „12 Uhr“ in vertikaler Richtung ohne Tilger und mit verschiedenen Tilgereigenfrequenzen

4.6 Fazit

Die Auslegung der Lenksäule und des Lenkrades sowie des Modulquerträgers und der Karosserie mit den Verschraubungskonsolen zum Cockpitmodul stellt hinsichtlich des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs eine bedeutende Aufgabe dar. Mit ständigem Kontakt zum Lenkrad spürt der Fahrzeuglenker die am Lenkrad auftretenden Vibrationen.

Für die Auslegung der im Fahrzeug verbauten Lenksäule kann die Lenksäuleneigenfrequenz hinsichtlich Motorleeraufregung und Straßenanregung überkritisch oder unterkritisch ausgelegt werden. Zur Vermeidung einer Anregung der Lenksäule von im Cockpit verbauten Komponenten wie der Klimaanlage ist es zielführend eine Modekarte zu erstellen mit dem Ziel, Eigenfrequenzen der Komponenten und Anregungsfrequenzen zu trennen.

Neben den bei jeder Fahrzeugentwicklung festgelegten Zielen für die globalen Eigenfrequenzen der mit massenausgestatteten Karosserie müssen auch für die lokalen Anbindungssteifigkeiten der mit dem Modulquerträger eines Cockpits verschraubten Karosseriekonsolen Steifigkeitsziele festgelegt werden.

Werden in Fahrversuchen dennoch Lenkradvibrationen beanstandet, kann ein Lenkradtilger eingesetzt werden, welcher für kritische Motor-Getriebe-Kombinationen die Lenkradvibrationen (Amplituden) mindert.

Für die Zulieferfirmen von Komponenten wie Lenkrad, Lenksäule und Modulquerträger werden Eigenfrequenzziele festgelegt, die aus einer Vielzahl von Messreihen und Simulationsanalysen resultieren. Herstellern von Lenksäulen und Modulquerträgern dient eine Lenkrad-Ersatzmasse als Standardisierung.

Mit der in diesem Kapitel beschriebenen strukturellen Auslegung der hinsichtlich Lenkradvibrationen bedeutenden Komponenten Lenkrad, Lenksäule, Modulquerträger und Karosserie wird für den Fahrzeuglenker für alle Fahrzustände ein robustes und vibrationsarmes Fahrgefühl erlebbar gemacht.

Literatur zu Kapitel F

- HINTERSTEINER, R. (2008): Steering Wheel Vibrations – From the Requirements in the vehicle to the Requirements of the individual Components. Steering Tech. München 2008
- HINTERSTEINER, R. et al. (2008): Funktionale Auslegung der Karosserie. Der neue Audi Q5, ATZ Sonderheft
- KICHANG, K. und INHO C. (2007): A study on the advanced technology analysis process of steering system for idle performance. SAE 2007-01-2339
- NOWICKI, D., BESTLE, D. und STRASSER, G. (2005): Symposium Reifen Fahrbahn der TU Wien
- PLANK, E. (1994): Optimierung des Schwingungskomforts mit Hilfe der Finite-Element-Methode am Beispiel eines frontgetriebenen Pkws. VDI Reihe 11, Nr. 208
- SENTPALI, S. (2006): Ingenieur der Zukunft, lärmarme Konstruktion in der Fahrzeugmechatronik, Vorlesung an der TU Kaiserslautern 2005
- SENTPALI, S. (2008): Geräuschminderung an Fahrzeuglenk- und Stabilisierungssystemen, Fachtagung im Haus der Technik, Essen 2008
- SENTPALI, S. (2008): Körperschallübertragung gerader und gebogener Schlauchleitungen im Fahrzeubau, Dissertation, TU Kaiserslautern 2008
- SENTPALI, S. (2009): Akustische Wertigkeit in der Fahrzeugqualität, Vorlesungsreihe Ingenieur der Zukunft, TU Kaiserslautern 2009
- SENTPALI, S. (2009): Körperschallnebenwegübertragung durch Schlauchleitungen im Fahrzeubau, Wissenschaftssymposium Automobiltechnik (WISAU), Tagungsband, Magdeburg 2009
- SENTPALI, S., PIES, K., FALLEN, M. und EBERT, F. (2007): Ermittlung von Kennwerten zur Beschreibung der akustischen Übertragungseigenschaften biegeschlaffer Bauteile, Tagungsbeitrag der 33. Jahrestagung für Akustik DAGA, Stuttgart 2007

G

Lenkgefühl, Interaktion Fahrer – Fahrzeug

Das Lenkgefühl ist das subjektive Empfinden des Fahrers beim Lenken eines Fahrzeugs. Dieses Lenkgefühl resultiert aus der Empfindung und der Beurteilung des Fahrers vom Lenkverhalten bzw. des Fahrverhaltens des Fahrzeugs, es entsteht aus der Interaktion Fahrer-Fahrzeug. Als Fahrverhalten bezeichnet man allgemein die Reaktion des Fahrzeugs auf Fahrereingaben und auf Störungen wie beispielsweise Seitenwind oder Straßenunebenheiten. Das Lenkverhalten ist ein Teilbereich des Fahrverhaltens und beschreibt die Reaktion des Fahrzeugs auf Lenkeingaben und Störungen. Die Optimierung des Lenkgefühls ist eine zentrale Aufgabe in der Fahrdynamikentwicklung. Zwar begann man schon Ende der 30er Jahre des vorigen Jahrhunderts, das Handling und insbesondere das Eigenlenkverhalten von Personenwagen quantitativ zu erfassen (Olley 1938), dennoch wurde und wird das so genannte Lenkgefühl fast ausschließlich subjektiv von erfahrenen Testfahrern bewertet und optimiert. Ein Grund dafür war und ist bis heute, dass das Lenkgefühl eng mit dem Fahrverhalten bzw. den Handlingseigenschaften eines Fahrzeugs gekoppelt ist. Die Objektivierung des Lenkgefühls, getrieben durch den anhaltenden Trend einer immer stärkeren Nutzung von *Digitalen Prototypen*, hat stark an Bedeutung gewonnen. Obwohl in der letzten Zeit schon einige Bewertungskriterien erarbeitet wurden, kann immer noch trefflich über das Thema diskutiert werden, zum Einen, weil es unterschiedliche Auslegungsphilosophien gibt, zum Anderen weil die Grenzen zwischen *authenticem* und *artifiziellem* Lenkgefühl, insbesondere auch in Verbindung mit Fahrerassistenzsystemen nicht klar sind.

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zur Beschreibung des Lenkgefühls dargestellt. Die elementare Bedeutung des Führungs- und Rückmeldeverhaltens wird erläutert. Weiterhin sind die Besonderheiten der subjektiven Beurteilung des Lenkgefühls und der objektiven Messung des Lenkverhaltens dargestellt. Zusammenhänge zwischen dem subjektiv empfundenen Lenkgefühl und dem objektiven Lenkverhalten eines Fahrzeugs werden aufgezeigt.

1 Lenkverhalten und Lenkgefühl

Im Gegensatz zu dem fahrdynamischen Verhalten des Fahrzeugs im Grenzbereich, welches nur von wenigen Fahrern aktiv erlebt wird, ist das Lenkgefühl im niedrigen und mittleren Querbeschleunigungsbereich für jeden Kunden alltäglich erlebbar. Basis hierfür ist immer eine agile Fahrwerksgrundauslegung verbunden mit einem präzisen Lenksystem, welches dem Fahrer ein intensives Fahrerlebnis ermöglicht. Für ein gutes Lenkgefühl ist es notwendig, dass das Lenkverhalten des Fahrzeugs durch ein harmonisches Zusammenspiel von Lenkradmoment und Lenkradwinkel sowie entsprechenden Fahrzeugreaktionsgrößen geprägt ist.

Der Fahrwerkentwicklungsprozess muss dieses harmonische Fahr- und Lenkverhalten sicherstellen. Hierzu arbeiten eine Vielzahl von Experten mit entsprechendem Verständnis und Gespür für das Fahrerlebnis an der besagten harmonischen Fahrzeugabstimmung. Der Schwerpunkt ihrer Arbeit beruht auf einem detaillierten subjektiven Beurteilungs- und Abstimmprozess. Objektive Methoden zur Beurteilung des Lenkverhaltens kommen zum Einsatz, um den subjektiven Abstimmprozess gezielt zu unterstützen.

Der Charakter eines Fahrzeugs wird durch das Lenkverhalten und dem damit verbundenen Lenkgefühl entscheidend geprägt. Ziel ist die Entwicklung eines perfekt abgestimmten Lenkverhaltens, welches sich für jedes einzelne Fahrzeugsegment durch eine Balance von Fahrsicherheit, Komfort und Sportlichkeit auszeichnet. Exzellente Fahrergonomie, intuitive Bedienung und eindeutige Rückmeldung sind hierbei ebenfalls von entscheidender Bedeutung.

Ein wesentliches Merkmal des Lenkverhaltens ist die Reaktion bei Kurvenfahrt unter Einfluss der Querbeschleunigung. Hier wird Fahrdynamik besonders deutlich und besonders emotional für den Fahrer erlebbar. Die Kurvenfahrt lässt sich hierbei in drei Bereiche untergliedern: *On-Centre*-Bereich mit Anlenken, linearer Bereich der Fahrdynamik mit Weiterlenken und Übergang bis in den Grenzbereich. Angestrebgt wird ein lineares Verhältnis von Lenkradwinkel zu Fahrzeugreaktion bis zu hohen Querbeschleunigungen sowie ein gutmütiges, eindeutig signalisiertes Übergangsverhalten in den Grenzbereich. Das Übergangsverhalten in den Grenzbereich soll dem Fahrer durch einen überproportionalen Anstieg der benötigten Lenkradwinkeleingabe, durch eine Reduktion der Fahrzeugreaktion (Untersteuern) sowie durch einen Abfall des Lenkradmoments signalisiert werden.

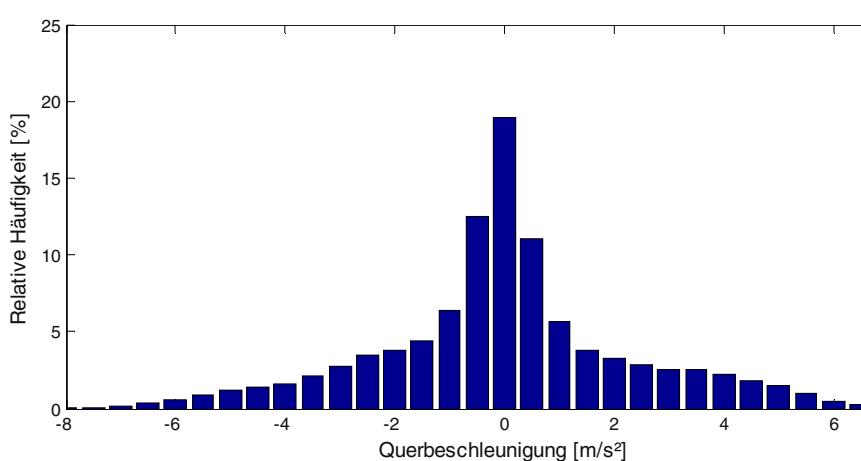


Bild G-1 Fahrzeugquerbeschleunigungsanteile kumuliert aus Autobahn, Stadt und Landstraße (Normalfahrer)

Als fahrdynamischer Leistungsbereich wird allgemein der tatsächlich auftretende Wertebereich der Längs- und Querbeschleunigung im alltäglichen Fahrbetrieb bezeichnet. Dieser Leistungsbereich wird durch den Fahrer, das Fahrzeug und die Fahrbahn bestimmt. In **Bild G-1** ist für verschiedene Straßentypen die relative Häufigkeit der aufgetretenen Fahrzeugquerbeschleunigung für einen Normalfahrer dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass bei solchen Fahrten die häufigsten Querbeschleunigungswerte kleiner als 2 m/s^2 sind. Bei der Fahrt auf der Autobahn ist der Querbeschleunigungsanteil am kleinsten gefolgt von Stadtfahrten. Diesen aktiv genutzten Bereich der Fahrdynamik bestimmt der Fahrer unter Berücksichtigung seiner Erfahrung, seinem Sicherheitsempfinden und seinen Komfortansprüchen. Die Stabilitätsreserven des Fahrwerks liegen bei trockener Fahrbahn jedoch weitaus höher. Hieraus lässt sich ableiten, dass für die Objektivierung des Lenkverhaltens Betriebsbereiche mit Querbeschleunigungswerten von bis ca. 4 m/s^2 von besonderem Interesse sind. Dieser Bereich stellt für den Normalfahrer den täglich erfahrbaren Bereich der Fahrdynamik dar.

Im **Bild G-2** ist ersichtlich, dass die auftretende Lenkradwinkelfrequenz bei unterschiedlichen Straßenarten im Wesentlichen unter 0,5 Hz liegt. In Extremsituationen wie beispielweise bei einem plötzlichen Ausweichmanöver oder einem doppelten Spurwechsel liegen die Frequenzen deutlich höher, weshalb moderne Lenksysteme mindestens für bis zu 3 Hz ausgelegt und getestet werden. In der alltäglichen Fahrsituation eines Normalfahrer treten diese hohen Frequenzen jedoch kaum auf. Es wird ersichtlich, dass das Lenkgefühl besonders bei Lenkvorgängen mit niedriger Frequenz besonders im Fokus steht.

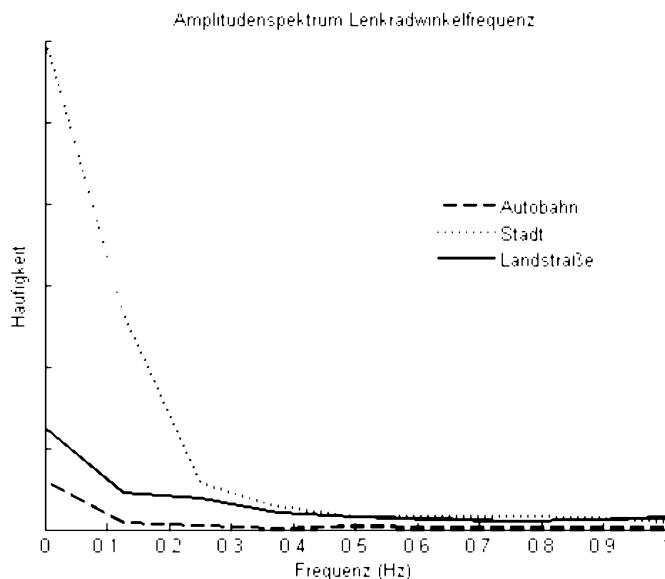


Bild G-2
Auftrtende Lenkradwinkel-
frequenz bei verschiedenen
Straßen (Normalfahrer)

2 Lenkgefühl

Das Lenkgefühl entsteht aus der direkten Interaktion von Fahrer und Fahrzeug, durch das Bedienelement Lenkrad. Das Lenksystem erfüllt hierbei zwei Funktionen. Es dient einerseits als Aktor, mit dem der Fahrer das Fahrzeug zu einer Kursänderung veranlasst, andererseits stellt es für den Fahrer eine wichtige haptische Informationsquelle bezüglich dem Fahrzustand und der Fahrzeugreaktion dar. Das Lenkgefühl ist die subjektive Empfindung des Fahrers bezüglich Lenkbefehl, Fahrzeugreaktion und der haptischen Rückmeldung. Es ist also die Wahrnehmung des dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs beim Lenken (Lenkverhalten) durch den Fahrer und kann wie folgt definiert werden:

Lenkgefühl ist die Summe der optischen, kinästhetischen und haptischen Sinneseindrücke des Fahrers beim Lenken eines Fahrzeugs und entspricht einer subjektiv empfundenen, komplexen Erfahrung.

Oft wird in der Literatur der Begriff *Lenkgefühl* mit dem Lenk- oder Fahrverhalten bzw. Handling vermischt, dies soll hier vermieden werden. Auch kann das Lenkgefühl nicht im psychologischen Sinne als Emotion wie Angst und Freude interpretiert werden (Wolf 2008). Die Fahrtkursregelung, in der das Lenkgefühl entsteht, kann als geschlossener Regelkreis dargestellt werden. Man spricht hier von dem *Regelkreis Fahrer – Fahrzeug* (**Bild G-3**), der diese Interaktion beschreibt.

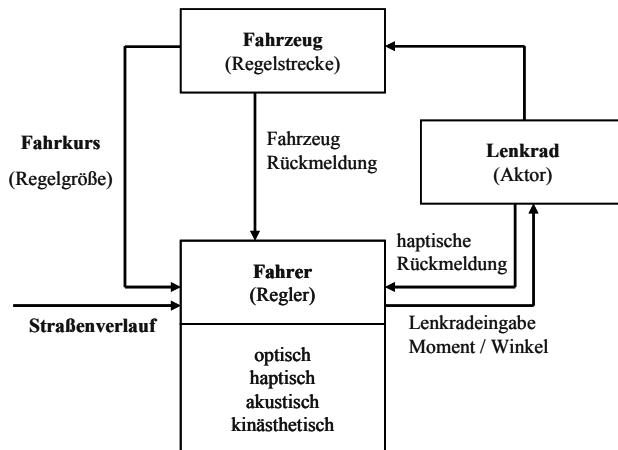


Bild G-3
Regelkreis Fahrer – Fahrzeug

G

Um die Stabilität und Agilität des Regelkreises zu optimieren, ist das Fahrzeug den Eigenschaften des Fahrers anzupassen. Dabei sind die Eigenschaften des Lenksystems, des Fahrwerks und des Reifens von elementarer Bedeutung. Die Aufgabe der Fahrkursregelung erfordert vom Fahrer eine aktive Fahrzeugführung unter Berücksichtigung der Rückmeldung des Fahrzustandes.

2.1 Führungsverhalten

Ein gutes Führungsverhalten eines Fahrzeugs ist die Fähigkeit der Spurführung und Spurhaltung durch den Fahrer mit optimalem fahrerischem Lenkaufwand. Mit anderen Worten: Gutes Führungsverhalten bedeutet, dass eine beabsichtigte Kursänderung durch den Fahrer, eingeleitet durch einen Lenkbefehl am Lenkrad, unmittelbar und für jede Geschwindigkeit erwartungsgemäß und beherrschbar umgesetzt wird. Dass diese Eigenschaften für alle Beladungs-, Straßen- und Witterungsverhältnisse gelten, ist selbstverständlich. Das Führungsverhalten und das damit verbundene Lenkgefühl lassen sich unterteilen in ein Lenkgefühl im *engeren und erweiterten Sinn* (Braess 2004).

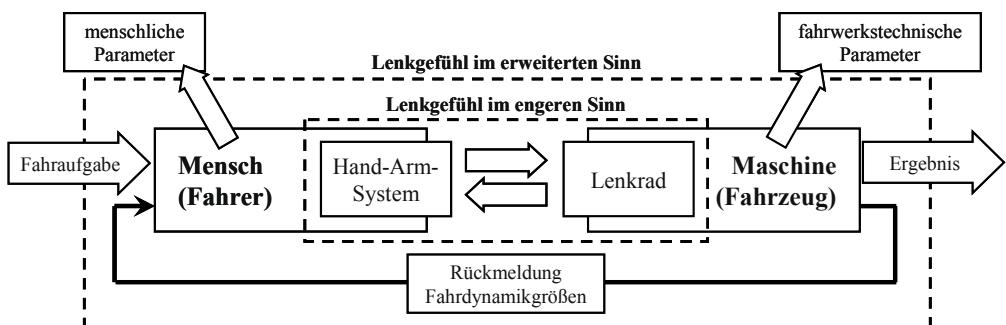


Bild G-4 Definition des Lenkgefühls im engeren und erweiterten Sinn, Wolf (2008)

Lenkgefühl im engeren Sinn betrachtet vorwiegend den gestellten Lenkradwinkel und das fühlbare Lenkradmoment sowie die Abhängigkeit beider Größen von der Fahrgeschwindigkeit. Das Hauptaugenmerk liegt somit auf der haptischen Sinneswahrnehmung am Lenkrad.

Lenkgefühl im erweiterten Sinn betrachtet neben der Wahrnehmung am Lenkrad das gesamte dynamische Verhalten des Fahrzeugs auf entsprechende Lenkeingaben. Die Fahrzeugantwort wird neben der haptischen Rückmeldung vor allem kinästhetisch und optisch wahrgenommen.

Wichtig sind angepasste Lenkradwinkel und Lenkradmomente zur Erzielung des gewünschten Lenkverhaltens und somit des gewünschten Lenkgefühls über den ganzen Geschwindigkeitsbereich, sowie ein stabiles Fahrverhalten im hohen Geschwindigkeitsbereich. Weiterhin gilt es, starke nicht-lineare Effekte wie z. B. um die Lenkungsmitte oder einen zu schmalen Übergang in den möglicherweise instabilen Grenzbereich eines Fahrzeugs zu vermeiden.

2.2 Rückmeldeverhalten

Das Rückmeldeverhalten beschreibt die Fähigkeit der Informationsübermittlung von Radlast-, Rollwiderstands-, Längskraft- und Seitenkraftänderungen durch eine Änderung des anliegenden Lenkradmoments. Das Rückmeldeverhalten unterteilt sich in Nutz- und Störinformationen, welche dem Fahrer über die Subsysteme Reifen/Rad, Vorderachse, Lenkgetriebe und Lenkstrang übermittelt werden.

Nutzinformationen sind für die Aufgabe der Fahrtkursregelung äußerst hilfreich. Ein wichtiges Merkmal ist eine eindeutige Signalisierung der Haftgrenze der Vorderräder an den Fahrer. So sollte beispielsweise ein Reibwertsprung zu einer Änderung des Rückstellmoments am Reifen führen und das Lenkradmoment beeinflussen.

Störinformationen wie z. B. Rollwiderstandsänderungen an den Rädern, hervorgerufen durch Straßenunebenheiten, verursachen mittels des Störkrafthebelarms ein Störmoment um die Lenkachse, welches über das Lenkgetriebe und den Lenkstrang an den Fahrer weitervermittelt wird. Diese Effekte sind bis zu einer bestimmten Größenordnung (Frequenz und Amplitude) erwünscht, um eine gewisse Verbindung zwischen Fahrer und Fahrbahn herzustellen. Für sportliche Fahrzeuge soll dieses Verhalten stärker ausgeprägt sein als für komfortorientierte Fahrzeuge, die hier bewusst eine stärkere Isolierung der Störeinflüsse anstreben. Periodische Störungen wie Bremskraftschwankungen und Radunwucht, welche keine nützliche Information für den Fahrer enthalten, sollten weitestgehend unterdrückt bzw. isoliert werden, um die Fahraufgabe nicht zu beeinträchtigen (Groll 2006).

2.3 Anforderungen an ein optimales Lenkverhalten und Lenkgefühl

Für ein optimales Lenkverhalten und somit Lenkgefühl bedeutet dies, dass ein Fahrzeug mit einem unmerklichen Zeitverzug auf Lenkeingaben reagiert, die Rückstellkraft am Lenkrad exakt aus der Lenkungsmittenlage heraus spürbar ist und bis zu hohen Querbeschleunigungen stetig und gut fühlbar ansteigt. Weiterhin ist ein deutlich ausgeprägter *Center-Point* für eine präzise Geradeausfahrt, ein selbsttätiger Lenkungsrücklauf mit angepasster Rücklaufgeschwindigkeit am Kurvenausgang, der nicht zu Überschwingreaktionen führt und eine hohe Stelldynamik für schnelle Lenkmanöver gefordert. In Abhängigkeit des Fahrzeugs ist eine eindeutige Rückmeldung über den Fahr- und Fahrbahnzustand notwendig, ohne dass Stöße und Schwingungen in das Lenkrad einfließen. Für das Parkieren sind niedrige Lenkradmomente und kleine Lenkradwinkel zur Erfüllung der Komfortansprüche notwendig.

Diese Anforderungen lassen sich in folgende Oberziele zusammenfassen:

- **Lenkpräzision** durch ausgeprägtes *Mittengefühl*; spontanes Ansprechen auf Lenkeingaben; synchrones Verhalten von Lenkradwinkeleingabe, Lenkradmomentanstieg und Fahrzeugreaktion
- **Lenkkomfort** durch an die jeweilige Fahrsituation angepasstes Lenkradmoment; geringer Lenkradwinkelbedarf beim Parkieren, bei Abbiegevorgängen und im Fahrzeughandling; selbsttätiger Lenkungsrücklauf mit angepasster Lenkradwinkelgeschwindigkeit

- **Lenkungsrückmeldung** von Fahrzustands- und Fahrbahninformationen in einem ausgewogenen Verhältnis zu möglichen Störgrößen
- **Lenkdynamik** ausreichend für schnelle Lenkmanöver, wie z. B. ein plötzliches Ausweichmanöver

Zur Erzielung eines optimalen Lenkverhaltens sind die Eigenschaften und das Zusammenspiel vieler Subsysteme wie Reifen, Achskinematik und Elastokinematik, Wankstabilisierung und Karosseriesteifigkeit aber auch Randbedingungen wie z. B. Aerodynamik zu berücksichtigen.

3 Evaluierungsmethodiken des Lenkgefühls – Objektivierung

Nach der verbalen Beschreibung der Anforderungen bezüglich eines optimalen Lenkgefühls, werden im Folgenden mögliche Evaluierungsmethodiken beschrieben, welche die Verbindung von subjektiven Beurteilungsergebnissen des Lenkgefühls mit den Fahrzeugeigenschaften erlauben (Schimmel und Heißing 2009). Unter der so genannten Objektivierung versteht man die Evaluierungsmethoden, welche die subjektiv empfundenen Fahreindrücke in objektiv beschreibbare Kennwerte bzw. Parameter überführt.

Kennwertbasierte Korrelationsanalyse

Die Kennwertbasierte Korrelationsanalyse ist die etablierteste Methode und wurde bereits in einer Reihe von Publikationen angewandt. Bei dieser Methode werden aus standardisierten Fahrmanövern Kennwerte (objektive Parameter) extrahiert. Die subjektiven Beurteilungen erfolgen meist in getrennten Beurteilungsfahrten von versierten Versuchsfahrern unter Verwendung von verschiedenen Beurteilungsskalen. Die gewonnenen objektiven Parameter werden den subjektiven Beurteilungen mittels Korrelationsanalyse gegenübergestellt. Dazu werden auch Erfahrungen von Experten und Publikationen berücksichtigt. Typische Ergebnisse dieser Methode wurden in Norman (1984), Dettki (2005), Harrer (2007), und Zschocke (2009) publiziert. Der Vorteil dieser Methode ist die Transparenz und die mögliche Plausibilitätsprüfung. Nachteilig ist der hohe Aufwand zur Gewinnung von qualitativ hochwertigen Messdaten und der subjektiven Beurteilungen.

Fahrzeugmodellbasierte Objektivierung

Die Fahrzeugmodellbasierte Objektivierung basiert wie die Kennwertbasierte Korrelationsanalyse auf der Korrelationsanalyse von objektiven Parametern mit subjektiven Beurteilungen. Jedoch werden die objektiven Parameter nicht aus den Fahrzeugmessungen, sondern aus einem Fahrzeugmodell gewonnen oder direkt die Fahrzeugmodellparameter zur Korrelation herangezogen. Dieses Fahrzeugmodell wird zuvor in verschiedenen Fahrmanövern bedatet. Diese Bedatungsfahrten können bereits genutzt werden, um subjektive Beurteilungen von den Testfahrer zu erhalten. Damit entfallen aufwendige Fahrzeugmessungen. Ein höherer Aufwand entsteht durch die Identifikation des Fahrzeugmodells. Es muss zusätzlich kontrolliert werden, ob das Fahrzeugmodell das Fahrverhalten des Fahrzeugs umfassend genug abbildet. Diese Methode wurde unter anderem in den Arbeiten von Kobetz (2004), Meyer-Tuve (2009), Schimmel und Heißing (2009) verwendet.

Fahrermodellbasierte Objektivierung

In der Fahrermodellbasierten Objektivierung wird nicht mehr ein Fahrzeugmodell identifiziert, sondern ein Fahrermodell. Bei dieser Methode wird davon ausgegangen, dass die Regelung des Fahrers die Fahrzeugeigenschaften abbildet und eventuelle Defizite kompensiert. Die identifizierten Parameter des Fahrermodells werden danach mit den Subjektivurteilen der Fahrer in Korrelation gebracht. Diese Versuche können dadurch auch in Fahrsimulatoren und bei nicht standardisierten Fahrmanövern durchgeführt werden, da nicht das Fahrzeugverhalten, sondern der Fahrer abgebildet

wird. Untersuchungen mit diesen Verfahren wurden in Henze (2004) und Schimmel und Heißing (2009) präsentiert. Laut Schimmel und Heißing (2009) kann nur ein grobes Abbild der menschlichen Fahrleistung erreicht werden, weshalb keine detaillierte Analyse des Fahrverhalten und somit des Fahrzeugs möglich ist.

Bislang konnte insbesondere mit der Kennwertbasierten Korrelationsanalyse trotz gewisser Grenzen eine Reihe praxisrelevanter objektiver Parameter für das Fahrverhalten und für das Lenkgefühl ermittelt werden.

4 Subjektive Beurteilung des Lenkgefühls

Die subjektive Beurteilung ist seit Jahrzehnten in der Automobilindustrie etabliert und bis heute eines der wichtigsten Instrumentarien zur Bewertung und Abstimmung des Fahr- und Lenkverhaltens von Fahrzeugen. Die subjektive Beurteilung des Lenkgefühls wird aber auch durchgeführt, um Daten für weitergehende Korrelationsanalysen zur Objektivierung zu gewinnen. Der Fahrer übernimmt die Aufgabe der Fahrzeugführung und die der Fahrzeugbeobachtung. Unter psychologischen Gesichtspunkten ist man bei der subjektiven Fahrzeugbeurteilung immer mit einer intraindividuellen (Verschiedenheit der Person in der Person) und einer interindividuellen Varianz (Abweichungen von verschiedenen Beurteilern) konfrontiert. Die Konstanz der Fahrsituation für die Beurteilung der Lenkeigenschaften von Kraftfahrzeugen ist bei der subjektiven Beurteilung von entscheidender Bedeutung. Deshalb sollten bei der Bewertung der Lenkeigenschaften primär erfahrene Versuchingenieure eingesetzt werden, die ein ausgeprägtes Gespür für das OEM typische Fahrverhalten besitzen und in der Lage sind, Fahrmanöver und Beurteilungen reproduzierbar und verlässlich durchzuführen (Pfeffer und Scholz 2010).

Bild G-7 zeigt wesentliche Beurteilungskriterien bezüglich des Lenkgefühls. Die zuvor genannten Eigenschaften für ein optimales Lenkverhalten wie Lenkpräzision, Lenkkomfort, Lenkungsrückmeldung und Lenkdynamik finden sich in den einzelnen Bewertungskriterien wieder. Die Bewertungskriterien werden mittels eines Bewertungssystems, der so genannten 10er-Notenskala, die sich in der Automobilindustrie als Standard etabliert hat, beurteilt. Bei Vergabe der Note 8 für ein Bewertungskriterium ist das Entwicklungsziel erreicht. Die Noten 9 und 10 werden in der Regel nur für die Bewertung besonders herausragender Fahreigenschaften benutzt. Das heißt, ein Fahrzeug hebt sich in einem Beurteilungskriterium deutlich positiv vom etablierten Stand der Technik ab, was in der Regel nur durch komplexere Achskonzepte oder Fahrwerkregelsysteme erreichbar ist. In **Bild G-6** ist das beschriebene Bewertungssystem dargestellt.

Um eine ausreichende Differenzierung der subjektiven Beurteilungen zu erhalten, wird die Bewertung auf Fahrzeugklassen bezogen. Es ist nachvollziehbar, dass z. B. für eine optimale Beurteilung des Ansprechverhaltens eines Oberklassefahrzeugs eine deutlich andere Fahrzeugreaktion erwartet wird als bei einem reinrassigen Sportwagen. In **Bild G-5** wird die Verschiebung der optimalen Bewertung in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse verdeutlicht.

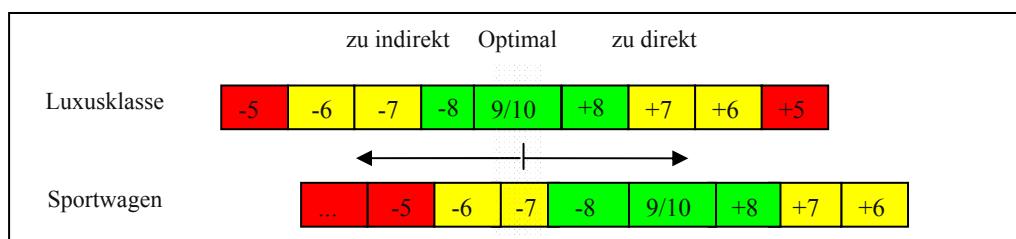


Bild G-5 Abweichendes Optimum unterschiedlicher Fahrzeugsegmente – Beispiel: Ansprechverhalten

	Unterscheidung	Bewertung	BI
Start der Evaluation	Fahrzeug entspricht Industriestandard	herausragend exzellent sehr gut gut befriedigend gerade ausreichend	10 9 8 7 6 5
	Fahrzeug unter Industriestandard	Ungenügend Kundenbeschwerde Liegenbleiber Sicherheitsrisiko	4 3 2 1

Bild G-6 Beurteilungsschema – Bewertungsindex (Heißing und Brandl, 2002)

G

Die Bewertung der einzelnen Beurteilungskriterien in **Bild G-7** erfolgt durch eine Note und ein Aussagekriterium. Dieses Aussagekriterium liefert zusätzlich für jedes Beurteilungskriterium eine Information bzw. Begründung für eine mögliche Abweichung von einer optimalen Beurteilung.

Im Folgenden werden die in **Bild G-7** aufgeführten Beurteilungskriterien detaillierter erläutert.

Lenkmomentniveau beim Parkieren

Im Allgemeinen wird bei Parkervorgängen ein niedriges Lenkradmomenntniveau erwartet, da somit ein komfortables Parkieren (wenig Kraftaufwand für den Fahrer) ermöglicht wird. Die Lenkradmomente sollen über den ganzen Lenkradwinkelbereich auf einem gleich bleibenden Niveau verharren.

Lenkmomentverlauf beim Parkieren

Bewertet wird, ob oszillierende Verläufe des Lenkradmoments in Abhängigkeit des Lenkradwinkels auftreten. Dieses Phänomen kann durch die Kreuzgelenkeffekte der Lenkzwischenwelle hervorgerufen werden und wird oftmals auch als Lenkradmomentwelligkeit bezeichnet.

Lenkradmoment um die Mitte

Die Lenkradwinkeleingaben aus der Geradeausfahrt variieren in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit. Es werden die Lenk- und Haltekräfte bei geringen Querbeschleunigungen in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit beurteilt. Angestrebt werden fahrgeschwindigkeitsabhängige Lenkräfte, welche stets ein angepasstes Niveau aufweisen und somit dem Fahrer immer ein Gefühl einer ausreichenden, selbsttätigen Lenkzentrierung vermitteln.

Mittengefühl – Zentrierung

Es wird die Mittenzentrierung eines Fahrzeugs bei Geradeausfahrt beurteilt. Dabei wird das Fahrzeug durch sehr kleine Lenkradwinkeleingaben angeregt. Es wird beurteilt, ab welchen Lenkradwinkeln und Lenkradmomenen eine Fahrzeugreaktion einsetzt und ob eine vollständige Rückstellung des Lenkrades (im freigegebenen Zustand) in die Ausgangsposition (Geradeausfahrt) erfolgt. Ziel ist eine exakte Mittenzentrierung, welche keinen Eindruck von Spiel oder Hysterese vermittelt.

Lenkradmomentverlauf – Anlenken

Beurteilt wird das anliegende Lenkradmomenntniveau bei Kurvenfahrt oder durch sinusförmige und regellose Lenkradwinkeleingaben. Der Verlauf von Lenkradmoment zu Lenkradwinkel sowie der resultierenden Fahrzeugreaktion wird beurteilt. Das Lenkradmoment soll in Abhängigkeit der Querbeschleunigung moderat, aber stetig bis in den Vorwarn- und Grenzbereich ansteigen. Weiterhin

erleichtert eine Erhöhung des Lenkradmoments in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit die Fahrzeugführung für den Fahrer.

Lenkradmoment bei Kurvenfahrt

Beurteilt wird bei stationärer Kurvenfahrt das anliegende Lenkradmoment. Das Lenkradmoment muss in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und Querbeschleunigung ein entsprechend angepasstes Niveau aufweisen. Es sollte weiterhin ein klar fühlbarer *Haltepunkt* vorhanden sein, was einen merklichen Anstieg des Lenkradmoments beim Weiterlenken unter Querbeschleunigung erfordert.

Subjektive Lenkungsbeurteilung					
Beurteiler:	Gefahrene Distanz:	Datum:			
Fahrzeugtyp:					
Lenkungsbauart:	Art der Unterstützung:				
Bereifung:	Luftdruck:	bar (VA)	bar (HA)		
	Achslast:	kg (VA)	kg (HA)		
Bemerkungen:					
Kriterium	BI	Aussage			
		optimal			
Parkieren	1. Lenkmomentniveau 2. Lenkmomentenverlauf	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu niedrig wellig	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu hoch
Lenkmoment um die Mitte	3. 80 - 120 km/h, $\pm 10^\circ - 15^\circ$	<input type="checkbox"/>	zu niedrig	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu hoch
Lenkmomentenverlauf Anlenken	4. 80 - 120 km/h, $\pm 30^\circ - 50^\circ$	<input type="checkbox"/>	zu flach	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu steil
Haltemoment	5. 80 - 120 km/h	<input type="checkbox"/>	zu niedrig	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu hoch
Mittengefühl / Zentrierung	6. 80 - 120 km/h, $< 5^\circ$	<input type="checkbox"/>	zu gering	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu ausgeprägt
Lenkungsreibung	7. 80 - 120 km/h	<input type="checkbox"/>	zu niedrig	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu hoch
Ansprechen	8. 80 km/h	<input type="checkbox"/>	zu langsam	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu schnell
Geradeausfahrt / Korrekturaufwand	9. 80 - 120 km/h	<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu hoch
Zielgenauigkeit	10. 80 - 120 km/h	<input type="checkbox"/>	zu unpräzise	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	
Rückmeldung / Lenkgefühl	11. 80 - 120 km/h	<input type="checkbox"/>	ungenügend	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu ausgeprägt
Lenkstoßigkeit	12. alle Fahrzustände	<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu ausgeprägt
Lenkwinkelbedarf	13. beim Parkieren 14. 80 - 120 km/h	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu gering zu gering	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu groß zu groß
Lenkungsrücklauf	15. aus Volleinschlag	<input type="checkbox"/>	zu langsam	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu schnell
Restwinkel	16. aus Volleinschlag 17. niedr. Geschw. (50 km/h) 18. hohe Geschw. (80 km/h)	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	zu groß zu groß zu groß
max. Lenkwinkelgeschwindigkeit	19. beim Parkieren	<input type="checkbox"/>	ungenügend	<input type="checkbox"/> <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	

Bild G-7 Fragebogen zur subjektiven Lenkungsbeurteilung (Harrer 2007)

Ansprechverhalten bei Geradeausfahrt:

Aus der Geradeausfahrt wird mit kleinen Lenkradwinkeln der entsprechende Aufbau der Fahrzeubewegungen (Gier- und Querbewegung) beurteilt. Dabei ist vor allem der erste Zeitbereich nach dem Anlenken interessant, in dem die Fahrzeugreaktion entsteht und in den quasistationären Fahrzustand übergeht. Die Lenkradwinkeleingaben können sinusförmig oder regellos erfolgen. Ziel ist ein optimaler Aufbau der Fahrzeugreaktion in Abhängigkeit des Lenkradwinkels. Es sollte kein Eindruck von Elastizität, Spiel oder zu großer Hysterese entstehen.

Ansprechverhalten unter Querbeschleunigung

Bei stationärer Kurvenfahrt wird durch eine Überlagerung eines weiteren Lenkradwinkels (positiv/negativ) der gewünschte Kurvenradius erweitert bzw. verkleinert. Beurteilt wird ebenfalls das Zeitverhalten der weiteren Fahrzeugreaktion nach Lenkradwinkeleingabe sowie der weitere Aufbau bzw. Abbau der Fahrzeugreaktion (Quer- und Gierbewegung). Auch hier ist vor allem der erste Zeitbereich nach der Lenkradwinkeleingabe interessant, in dem die Änderung der Fahrzeugreaktion abläuft. Ziel ist ein verzögerungsfreier und proportionaler Aufbau bzw. Abbau der Fahrzeugreaktion in Abhängigkeit der Lenkradwinkeleingabe. Es sollte ebenfalls kein Eindruck von Elastizität, Spiel oder zu großer Hysterese entstehen.

G

Geradeausfahrt

Beurteilt wird in verschiedenen Geschwindigkeitsbereichen die Richtungsstabilität und die Störempfindlichkeit des Fahrzeugs sowie der Regelaufwand zur Kurshaltung. Unter Störempfindlichkeit ist hier vor allem der Einfluss von Rollwiderstands- und Seitenkraftänderungen sowie Achseffekten und aerodynamischen Einflüssen bei höheren Geschwindigkeiten zu erwähnen. Entwicklungsziel ist eine hohe Richtungsstabilität und somit ein möglichst geringer Korrekturaufwand zur Kurshaltung.

Zielgenauigkeit

Beurteilt wird über den ganzen Geschwindigkeitsbereich die lenkwinkelsynchrone Fahrzeugreaktion und der erforderliche Korrekturaufwand zur Kurshaltung während der Kurvenfahrt. Ziel hierbei ist ein präzises Fahrzeughandling, welches es ermöglicht, mit kleinem Korrekturaufwand dem Straßenverlauf rund und flüssig zu folgen.

Rückmeldung von Nutz- und Störinformationen

Beurteilt wird die Fähigkeit der Informationsübermittlung von Nutz- und Störinformationen durch leichte Lenkradmoment- und Lenkradwinkeländerungen. Diese haptischen Informationen sind je nach Fahrzeugklasse stark bzw. weniger stark ausgeprägt (Verbindung Fahrer – Fahrbahn). Sportlich ausgelegte Fahrzeuge sollten dem Fahrer möglichst viele Informationen über den Fahr- und Straßenzustand übermitteln. Höherfrequente Lenkradschwingungen und Stöße aller Art, welche für den Fahrer eine Beeinträchtigung seiner Regelaufgabe darstellen und als Störinformationen betrachtet werden können, sind möglichst zu unterdrücken.

Lenkradwinkelbedarf beim Parkieren

Entwicklungsziel ist ein kleinstmöglicher Lenkradwinkelbedarf beim Einparken. Das Erreichen des maximalen Radeinschlagwinkels soll mit möglichst wenigen Lenkradumdrehungen erfolgen.

Lenkradwinkelbedarf beim Spurwechsel

Der Lenkradwinkelbedarf zum Erreichen mittlerer Querbeschleunigungen sollte der Fahrzeugklasse entsprechend gering ausfallen.

Lenkungsrücklauf

Bei Abbiegevorgängen ist eine angepasste Rückstellgeschwindigkeit, ein stetiger Rücklauf des Lenkrades sowie ein kleiner Restwinkel (Lenkradwinkeldifferenz zwischen Mittenposition und tatsächlicher Lenkradendstellung) gefordert.

Restwinkel nach Kurvenfahrt

Beurteilt wird bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten die Lenkradwinkeldifferenz (Lenkradendposition nach Abbiegevorgang und Lenkrad-Mittelstellung), welche sich bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten bei freiem Lenkrad und Übergang von Kurvenfahrt zu Geradeausfahrt einstellt.

Stelldynamik

Beurteilt werden Lenkradmomentüberhöhungen bzw. Unstetigkeiten der Lenkkraftunterstützung beim sprungartigen Verreißen des Lenkrades oder sinusförmigen Wechsellenken. Dieser Effekt wird als Lenkungsüberholen (*catch up*) bezeichnet. Ziel ist eine möglichst hohe Lenkdynamik mit gleich bleibender Servounterstützung.

5 Objektive Beurteilung des Lenkverhaltens

Im modernen Fahrzeugentwicklungsprozess wird die Forderung bezüglich einer eindeutigen und reproduzierbaren Beschreibung des Fahr- und Lenkverhaltens von Kraftfahrzeugen immer ausgeprägter. Ziel der objektiven Fahrzeugtests ist eine fahrerunabhängige Beschreibung der Fahr- und Lenkeigenschaften und die Gewinnung von objektiven Parametern zur Objektivierung. Aus der Literatur sind eine Vielzahl objektiver Testverfahren bekannt. Es gilt zu beachten, dass jedes der genannten Fahrmanöver immer nur die Lenk- und Fahreigenschaften des Fahrzeugs in einem ganz speziellen Fahrzustand darstellt und nur eine Betrachtung vieler Manöver ein vollständiges Bild des Lenkverhaltens ergibt.

5.1 Messausrüstung

Für die Durchführung von Fahrzeugmessungen werden definierte Lenkradwinkeleingaben aufgebracht und die Bewegungsgrößen des Fahrzeugs ermittelt. Die Lenkradwinkeleingaben können durch einen Testfahrer, vorzugsweise aber durch eine Lenkmaschine erfolgen – insbesondere bei *Open-Loop*-Manövern.

Tabelle G-1 Messtechnik zur Erfassung der Lenkeigenschaften

Messaufnehmer	Messgröße	Messbereich	Messgenauigkeit
Messlenkrad	Lenkradwinkel	−500° bis +500°	±0,1°
	Lenkradmoment	−15 Nm bis +15 Nm	±0,01 Nm
Optischer Abstandslaser	Zahnstangenweg	−100 mm bis +100 mm	±0,1 mm
DMS	Spurstangenkräfte	−25 kN bis +25 kN	±1 %
Correvit	Längsgeschwindigkeit	0 m/s bis 70 m/s	±0,01 m/s
	Quergeschwindigkeit	−20 m/s bis +20 m/s	±0,01 m/s
Kreiselstabilisierte Plattform	Längsbeschleunigung	−25 m/s ² bis +25 m/s ²	±0,01 m/s ²
	Querbeschleunigung		
	Vertikalbeschleunigung		
	Wankwinkel	−90° bis +90°	±0,1°
	Nickwinkel	−90° bis +90°	±0,1°
	Gierwinkel	−180° bis +180°	±0,1°
	Giergeschwindigkeit	−300 °/s bis +300 °/s	±0,1 °/s

Wichtige Messgrößen sind dabei der Lenkradwinkel und das Lenkradmoment, welche über eine geeignete Sensorik im Messlenkrad bzw. in der Lenkmaschine erfasst werden können. Die Fahrzeuggreaktionsgrößen wie beispielsweise Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung werden mit einer kreiselstabilisierten Plattform erfasst. Zusätzlich zu diesem Mindestmessumfang werden in diesem Zusammenhang öfter spezifische Größen des Lenksystems wie z. B. der Zahnstangenhub oder die Spurstangenkraft ermittelt. **Tabelle G-1** gibt einen Überblick bezüglich der Messtechnik zur objektiven Evaluierung der Lenkeigenschaften eines Kraftfahrzeugs. Die empfohlenen Messgenauigkeiten sind hierbei ebenfalls enthalten.

5.2 Fahrmanöver

Die Fahrmanöver zur objektiven Messung des Lenkverhaltens lassen sich prinzipiell in *Closed-* und *Open-Loop*-Manöver unterteilen. Beim *Closed-Loop*-Manöver, wie beispielsweise beim Fahrspurwechsel, übernimmt der Fahrer die Aufgaben der Fahrzeugführung und Fahrzeugbeobachtung. Er agiert bzw. reagiert individuell, um die vorgegebene Fahraufgabe zu erfüllen. Im Gegensatz dazu erfolgt beim *Open-Loop*-Manöver eine Lenkradwinkelleingabe vom Testfahrer oder der Lenkmaschine unabhängig von der Fahrzeuggreaktion. Nur so können fahrerunabhängige, objektive Fahrzeugparameter generiert werden. Die folgende Übersicht (**Bild G-8**) zeigt eine Auflistung der empfohlenen *Open-Loop*-Manöver zur Erfassung des Lenkverhaltens.

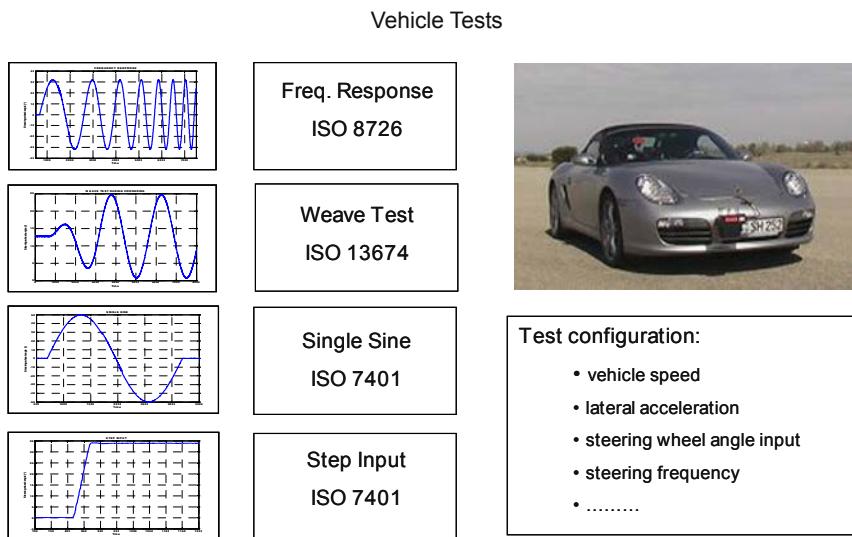


Bild G-8 Objektive Fahrzeugtests

Weave Test – Dauersinus

Der Dauersinus liefert Kenngrößen zur Beurteilung des Lenkgefühls und der Lenkpräzision um die Mittenlage. Bei diesem Testverfahren wird aus Geradeausfahrt am Lenkrad eine fortdauernde, sinusförmige Lenkradwinkelleingabe mit konstanter Amplitude und Frequenz bei einer definierten Fahrgeschwindigkeit aufgebracht. Vor allem die Fahrzeuggreaktionsgrößen Querbeschleunigung und Giergeschwindigkeit sowie das Lenkradmoment und der Lenkradwinkel werden betrachtet. Die detaillierte Testbeschreibung ist der Norm ISO 13674-1 zu entnehmen. Der Einsatz einer Lenk-

maschine mit Vorgabe von festen Lenkradwinkelamplituden und Lenkfrequenzen ist empfehlenswert. Zur Charakterisierung des *On-Center*-Lenkverhaltens sind Amplituden zwischen $2,5^\circ$ bis 10° und Frequenzen zwischen 0,2 Hz und 0,5 Hz besonders geeignet.

Step Input Test – Lenkwinkelsprung

Der Lenkwinkelsprung dient zur Charakterisierung des Übergangsverhaltens von der Geradeausfahrt in die stationäre Kreisfahrt. Das Fahrzeug wird bei vorgegebener Fahrgeschwindigkeit aus der Geradeausfahrt durch eine rampenförmige Lenkradwinkeleingabe auf eine Kreisbahn gebracht. Es werden die Fahrzeugsreaktionsgrößen Giergeschwindigkeit, Querbeschleunigung, Ansprechzeiten und die erreichten stationären Zustandswerte zur Analyse herangezogen. Die detaillierte Testbeschreibung und die wichtigsten Beurteilungskriterien sind der Norm ISO 7401 zu entnehmen. Entsprechend der Normempfehlung können die Lenkradwinkeleingaben variiert werden, um unterschiedliche stationäre Querbeschleunigungswerte zu erreichen.

Single Sine Test – Einzelsinus

Ziel des Einzelsinus-Tests ist es, das transiente Fahrverhalten des Fahrzeugs mittels einer sinusförmigen Lenkradwinkeleingabe zu beschreiben. Dieser Test ist in der ISO/TR 8725 beschrieben. Die Lenkradwinkeleingabe und Fahrzeugreaktion dieses Tests lehnt sich an den doppelten Fahrspurwechsel an. Von besonderem Interesse ist bei diesem Test der Zeitverzug zwischen der Lenkradwinkeleingabe und den Fahrzeugreaktionsgrößen. Auch der Vergleich der maximal erreichten Absolutwerte von Lenkradwinkel zu Lenkradmoment und Fahrzeugreaktion liefern wichtige Erkenntnisse zur objektiven Beschreibung des Lenkverhaltens. Die Lenkradwinkeleingaben können wie bei den Tests zuvor entsprechend variiert werden.

Frequency Response Test – Frequenzgang

Die Messung des Frequenzgangs findet Anwendung, um das transiente Fahrzeugverhalten im Frequenzbereich zu beschreiben. Das Fahrzeug wird bei vorgegebener Fahrgeschwindigkeit aus der Geradeausfahrt durch eine sinusförmige Lenkradwinkeleingabe angeregt. Die Lenkfrequenz wird bei gleich bleibender Lenkradamplitude kontinuierlich von ca. 0,1 Hz bis ca. 3 Hz gesteigert. Von besonderem Interesse bei diesem Test sind der Betrag und der Phasenverlauf der Fahrzeugsreaktionsgrößen Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung bezogen auf den Lenkradwinkel. Die wichtigsten Beurteilungskriterien sind der Norm ISO 7401 zu entnehmen. Die Lenkradwinkeleingaben können variiert werden, um unterschiedliche Querbeschleunigungswerte zu erreichen.

5.3 Automatisierte Datenaufbereitung

Die Zielsetzung der fahrdynamischen Messungen ist der objektive Vergleich verschiedener Fahrzeuge bzw. Fahrzeugkonfigurationen. Für die gesamthafte Beschreibung des Fahrverhaltens sind unterschiedliche Fahrmanöver und Variationen der Versuchspараметер Lenkradwinkelamplitude, Lenkfrequenz und Fahrgeschwindigkeit notwendig. Zusätzlich muss jede Versuchsvariante mehrmals gemessen werden, um die Reproduzierbarkeit abzusichern. Daher müssen für eine Testserie oft eine Vielzahl von Messungen analysiert werden. Zur korrekten Auswertung einer Messung sind die unterschiedlichen Zeitverzüge in der Messkette sowie die Messsensorpositionen zu berücksichtigen. Zusätzlich sind die Daten gegebenenfalls zu filtern und der Offset zu bereinigen. Aufgrund der Vielzahl und Komplexität der Aufgaben empfiehlt sich eine automatisierte Datenaufbereitung.

Berücksichtigung von Zeitverzügen

Die verschiedenen Messgrößen erfahren durch implementierte Vorfilter, Sensor- und Verstärkerlaufzeiten in der Messkette unterschiedliche Signalverschiebungen. Besonders zu beachten ist der Lauf-

zeitunterschied zwischen den *schnellen* gegenüber den *langsam*en Messkanälen. Diese Unterschiede müssen vor allem bei höherfrequenten Lenkradwinkeleingaben berücksichtigt werden, um eine Verzerrung des Phasengangs zu vermeiden. Werden die Messdaten für die Validierung von Simulationsmodellen eingesetzt, sind die Korrekturen der Signallaufzeiten unerlässlich.

Umrechnung auf Referenzpunkt

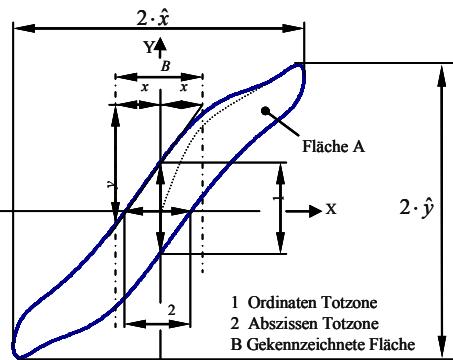
Die Fahrzeuggbewegungsgrößen sollen gemäß ISO Norm 15037-1 auf einen beladungsunabhängigen Fahrzeuggreferenzpunkt angegeben werden. Dabei wird vorgeschlagen, diesen Punkt in die Fahrzeugsymmetrieebene, in der Mitte des Radstandes, auf Höhe des Schwerpunktes bei Normleergewicht zu legen. Es ist in der Regel nicht möglich, die entsprechende Messsensorik an dieser Stelle zu platzieren, sondern die Messung erfolgt im Messpunkt. Für einen Vergleich unterschiedlicher Fahrzeuge ist eine Umrechnung auf den genannten oder den gewählten Referenzpunkt notwendig.

5.4 Objektive Parameter

G

Als objektive Parameter bezeichnet man Kennwerte, welche aus den aufbereiteten Messsignalen oder Simulationen entnommen bzw. berechnet werden, wie z. B. Amplitudenwerte, Gradienten, Zeitverzüge etc. Im Folgenden wird anhand des *Weave-Tests* die Bestimmung von objektiven Parametern beschrieben. Die Bestimmung der objektiven Parameter *Open-Loop*-Tests erfolgt in ähnlicher Art und Weise.

Der *Weave-Test* ist für die objektive Beschreibung der *On-Centre*-Lenkeigenschaften am bedeutendsten. Bei diesem Test wird durch eine konstante sinusförmige Lenkradwinkeleingabe ein eingeschwungener Fahrzustand angestrebt. Um aus den Zeitdaten von Lenkradwinkel, Lenkradmoment, Querbeschleunigung usw. objektive Parameter berechnen zu können, werden die verschiedenen Messgrößen paarweise gegeneinander in einem kartesischen Koordinatensystem aufgetragen. Für jedes Variablen-Paar entstehen somit entsprechende Hysteresekurven, welche eine Ableitung von objektiven Parametern erlauben (**Bild G-9**). Ein große Anzahl dieser objektiven Parameter sind für den *Weave-Test* in ISO 13674 beschrieben.



$$\text{Gradient} = \frac{y}{2 \cdot x} \quad \text{Verhältnis} = \frac{\hat{y}}{\hat{x}} \quad \text{Spez. Fläche} = \frac{A}{4 \cdot \hat{x} \cdot \hat{y}}$$

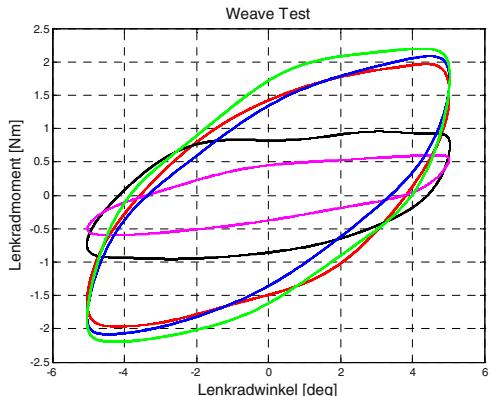


Bild G-9 Objektive Parameter – Beispiel Weave-Test bei 0,25 Hz und 80 km/h

Zur Absicherung der Messergebnisse ist eine Mindestanzahl von Wiederholungsmessungen erforderlich, um eine qualitative Beurteilung der objektiven Parameter bezüglich der Streuung und der Varianz zu ermöglichen. Die Streuung eines objektiven Parameters ist definiert als dessen Standardabweichung bezogen auf seinen Mittelwert innerhalb einer Messreihe unter identischen Bedingungen. Die Angabe erfolgt prozentual, ein kleiner Wert der Streuung lässt auf einen reproduzierbar gemessenen Parameter schließen. Durch die Varianzanalyse kann festgestellt werden, ob sich verschiedene Versuchskonfigurationen signifikant oder nur durch zufällige Abweichungen unterscheiden. Für eine statistische Absicherung der objektiven Parameter ist eine Varianzanalyse unerlässlich.

6 Korrelations- und Regressionsanalyse

Um eine Verbindung zwischen den subjektiven Beurteilungsergebnissen und den berechneten objektiven Parametern zu erhalten, sind statistische Verfahren wie Korrelations- und Regressionsanalysen erforderlich. Bei der Korrelationsanalyse werden die Zusammenhänge von abhängigen und unabhängigen Variablen untersucht. Die abhängigen Variablen sind für fahrdynamische Analysen stets die subjektiven Beurteilungsergebnisse. Die unabhängigen Variablen werden durch objektive Parameter belegt. Der zu bestimmende Korrelationskoeffizient ist ein Maß, um die Stärke des Zusammenhangs von abhängiger und unabhängiger Variable zu bezeichnen. Die Regressionsanalyse bestimmt zusätzlich den Zusammenhang beider Variablen mittels einer mathematischen Funktion.

Für die Analysen des Lenkverhaltens von Personenfahrzeugen im linearen Bereich der Fahrdynamik haben sich einfache Korrelations- und Regressionsanalysen bewährt. Es werden hierbei gezielt lineare Zusammenhänge von subjektiven Beurteilungsergebnissen und objektiven Parametern bestimmt. Voraussetzung für eine erfolgreiche Analyse ist die Einhaltung verschiedener mathematischer Randbedingungen (z. B. Normalverteilung der Stichprobengröße). Mit Hilfe der *Dummy-Variablen-Technik* können die oben genannten Korrelations- und Regressionsverfahren erweitert werden. Somit wird nicht nur die Analyse von einzelnen Fahrzeugen innerhalb eines Fahrzeugsegmentes sondern auch Analysen verschiedener Fahrzeuge segmentübergreifend ermöglicht. Mit diesen Regressionsmodellen konnte nachgewiesen werden, dass Beurteilungskriterien bezüglich des Lenkradmomentniveaus unabhängig vom jeweiligen Fahrzeugsegment sind (Harrer 2007). Dies bedeutet, dass die jeweiligen objektiven Parameter für jedes Fahrzeugsegment nahezu identische physikalische Größen besitzen, um optimale Beurteilungsergebnisse zu erlangen. Beurteilungskriterien zur Beschreibung der Fahrzeugreaktion auf Lenkeingaben sind hingegen stark abhängig vom jeweiligen Fahrzeugsegment. Das heißt, dass zur Erlangung eines optimalen Lenkverhaltens die physikalischen Größen der objektiven Parameter für die einzelnen Fahrzeugsegmente unterschiedlich sind.

7 Zielbereiche für optimales Lenkverhalten

In Zong et al. (2013) wurde eine Reihung der Parameter zur Beurteilung On-Centre Lenkverhaltens nach Wichtigkeit erstellt. Viele Anstrengungen wurden und werden unternommen, um die Objektivierung des Fahr- und Lenkverhaltens voranzutreiben. Der Weave Test und der Frequency Response Test werden bezüglich der Objektivierung des Lenkverhaltens als sehr aussagekräftig angesehen.

In **Tabelle G-2** sind Wertebereiche zur Erzielung eines optimalen Lenkverhaltens beim Weave-Test aufgeführt. Die Beurteilungskriterien und die zugehörigen objektiven Parameter zeigen über alle angeführten Literaturstellen eine hohe Übereinstimmung. Die Beurteilungskriterien sind in Kapitel G 4 erläutert. Die Wertebereiche sind bei entsprechender Abhängigkeit vom Fahrzeugsegment unterteilt in Limousinen und Sportwagen.

Tabelle G-2 Weave-Test – Zusammenstellung einiger Wertebereiche für ein optimales Lenkverhalten
(Norman 1984, Dettki 2005, Harrer 2007 und Zschocke 2009)

Beurteilungskriterium	Objektive Parameter	Wertebereich für ein optimales Lenkverhalten
Lenkradmoment um die Mittenlage	Lenkradmomentgradient bei Lenkradwinkel = 0°	0,3 bis 0,5 Nm/ $^\circ$
	Lenkradmoment bei 1 m/s^2 Querbeschleunigung	2,5 bis 3,5 Nm
Mittenzentrierung Centre Point	Lenkradmomentgradient bei Lenkradwinkel = 0°	0,35 bis 0,45 Nm/ $^\circ$
Lenkungsreibung um die Mittenlage	Lenkradmomentgradient bei Querbeschleunigung = 0 m/s^2	2,5 bis 3 Nm/(m/s 2)
	Hysteresenhöhe Lenkradmoment bei Lenkradwinkel = 0°	0,5 bis 1,5 Nm
Lenkwinkelbedarf bei Spurwechsel	Gierrate bei Lenkradwinkel = 20°	Limousine: 0,25 – 0,28 $^\circ/\text{s}$ Sportwagen: 0,30 – 0,32 $^\circ/\text{s}$
Ansprechen (Direktheit) aus der Mittenlage	Gierratengradient bei Lenkradwinkel = 0°	Limousine: 0,20 – 0,30 1/s Sportwagen: 0,30 – 0,35 1/s

Bei dem Frequency Response Test wird die Übertragungsfunktion der Gierreaktion des Fahrzeugs zu einer entsprechenden Lenkradwinkeleingabe bestimmt. Mit diesem Test können vor allem die Beurteilungskriterien *Stärke der Fahrzeugreaktion* und *zeitliches Ansprechverhalten* bei niederfrequenten Lenkradwinkeleingaben bestimmt werden. Ein Extrakt aus dem Frequency Response Test ist das so genannte Weir&DiMarco Diagramm (Weir und DiMarco 1978). Bei diesem Diagramm wird die stationäre Gierverstärkung über der äquivalenten Verzögerungszeit aufgetragen. Diese Verzögerungszeit errechnet sich aus der Frequenz, bei der der Phasengang zwischen Gierrate und Lenkradwinkel 45° -Phasenwinkel entspricht. In dem folgenden Weir&DiMarco-Diagramm (**Bild G-10**) sind Wertebereiche für aktuell in Serie befindliche Fahrzeugmodelle angegeben.

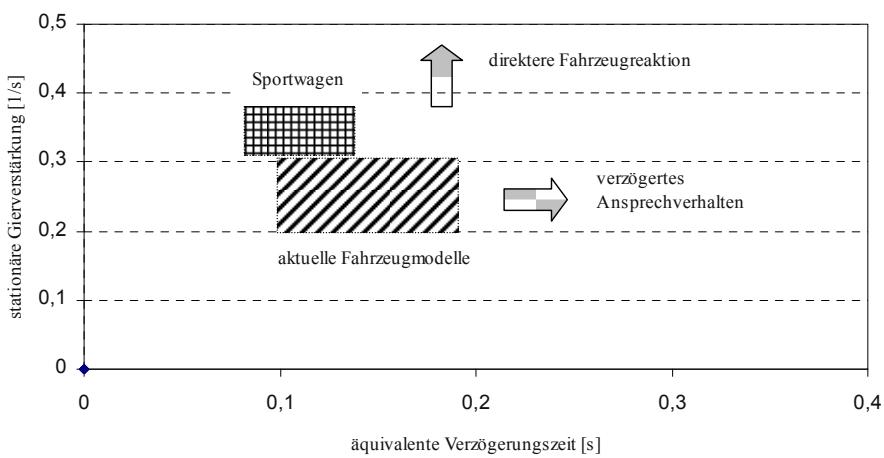


Bild G-10 Weir&DiMarco-Diagramm (modifiziert)

Wie die Ausführungen gezeigt haben, liegen für die Auslegung des stationären und instationären Lenkverhaltens schon eine Reihe objektiver Zielwertbereiche vor. Noch nicht abgesichert sind aber weitere Eigenschaften wie Übergang zum Vorwarn- und Grenzbereich der Fahrdynamik sowie die Trennung von Nutz- und Störinformation.

8 Authentisches oder synthetisches Lenkgefühl – Ein objektiv bewertbares Thema?

Bis zum 2. Weltkrieg (und teilweise noch danach) wiesen die meisten Fahrzeuge schwergängige, spielbehaftete und unpräzise Lenkungen auf. Ab den 50er Jahren ließen dann steigende Motorleistungen und höhere Fahrgeschwindigkeiten nicht zuletzt Fahr- und Lenkeigenschaften in ihrer Bedeutung stark ansteigen, was zu deutlich verbesserten Fahrwerken, verbesserten und neuen Lenk-Getrieben und -Systemen führte. Dabei wurden Nachlauf, Spreizung und Lenkrollhalbmesser der gelenkten Räder, deren geometrische Zuordnung über das Lenkgestänge sowie die Elastizitäten durchweg so ausgelegt, dass sich am Lenkrad sowohl ein statisches als auch dynamisches Rückstellmoment ergibt: Der statische Anteil stabilisiert bei geringen Geschwindigkeiten die Fahrzeugbewegung und liefert mit zunehmendem Lenkeinschlag eine ansteigende Rückstellkraft. Mit wachsendem Tempo und damit zunehmenden Seitenkräften an den Rädern bei Kurvenfahrt wirkt das dynamische Rückstellmoment. Schon frühzeitig bürgerte sich der Begriff „Fahrbahnkontakt“ ein, „damit man weiß, was sich zwischen Reifen und Fahrbahn abspielt“. Damit vor allem beim Parkieren die Lenkkräfte noch beherrschbar blieben, wurden ab den 60er Jahren, beginnend bei schwereren Wagen, zunehmend Servounterstützungen eingeführt.

Lange Zeit wurden Lenkverhalten und Querdynamik vorwiegend subjektiv bewertet. Zudem gab es unterschiedliche Konstruktions- und Abstimmungsphilosophien: Hierzu nur 2 Beispiele: Citroën DS (ab 1955) besaß eine sog. Center-Point-Lenkung: Lenkrollhalbmesser und Spreizung Null. Beim Citroën SM (ab 1970) war die Lenkung extrem direkt übersetzt, die Servowirkung brachte die Vorderräder aus jeder Stellung automatisch in die Geradeausstellung zurück, auch bei Parkmanövern im Stand. So urteilte AMS in H.24/1971: „Denn niemand, der zum ersten Mal im SM sitzt, kommt auf Anhieb mit der Lenkung zurecht“. Das andere Beispiel betrifft Renault, wo bei mehreren Modellen ab den 50er Jahren das statische Rückstellmoment mittels Federkraft verstärkt wurde.

Als die ersten elektromechanischen Lenkungen aufkamen, wurde intensiv über synthetisches und authentisches Lenkgefühl diskutiert, ohne dass diese Begriffe definiert wurden. Bis dahin wurde akzeptiert, dass jeder Fahrzeughersteller seine spezifischen Charakteristiken bevorzugte; langjährige Erfahrungen mit hydraulischen Servoaggregaten waren dabei hilfreich. Entsprechend groß war die Bandbreite der Bewertungen.

Der zunehmende Zwang zum Energiesparen sowie der sich abzeichnende Trend zur Kopplung des Lenksystems mit Fahrerassistenzsystemen forcierten die Einführung elektrisch unterstützter Servolenkungen. Hinzu kamen die Bemühungen, die Handling-Eigenschaften des Fahrzeugs, z.B. mit variabler Lenkübersetzung, besser als bisher an unterschiedliche Fahrsituationen anpassen zu können. Erste Ausführungen wurden jedoch, nicht zuletzt wegen gestiegener Reibungen und Trägheiten im System, häufig kritisiert.

Um dem Thema näher zu kommen, können zunächst einige Fragen gestellt und Unterscheidungen vorgenommen werden:

Welche Defizite ergeben sich beim An-, Ein- und Zurücklenken?

Welche Verhaltensweisen der Rückmeldung des Fahrzustandes „auf dem Weg von unten nach oben“ sind zu beanstanden? In welcher Form sollen die physikalischen Vorgänge zwischen Vorderreifen und Fahrbahn überhaupt am Lenkrad spürbar sein?

Reicht für ein authentisches Lenkgefühl der Fahrbahnkontakt mit der Vorderachse überhaupt aus oder sollten zur Berücksichtigung des gesamten dynamischen Verhaltens des Fahrzeugs weitere Information am Lenkrad spürbar sein?

Da der Mensch ganz allgemein auf seine Eingaben in technische Systeme definierte Reaktionen erwartet, kann fast alles, was sich während einer Lenkbewegung unerwartet ändert, als synthetisch bezeichnet werden. Weiterhin darf während der Fahrt kein Gefühl entstehen, „vom Fahrgeschehen entkoppelt zu sein“, wie es bei einem Computer-Spiel-Lenkrad der Fall ist. Aus diesen beiden Grundforderungen können eine Reihe von Kriterien für das Lenkverhalten abgeleitet werden, die zumindest relevante Beiträge zum Thema dieses Beitrages liefern.

Besonders wichtig ist das Lenkgefühl im sog. „On-Center-Bereich“, also im so häufigen Fahrbereich um die Mittellage des Lenkrades. Hier soll die Rückstellkraft aus Null heraus bei nur kleiner Totzone praktisch linear und damit gut fühlbar ansteigen. Mit diesem „Center Point-Feeling“ hat der Fahrer keine Probleme, im gesamten Geschwindigkeitsbereich zielgenau geradeaus zu fahren, sofern keine Störungen vorliegen, sowie eine Kurve richtig anzulenken und nicht zu „überlenken“. Dies setzt die Begrenzung des Reibmomentes und der Elastizitäten sowie das präzise Ansprechen der Servounterstützung aus der Mittellage voraus. Diese Auslegung darf aber nicht so weit gehen, dass das Fahrzeug zu „nervös“ reagiert, was wiederum zu unerwünschten Lenkkorrekturen des Fahrers, einem schlechteren Lenkgefühl und einem gestörten Geradeauslauf führt. Zum präzisen Ansprechen der Servowirkung gehört, dass „kein seltsames Eigenleben um die Mittellage“ entsteht. Für Kurvenfahrten sollen die Lenkkräfte sowohl bei enger werdendem Radius als auch bei steigendem Tempo möglichst linear ansteigen, und dabei nicht „mal leichter oder mal schwerer“ ausfallen. Zu fordern ist also ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Lenkeinschlag, Kurvenradius, Fahrgeschwindigkeit und Rückstellmoment. Daraus folgt auch, dass Lenkübersetzungen nur in Grenzen variabel gestaltet werden dürfen: So besteht z.B. nach langer Autobahnfahrt bei plötzlichem Abbiegen in eine Ausfahrt die Gefahr des Überlenkens, wenn die große Lenkübersetzung (für hohes Tempo günstig) schnell in eine geringe Übersetzung (gut für Manöver bei geringen Geschwindigkeiten) übergeht.

Somit lässt sich ein erstes Fazit formulieren: Geometrische und kraftbezogene Kennungen des Lenksystems dürfen nur allmähliche Übergänge aufweisen.

Von großer Bedeutung für das Lenkgefühl ist zusätzlich die dynamische Reaktion des Fahrzeugs auf schnelle Lenkeinschläge. Wie schnell und präzise weicht das Fahrzeug aus? Sind Lenkkorrekturen notwendig? Wie passen die Zeitverläufe der verschiedenen Fahrzeugbewegungen, also Gieren, Querbeschleunigung, Seitenversatz, Wanken mit den Verläufen von Lenkeinschlag und Lenkmoment zusammen? Diese Fragen betreffen natürlich die gesamte Querdynamik eines Fahrzeugs und damit das Lenkgefühl im weiteren Sinne. Einige Beispiele für negative Bewertungen sind: Zunächst spontane Reaktion des Fahrzeugs beim Einlenken, anschließend träger werdend, oder erst verzögertes und dann verstärktes Ansprechen des Fahrzeugs, Verhärten der Lenkung bei schnellen Lenkbewegungen. Positiv ist zu bewerten, wenn die Lenkmoment-Rückmeldung möglichst direkt und nicht verzögert auf den Lenkeinschlag erfolgt.

Die Beherrschung schwieriger Fahrmanöver erfordert, wie schon frühzeitig formuliert, einen möglichst guten Fahrbahnkontakt. Dies kann auch als „Mitteilsamkeit“ der Lenkung bezeichnet werden, die jedoch nicht so weit gehen darf, dass sämtliche Fahrbahnunebenheiten, Stöße und Schwingungen am Lenkrad spürbar sind. Eine Stößigkeit der Lenkung würde nämlich den Lenkomfort wesentlich beeinträchtigen. Zudem sollten sowohl die Annäherung an den Grenzbereich als auch Änderungen der Fahrbahngriffigkeit am Lenkrad spürbar sein.

Eine weitere Grundanforderung besagt, dass die Lenkung am Kurvenausgang selbsttätig in die Geradeausstellung zurückläuft: Diese Bewegung sollte nicht zu schnell und ohne Überschwingen erfolgen, aber auch nicht zu stark gedämpft und damit zu langsam sein, damit der Fahrer nicht eingreifen muss.

Fasst man diese und weitere Aspekte zusammen, lässt sich ein zweites Fazit ziehen: Mit seinem wichtigen haptischen Kanal der Lenkkraftwahrnehmung muss der Fahrer zusammen mit seinen kinästhetischen und optischen Informationen mittels situationsgerechtem Lenkmomentverlauf voll im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umfeld eingebunden sein, um seine Fahraufgaben erfüllen zu können.

Auf der Basis der in diesem Beitrag behandelten Aspekte gibt es, zusammen mit den inzwischen vorliegenden querdynamischen Bewertungsverfahren, eine Reihe wichtiger Kriterien für das Lenkgefühl (Tabelle G-2). In den Bandbreiten der Zahlenwerte sind insbesondere Unterschiede der Fahrzeugkategorien, wie sportlich oder komfortabel, enthalten.

Somit kann postuliert werden, dass es einschließlich weiterer Ergänzungen möglich sein wird, qualitative und auch quantitative Aussagen zum authentischen und synthetischen Lenkgefühl zu machen und deren Grenzen zu bestimmen.

Abschließend kann noch darauf hingewiesen werden, dass auch typische Auslegungscharakteristiken der Fahrzeugherrsteller mit dem Begriff authentisch bezeichnet werden können: „Damit man sogar bei geschlossenen Augen sofort erkennen kann, dass man in einem Modell der Marke x fährt“.

Literatur zu Kapitel G

- BRAESS, H. H. (2001): Steering Systems, Steering System Properties, Vehicle Dynamics The progress of the Last 50 Years, an Outlook into the Future. VDI Berichte Nr. 1632
- BRAESS, H. H. (2004): Die schwierige Übung des richtigen Kurses. Frankfurter Allgemeine Zeitung, 11.5.2004, Frankfurt am Main
- DECKER, M. (2008): Zur Beurteilung der Querdynamik von Personenkraftwagen, Dissertation TU München 2008
- DETTKI, F. (2005): Methoden zur objektiven Bewertung des Geradeauslaufs von Personenkraftwagen. Dissertation Universität, Fakultät Maschinenbau, Stuttgart 2005
- GIES, S., MARUSIC, Z. und SEEMANN, M. (1999), Das Lenkgefühl – Merkmale der subjektiven und objektiven Beschreibung. Haus der Technik: Essen 1999
- GROLL von, M. (2006): Modifizierung von Nutz- und Störisinformationen am Lenkrad durch elektromechanische Lenksysteme. Dissertation, Universität Duisburg-Essen 2006
- HARRER, M. (2007): Characterisation of Steering Feel. Thesis, University of Bath, Department of Mechanical Engineering. Bath UK 2007
- HARRER, M., STICKEL, T. und PFEFFER, P. (2005): Automatisierung fahrdynamischer Messungen. 10. Internationaler Kongress Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover 2005
- HEISSING, B. und BRANDL, H. J. (2002): Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. Vogel Buchverlag: Würzburg 2002
- HENZE, R. (2004): Beurteilung von Fahrzeugen mit Hilfe eines Fahrermodells. Braunschweig, Universität (TU), Dissertation (Schriftenreihe des Instituts für Fahrzeugtechnik, Bd. 7). Shaker Verlag: Aachen 2004
- KOBETZ, C. (2004): Modellbasierte Fahrdynamikanalyse durch ein an Fahrmanövern parameteridentifiziertes querdynamisches Simulationsmodell. Wien, Universität (TU), Dissertation. Shaker Verlag: Aachen 2004
- MEYER-TUVE, H. (2008): Modellbasiertes Analysetool zur Bewertung der Fahrzeugquerdynamik anhand von objektiven Bewegungsgrößen, Dissertation. TU München 2008
- NEUKUM, A., KRÜGER, H. P. und SCHULLER, J. (2001): The driver as a Measuring Instrument for Vehicle Dynamic Reactions? VDI Berichte Nr. 1613, 2001

- NORMAN, K. D. (1984): Objective Evaluation of On-Center Handling Performance. SAE Technical Paper 840069. Warrendale, USA 1984
- PFEFFER, P. E. und HARRER, M. (2008): On-Centre Steering Wheel Torque Characteristics during Steady State Cornering, SAE Paper 2008-01-0502. Warrendale, USA 2008
- PFEFFER, P. E. und SCHOLZ, H. (2010): Present-Day Cars – Subjective Evaluation of Steering Feel, 1st International Munich Chassis Symposium, 8–9 June 2010, München 2010
- SCHALZ, J.-P., DUHR, A. und MARUSIC, Z. (2002): Subjektiv – objektiv Korrelation fahrdynamischer Größen in der Praxis. In Tagungsband: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen, II Haus der Technik, Expert Verlag: Essen 2002
- SCHIMMEL, C. und HEISSING, B. (2009): Fahrerbasierte Objektivierung subjektiver Fahreindrücke. In Tagungsband: Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen IV, Haus der Technik, Expert Verlag: Essen 2009
- WEIR, H. D. und DIMARCO, R. J. (1978): Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data. SAE Technical Paper 780010
- WOLF, H. J. (2008): Ergonomische Untersuchung des Lenkgefühls an Personenkraftwagen. Dissertation. TU München 2008
- ZONG, C., ZHANG Z., MAI, L., WANG, C. (2013): Study on Objective Evaluation Index System of On-Center Handling for Passenger Car. SAE Technical Paper 2013-01-0714. SAE International, USA
- ZSCHOCKE, A. K. (2009): Ein Beitrag zur Objektivierung und subjektiven Evaluierung des Lenkkomforts von Kraftfahrzeugen. Dissertation Universität Karlsruhe, Institut für Produktentwicklung

H

Auslegung von Lenkungen

1 Grundauslegung eines Lenkgetriebes

Ein ausgezeichnetes Fahr- und Lenkgefühl kann nur mit einem entsprechend präzisen Lenksystem erreicht werden. Die Konstruktion eines Lenkgetriebes muss in der Lage sein, einerseits hohe Kräfte zu übertragen, andererseits dabei geringste Spiele, wenig Elastizitäten und geringe Reibung in den beweglichen Bauteilen zu erreichen. Weiterhin muss das Lenkgetriebe in Verbindung mit der Servounterstützungseinheit in der Lage sein, eine ausreichend hohe Lenkdynamik zu realisieren. Nur durch Einhaltung dieser Randbedingungen ist das schnelle und präzise Lenken eines Fahrzeugs möglich. Im Folgenden werden für die funktionale Grundauslegung eines Lenksystems die Aspekte Lenkleistung und Lenkgetriebereibung näher beschrieben.

1.1 Zahnstangenkraft

Die Zahnstangenkräfte beim Parkieren eines Fahrzeugs sind für die Dimensionierung eines Lenksystems bestimmd. Die Zahnstangenverschiebekraft setzt sich dabei aus der Summe der linken und rechten Spurstangenkraft zusammen. Wesentliche Einflussfaktoren auf die Höhe der Zahnstangenkraft beim Parkieren sind die Achskinematik, die Vorderachslast, die Reifendimension, der Luftdruck im Reifen und der Reibwert der Fahrbahnoberfläche.

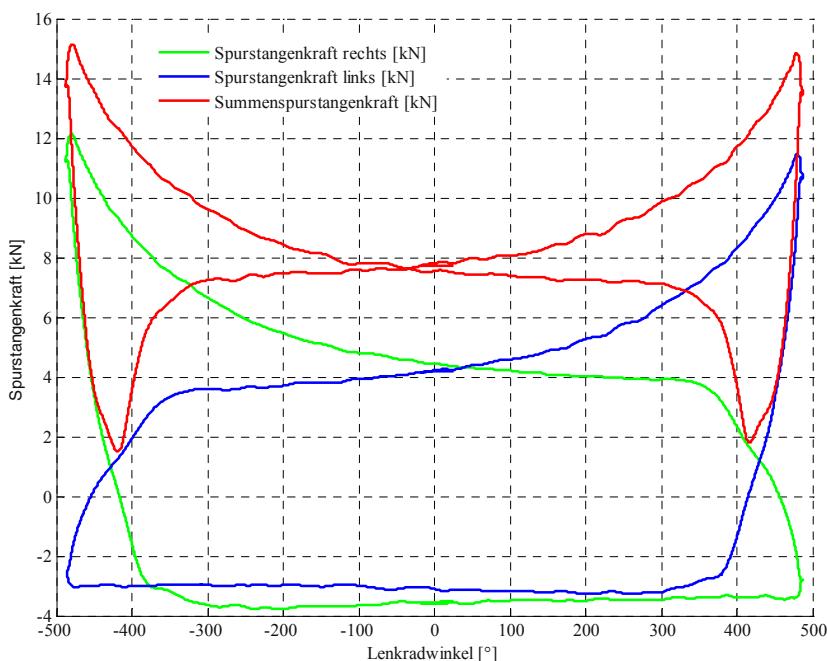


Bild H-1
Parkierkraft-
messung

In **Bild H-1** ist eine entsprechende Parkierkraftmessung dargestellt. Die maximale Zahnstangenkraft beträgt bei diesem Beispiel 15 kN und wird bei maximalem Zahnstangenhub bzw. Lenkradeinschlag erreicht. Aus den genannten Einflussfaktoren ist ersichtlich, dass mit zunehmender Fahrzeuggröße bzw. Fahrzeuggewicht auch die Zahnstangenkräfte ansteigen. In **Bild H-2** sind für verschiedene Fahrzeugklassen die jeweils auftretenden Bereiche der Zahnstangenkraft dargestellt.

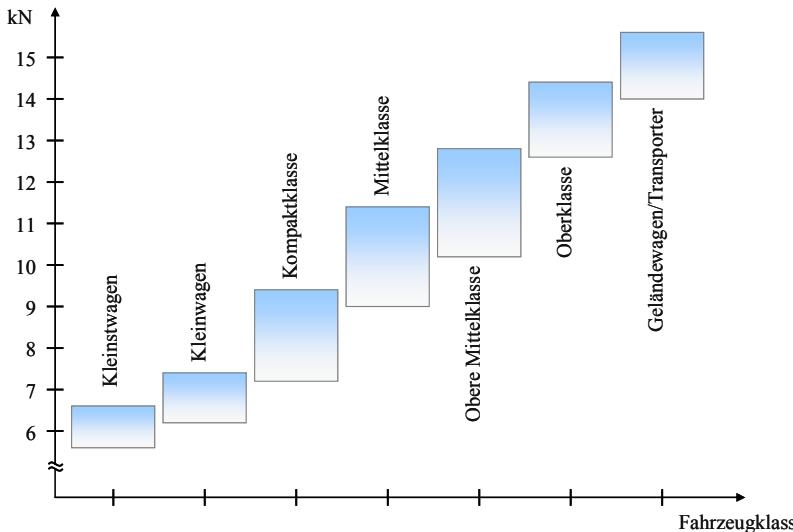


Bild H-2 Zahnstangenkräfte vs. Fahrzeugklasse

1.2 Lenkradmoment

Das am Lenkrad aufzubringende Lenkradmoment hängt im Wesentlichen von der Auslegung der Ventilkennlinie bei hydraulischen bzw. von den applizierten Softwareparametern bei elektromechanischen Lenkungen ab. Die Stellkraft des Lenkaktors sollte hierbei so groß bemessen sein, dass beim Lenken im Stand unter Berücksichtigung der maximal auftretenden Zahnstangenkraft über den gesamten Lenkradwinkelbereich ein gleichbleibendes Lenkradmomentniveau erreicht wird. Das Lenkradmomentniveau bewegt sich bei heutigen Serienfahrzeugen in Abhängigkeit des verbauten Lenksystems und der Lenkungsabstimmung zwischen 2,5 Nm und 6,0 Nm. Bei einem unterdimensionierten Lenksystem reicht die Stellkraft nicht aus, um den kompletten Lenkeinschlag ohne erhöhten Kraftaufwand durch den Fahrer zu realisieren. Dieser Sachverhalt ist in **Bild H-3** dargestellt. Der Fahrer muss bei diesem Beispiel ab einem Lenkradwinkel von ca. $+/-350^\circ$ die zu geringe Stell- bzw. Servokraft durch die eigene Handkraft kompensieren, was sich durch das erhöhte Lenkradmoment ausdrückt.

1.3 Lenkdynamik

Die Steldynamik des Lenkaktors in Abhängigkeit der anliegenden Zahnstangenkraft ist für eine hohe Lenkwinkelgeschwindigkeit ohne merklichen Lenkmomentanstieg ausschlaggebend. Bei einem unterdimensionierten Lenksystem führen schnelle Lenkmanöver zu merklichen Erhöhungen des Lenkradmoments. Prinzipiell gilt, je schneller ein Lenkmanöver ausgeführt wird, desto höher werden die am Lenkrad spürbaren Lenkkräfte bzw. Lenkradmomente. Die maximal erreichbare Lenkwinkelgeschwindigkeit bzw. Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit kann bei einem stehenden Fahrzeug durch Aufprägen einer sinusförmigen Lenkradwinkeleingabe einfach ermittelt werden. Dabei wird eine Lenkradwinkelamplitude von ca. $+/-60^\circ$ aufgebracht. Die Lenkfrequenz wird kontinuier-

lich auf bis zu 3 Hz erhöht. Die Lenkwinkelgeschwindigkeit und das Lenkradmoment steigen in Abhängigkeit der Lenkfrequenz. Die Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit ist erreicht, sobald das anliegende Lenkradmoment gegenüber dem Ausgangslenkmoment um ca. 50 % erhöht ist (**Bild H-4**).

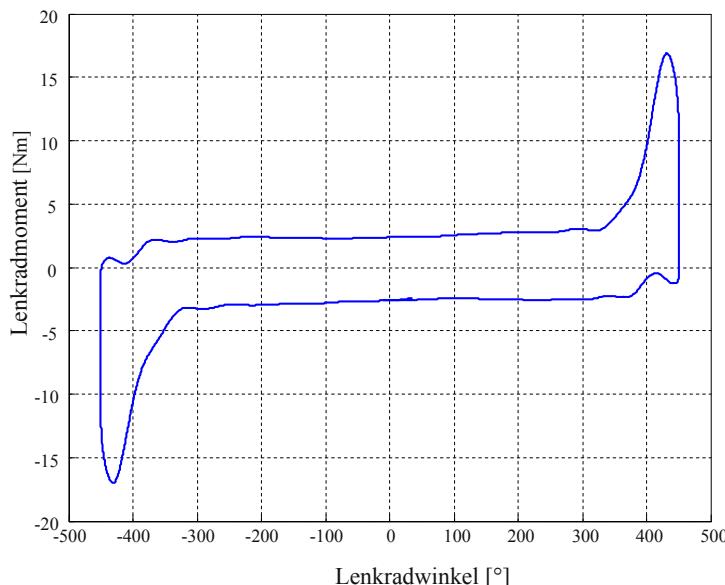


Bild H-3 Lenkradmoment beim Parkieren (unzureichend dimensioniertes Lenksystem)

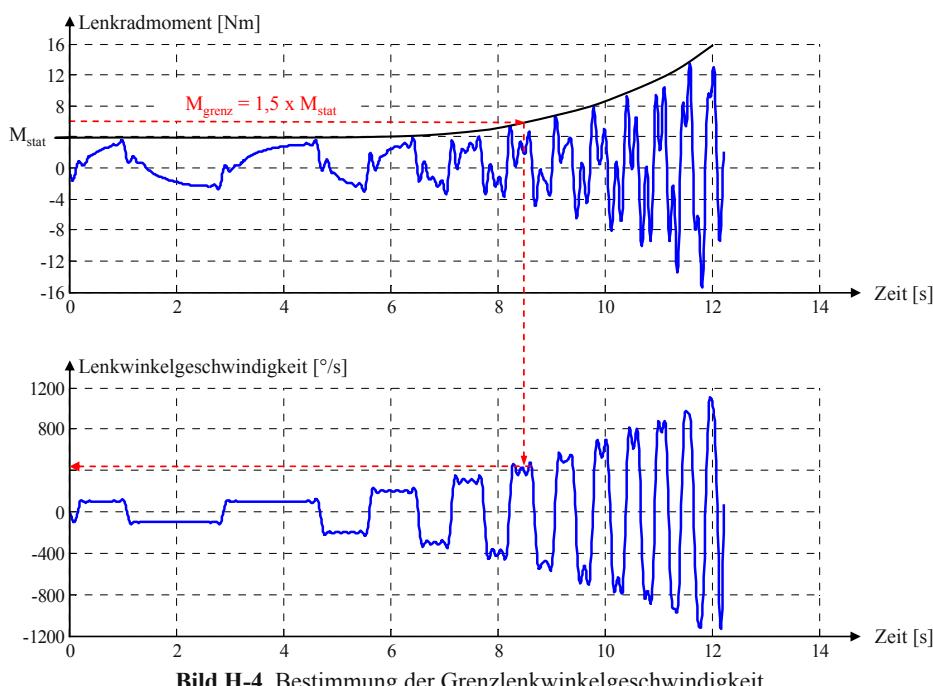


Bild H-4 Bestimmung der Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit

Während im alltäglichen Fahrbetrieb die Dynamikgrenzen eines Lenksystems meist nicht erreicht werden, kann in einer kritischen Gefahrensituation, wie z. B. bei einem abrupten Ausweichmanöver, eine ausreichend hohe Lenkdynamik von entscheidender Bedeutung sein. Im Lastenheft für ein Lenksystem wird deshalb die Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit über dem Zahnstangenhub bzw. der Zahnstangenkraft festgelegt. In Bild H-5 ist ein repräsentativer Verlauf der Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit dargestellt. Die gezeigte Vorgabe erfolgt unter gewissen Randbedingungen. So ist die Angabe der maximal zulässigen Lenkmomenterhöhung beim Erreichen der Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit festzulegen. Bei hydraulischen Lenksystemen ist die Vorgabe des zur Verfügung stehenden Ölfördervolumens bei den entsprechenden Druckverhältnissen entscheidend. Für elektromechanische Lenksysteme sind die Angaben der Systemtemperatur und der am Steuergerät maximal anliegenden Spannungs- und Stromstärke zu definieren.

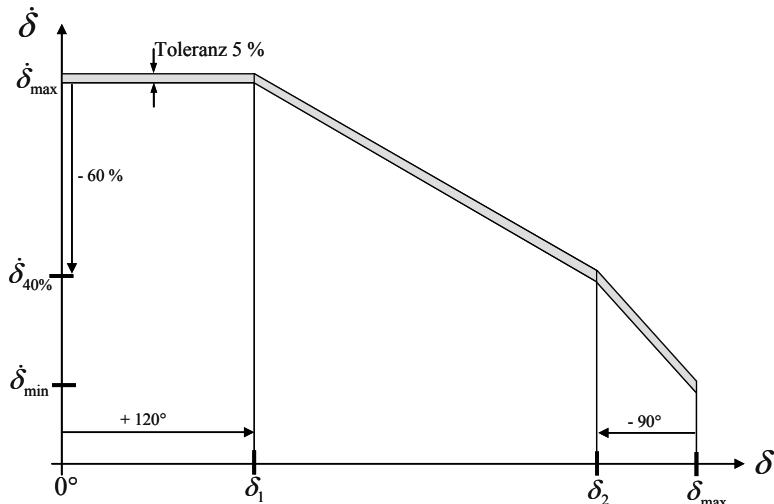


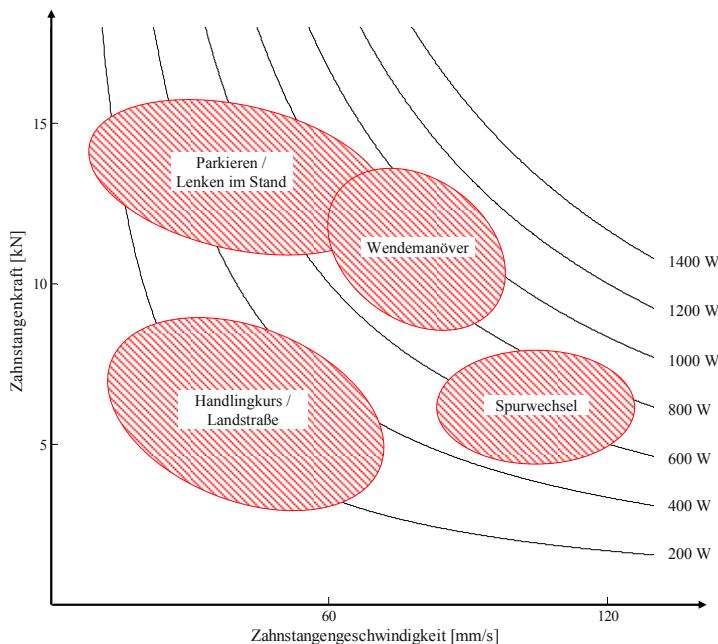
Bild H-5 Vorgabe Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit

1.4 Lenkleistung

Die mechanische Lenkleistung berechnet sich aus der geforderten Lenkwinkelgeschwindigkeit bzw. Zahnstangengeschwindigkeit und der resultierenden Zahnstangenkraft. In Bild H-6 sind die Leistungshyperbeln als Funktion aus Zahnstangenkraft und Zahnstangengeschwindigkeit dargestellt. Weiterhin sind signifikante Betriebspunkte beispielhaft für ein SUV eingezeichnet. Die mechanische Lenkleistung wird zunehmend als Maß für die Stelldynamik in den Lastenheften für elektromechanische Lenksysteme verwendet.

1.5 Lenkungsreibung

Eine besondere Bedeutung kommt der Reibung in einem Lenksystem zu. Die Lenksystemreibung beeinflusst das Fahr- und Lenkverhalten eines Fahrzeugs und somit auch das subjektiv empfundene Lenkgefühl. Zahnstangenlenkgetriebe besitzen bauartbedingt ein hohes Maß an Coulomb'scher Reibung. Diese resultiert aus der gleitenden Bewegung der Zahnstange relativ zu den Lagerstellen und Dichtungen. Bei elektromechanischen Lenksystemen liegt aufgrund der erhöhten Anzahl von rotierenden mechanischen Bauteilen eine erhöhte Systemreibung gegenüber hydraulischen Lenksystemen vor. Die Auswirkungen der Lenkgetriebereibung können nach Art und Stärke sowohl negativ als auch positiv sein.



H

Bild H-6 Mechanische Lenkleistung am Beispiel eines SUV

1.5.1 Negative Aspekte von Reibung im Lenkgetriebe

Nach Erkenntnissen aus dem Bereich der Ergonomie gilt allgemein, dass stärkere Coulomb'sche Reibung in einem Bedienelement die Regelleistung des Menschen verschlechtert. Somit ist ersichtlich, dass Reibung auch eine exakte Dosierung der Lenkbewegungen vor allem im Bereich um die Mittenlage bei geringer hydraulischer bzw. elektrischer Servounterstützung erschwert. Auch sollte ein *Losbrechen* bzw. *Kleben* der Lenkung, bedingt durch zu hohe Systemreibung beim Anlenken aus der Mitte (Übergang von Haft- in Gleitreibung), vermieden werden. Erhöhte Reibung verhindert außerdem den selbständigen Rücklauf des Lenkrades in die Mittenlage bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten am Ende eines Abbiegevorganges. Durch erhöhte Reibung wird zudem das Rückmeldeverhalten des Lenksystems beeinflusst. Nutzinformationen über Fahr- und Straßenzustand werden durch die Reibung entsprechend im Betrag reduziert.

1.5.2 Positive Aspekte von Reibung im Lenkgetriebe

Reibung im Lenkgetriebe führt zu einem Hystereseverhalten des Lenkradmoments über den Lenkwinkel. Dieses Hystereseverhalten ist für eine präzise Kurvenfahrt eines Fahrzeugs unerlässlich. Es führt bei einer konstanten Kurvenfahrt zu einem *Arbeitspunkt* mit merklichem Lenkmomentanstieg beim Vergrößern des Lenkradeinschlages und deutlicher Lenkmomentreduzierung bei Reduzierung des eingeschlagenen Lenkradwinkels. Somit wird ein präzises *Einstellen* des Lenkradwinkels möglich (**Bild H-7**). Positiv wirkt sich ein hoher Reibungskoeffizient im Lenkgetriebe auch bei der Unterdrückung von Störinformationen aus. Stöße und periodische Anregungen wie Radunwucht, Bremskraftschwankung etc. werden entsprechend gedämpft. Die Unruhe am Lenkrad kann durch erhöhte Reibung reduziert werden.

Zur Bestimmung der Lenksystemreibung eignen sich zwei Verfahren. Beim ersten Verfahren wird die Zahnstangenverschiebekraft gemessen. Hierbei wird die Zahnstange mit konstanter Geschwin-

digkeit bewegt. Die Eingangswelle des Lenkgetriebes ist dabei frei. Es ergibt sich ein Kraftverlauf über dem Zahnstangenweg. Die Höhe der Verschiebekraft steigt in Abhängigkeit der Verschiebe geschwindigkeit. Elektromechanische Lenkgetriebe zeigen im passiven Zustand in der Regel höhere Verschiebekräfte als hydraulische Lenkgetriebe. Weiterhin steigt die Verschiebekraft bei elektromechanischen Lenkgetrieben bei reduzierten Umgebungstemperaturen gegenüber hydraulischen Lenksystemen signifikant an.

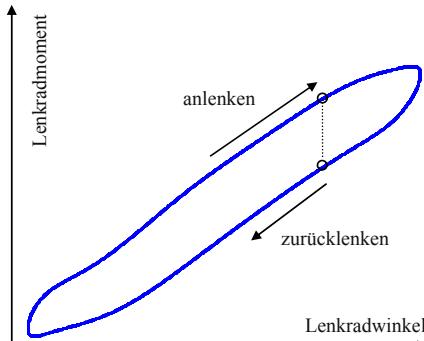


Bild H-7

Hysterese von Lenkradmoment zu Lenkradwinkel (konstantes Sinuswechselenken)

H

In **Bild H-8** ist zu erkennen, dass sich ein modulierender Verlauf der Verschiebekraft einstellt. Dieser Effekt wird durch das Abrollen des Ritzels auf der Zahnstange mit wechselnden Zahneingriffen hervorgerufen.

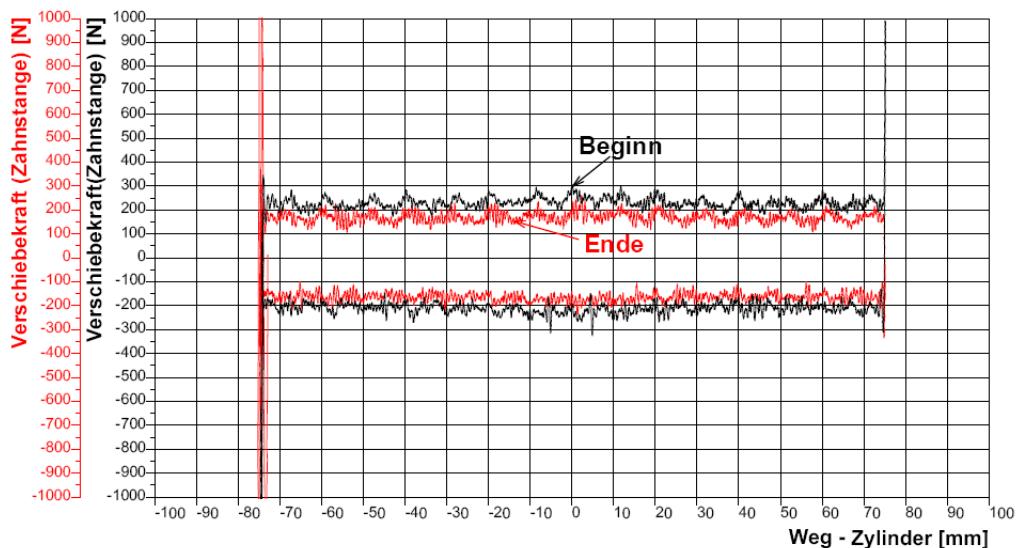


Bild H-8 Verschiebekraftmessung, EPS, 10 mm/s, vor und nach 80.000 km Straßendauerlauf

Ein weiteres Verfahren zur Ermittlung der Lenkgetriebereibung ist das Messen des Leerdurchdrehmoments. Hierbei rotiert die Eingangswelle des Lenkgetriebes mit konstanter Drehgeschwindigkeit. Die Zahnstange ist in diesem Messverfahren lastfrei. Aus der Messung ergibt sich das Leerdurchdrehmoment (LDM) über dem Drehwinkel (**Bild H-9**). Es gelten die gleichen physikalischen Effekte wie bei der Ermittlung der Verschiebekraft.

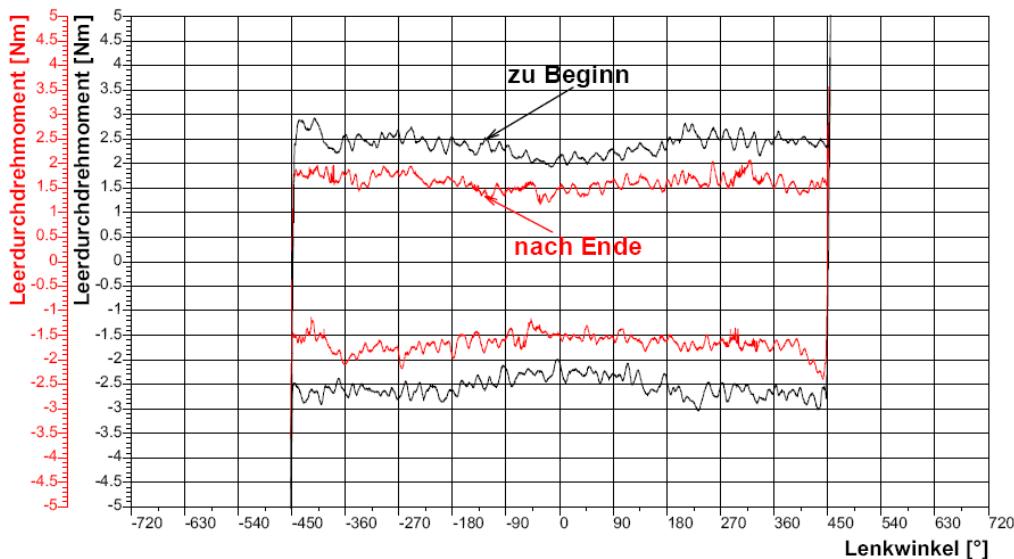


Bild H-9 LDM-Messung, EPS, vor und nach 80.000 km Straßendauerlauf

H

Die Reibung des Lenkgetriebes und die entsprechende Spezifikation der zulässigen Grenzwerte erfolgt im Normalfall in neuwertigem Zustand. Eine Reduzierung der Lenkgetriebereibung über der Laufzeit kann aufgrund des Materialverschleißes und der Setzerscheinungen innerhalb des Lenkgetriebes nicht vermieden werden. Eine Halbierung des ursprünglichen Wertes der Verschiebekraft über eine Laufzeit von 300.000 km ist in der Praxis keine Seltenheit. Nichts desto trotz ist nach einer ersten *Einlaufphase* von wenigen hundert Kilometern eine Stabilisierung des Reibniveaus anzustreben und über eine möglichst hohe Laufleistung zu halten.

2 Übertragungsverhalten von Lenksystemen

Beim Übertragungsverhalten von Lenksystemen muss grundsätzlich zwischen der Übertragung von Momenten am Lenkrad zu Kräften an der Zahnstange und von Kräften an der Zahnstange zu Momenten am Lenkrad unterschieden werden. Diese beiden Übertragungspfade sind im Allgemeinen nicht invertierbar. Das heißt, dass die Kenntnis nur eines Übertragungsweges keine eindeutigen Rückschlüsse bzw. die Rekonstruktion des anderen Übertragungsweges zulässt. Diese Tatsache erscheint zunächst nicht sonderlich gewichtig und ihr wurde in der Vergangenheit auch nur eine untergeordnete Rolle zugedacht. Dennoch bietet sich dem Lenksystementwickler durch die intensive theoretische Beschäftigung mit diesem Zusammenhang die Gelegenheit, eine Antwort auf viele Fragen zu finden, die im Rahmen der praxisnahen Entwicklung von Lenksystemen von Bedeutung sein können. In den folgenden Unterkapiteln soll der Leser durch eine Einführung in das Übertragungsverhalten von Lenksystemen für das Thema sensibilisiert werden. Hierbei werden insbesondere die Unterschiede, die durch den Technologiewandel von hydraulisch zu elektrisch unterstützten Lenksystemen entstehen, herausgestellt.

2.1 Führungsverhalten

Die Aufgabe des Fahrers beim Führen eines Fahrzeugs kann als Regelung der Quer- und Längsdynamik eines Fahrzeugs verstanden werden. Beim Lenken kann man sich auf die Betrachtung der

Querführungsaufgabe beschränken. Der Fahrer ist hierbei sowohl Sensor, Filter, Regler als auch Stellelement.

Ein konventionelles Regelsystem wird im Allgemeinen anhand der Kriterien Stabilität, Robustheit, Sollwertfolge und Beschränkungen hinsichtlich der zur Verfügung stehenden Stellenergie ausgelegt. Systemabhängig muss dann zumindest eine Stellgröße und die entsprechende Sensorik zur Verfügung stehen, um eine geeignete Rückkopplung zur Erfüllung der Regelungsaufgabe zu ermöglichen. Der Sollwert *Lenkwinkel* wird dabei durch den Fahrer selbst auf Basis der ihm zur Verfügung stehenden Sensorik wie z. B. Gleichgewichtssinn, Augen, Ohren, aber auch haptische Wahrnehmung der Lenkradmomente und Lenkradbeschleunigungen generiert. Beim Generieren seines *Sollwertes* wird der Mensch automatisch für ihn unmögliche Stellaufgaben ausschließen, wodurch der Regler *Mensch* als geübter Fahrer das Fahrzeug bis an den fahrphysikalischen Grenzbereich bewegen kann. Fahrfehler, also im weitesten Sinne *Instabilitäten*, treten dann auf, wenn der Fahrer sich verschätzt und dadurch die fahrphysikalischen Grenzen überschreitet. Der Fahrer verschätzt sich dann, wenn sein *Innernes Modell* der Fahrdynamik nicht gut genug ist oder die Sensorik für sein *Innernes Modell* zeitlich verzögerte oder falsche Signale an den Rechner *Gehirn* sendet.

H Das Lenksystem als Mensch-Maschine-Schnittstelle erfüllt in diesem Vergleich zwei Aufgaben. Zum Einen ist sie das Stellgrößen übertragende Element, welches einen vom Fahrer aufgeprägten Lenkwinkel über das Lenkgetriebe und die Achskinematik an die Räder überträgt. Zum Anderen muss das Lenkgetriebe aber auch haptische Signale, welche z. B. Aussagen über den Kontakt des Reifens zur Fahrbahn oder allgemein die Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn zulassen, an den Fahrer zurückmelden. Wie eingangs erwähnt, erfolgen diese beiden Aufgaben des Lenksystems auf unterschiedlichen Übertragungspfaden. Die Anforderungen an diese Übertragungspfade können unmittelbar aus unserem Vergleich abgeleitet werden. Der Übertragungspfad vom Lenkrad zur Straße sollte vom Lenksystem so unterstützt werden, dass die vom Menschen bereitgestellte Stellenergie bis in den maximalen durch ihn darstellbaren Frequenzbereich ausreichend ist. Hier schließt sich die Lücke zur, bei der Lenksystemauslegung relevanten, Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit und der dahinter stehenden Leistungsanforderungen an das System. Im Übertragungspfad von Straße zu Lenkrad bzw. Zahnstangekraft zu Handmoment müssen Kraftschwankungen so an den Fahrer weitergegeben werden, dass der Nutzinformationsinhalt dieser Anregung voll ausgeschöpft werden kann und Störinformationen im geeigneten Maße unterdrückt werden. Man spricht in diesem Falle von guter *Lenkungsrückmeldung*.

2.2 Rückmeldeverhalten

Aus den vorangegangenen Beschreibungen wird klar, dass man unter Lenkungsrückmeldung die Übertragung von Kraft- und damit auch Geschwindigkeits- und Beschleunigungsschwankungen an der Zahnstange zu Momenten- bzw. Rotationsgeschwindigkeits- und Rotationsbeschleunigungsschwankungen am Lenkrad versteht.

Um eine theoretische Betrachtung der Übertragungseigenschaften verschiedener Lenksysteme zu ermöglichen, bietet es sich an, diese durch Freischnitt in ihren Systemgrenzen zu definieren und anschließend bezüglich kleiner Variationen um ihre Ruhelage zu untersuchen. Dadurch lassen sich zunächst unnötig komplizierte Modelle nichtlinearer Systemeigenschaften umgehen, ohne die Allgemeinheit der Aussage einzuschränken. Anschließend werden die erkannten Zusammenhänge auf nichtlineare Systeme erweitert, um dem Leser die umfassende Einarbeitung in die Thematik zu ermöglichen. Nachfolgend wird beginnend mit dem Modell einer hydraulisch unterstützten Lenkung und anschließend anhand des Modells einer Ausführungsform der elektromechanisch unterstützten Lenkung das systematische Vorgehen zur Untersuchung der Lenkungsrückmeldung vorgestellt.

2.2.1 Rückmeldung bei hydraulisch unterstützten Servolenkungen

Im Allgemeinen muss man bei Servolenkungen zwischen dem Rückmeldeverhalten bei aktiver und passiver Unterstützungskraft unterscheiden. Eine aktive Lenkkraftunterstützung liegt dann vor, wenn der Fahrer in beliebiger Weise einen Lenkvorgang einleitet oder sich in einem quasistationären Lenkvorgang befindet. Das Lenksystem ist hingegen passiv, wenn zum betrachteten Zeitpunkt kein Richtungswechsel durch den Fahrer angestrebt wird. Welche Systemeigenschaft der Lenkung zu welchem Zeitpunkt dominant ist, hängt von der Art der Servounterstützung und dem jeweiligen Systemzustand ab. Zunächst soll an dieser Stelle das passive Rückmeldeverhalten hydraulisch unterstützter Lenksysteme untersucht werden.

Bild H-10 zeigt die wesentlichen Komponenten eines hydraulischen Lenksystems im vom Fahrzeug freigeschnittenen Zustand. Die Auslegungen der Achskinematik und der Lenksäule unterliegen anderen dominierenden Anforderungen als die Lenkung selbst. Daher wird das Lenksystem unabhängig von Lenksäule und Achskinematik betrachtet. Auf eine ausführliche Beschreibung der hydraulischen Servolenkung wird mit Verweis auf die weiteren Kapitel dieses Buches verzichtet. Im Folgenden soll das Lenksystem als an der Drehfeder eingespannt angesehen werden. Damit erhält man ein schwingungsfähiges System, welches sich hervorragend anhand des Bode-Diagramms untersuchen lässt.

Zur Herleitung des Bode-Diagramms für das schwingungsfähige System *Lenkung*, müssen die Bewegungsgleichungen für das stark vereinfachte Modell aufgestellt werden. Hieraus erhält man die generische Gleichung:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = F(t) \quad \text{H.1}$$

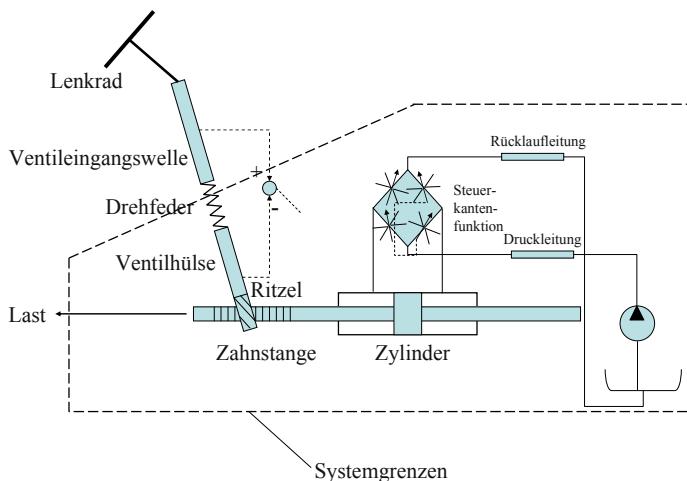


Bild H-10 Prinzipschaubild einer hydraulischen Servolenkung

Wobei m die Masse der Zahnstange und der hydraulischen Ölsäule darstellt. Die Dämpfung des Systems wird durch das Symbol d und die Steifigkeit der Lenkung durch das Symbol c gekennzeichnet. $F(t)$ stellt die zeitlich veränderlichen, extern auf die Zahnstange wirkenden Kräfte und x die Zahnstangeposition dar. Mit Hilfe der Laplace-Transformation mit der Anfangsbedingung $\mathbf{x}(0) = \mathbf{0}$ erhält man direkt die Übertragungsfunktion für dieses SISO (single input single output)-System mit der Darstellung im Laplacebereich:

$$G = \frac{X}{F} = \frac{1}{ms^2 + ds + c} \quad \text{H.2}$$

Wegen der Analogie der Laplace- zur Fouriertransformation lassen sich die Laplacevariablen s durch die komplexe Zahl $j\omega$ substituieren. Dadurch erhält man eine komplexe Übertragungsfunktion, die das Frequenzverhalten der Ritzelbewegung in Abhängigkeit von einer Anregung an der Zahnstange beschreibt. Trägt man nun diese komplexe Übertragungsfunktion in Betrag $|G|$ und Phase $\angle G$ getrennt über der Frequenz auf, so gelangt man zur Darstellung des Betrags- und des Phasengangs des betrachteten Systems. Skaliert man die Abszisse logarithmisch und die Ordinate des Betragsgangs in Dezibel (dB), so erhält man das Bode-Diagramm.

Der Betragsgang des Bode-Diagramms sagt aus, dass bei einer bestimmten Frequenz f eine Anregung an der Zahnstange mit dem Faktor $|G|(f)$ multipliziert werden muss, um die entsprechende Auswirkung am Drehstab zu erhalten. Ist die Anregung an der Zahnstange auf den Wert 1 normiert, so ist die Auswirkung am Drehstab bei der Frequenz f identisch dem Wert $|G|(f)$. Die Frequenz bei der ein Abfall von 3 dB im Betragsgang identifiziert werden kann, wird als Eckfrequenz ω_E bezeichnet. Der Phasengang stellt hingegen dar, mit welchem Winkelfehler die Auswirkung einer Anregung an der Zahnstange der eigentlichen Anregung nachläuft. Dieser Zusammenhang ist leicht anhand eines Zeigerdiagramms darzustellen.

Das Zeigerdiagramm in **Bild H-12** links zeigt eine Momentaufnahme für das Verhältnis von Anregung zu Auswirkung. Der Zeiger hat die Länge „1“. Dies bedeutet, dass der Betragsgang der Übertragungsfunktion an dieser Stelle die Verstärkung 1 hat. Der Winkel zwischen dem Zeiger und der Abszisse des ersten Quadranten stellt den Phasenwinkel bei dieser Momentaufnahme dar. Je nachdem mit welcher Frequenz nun der Zeiger umläuft, ändert sich die Länge des Zeigers G und der Phasenwinkel zwischen dem Zeiger und der Abszisse.

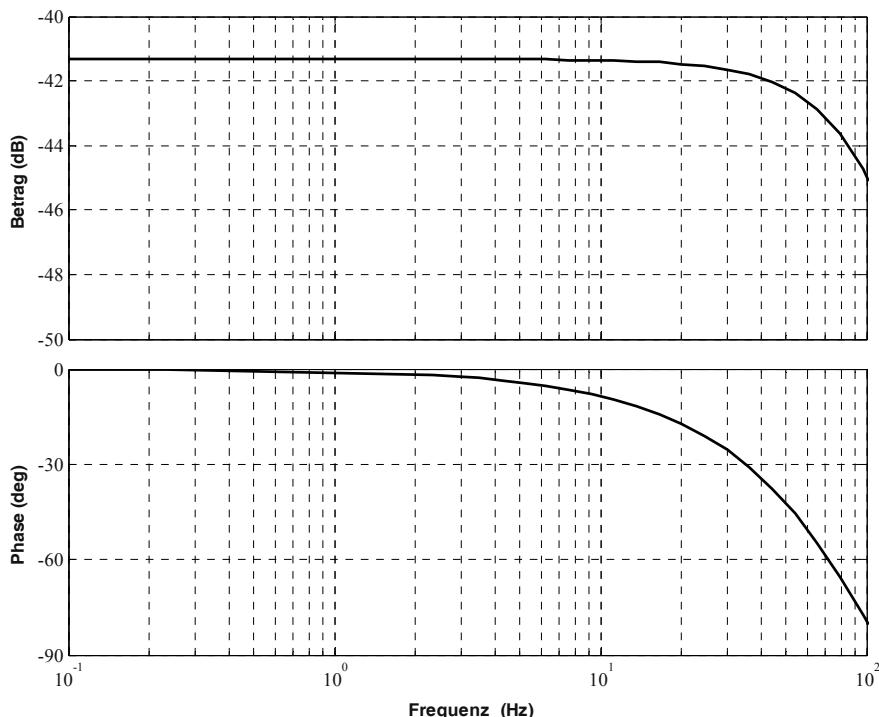


Bild H-11 Bode-Diagramm der passiven hydraulischen Servolenkung

Anhand des Bode-Diagramms (**Bild H-11**) lässt sich nun sehr einfach erkennen, dass mit steigender Frequenz die Verstärkung von Anregung zur Auswirkung schwächer wird und der Phasenwinkel sich vergrößert (mathematisch positiv aufgetragen). Der gezeigte Verlauf wird auch als Tiefpassfilter bezeichnet. Untersuchungen zur Lenkmomentwahrnehmung haben gezeigt, dass abhängig vom anliegenden Grundmoment die Wahrnehmungsschwelle von Lenkmomentschwankungen bei 0,5 bis 0,8 Nm liegt (Buschardt 2003). Mit Hilfe dieser Informationen lässt sich nun ganz individuell für eine Kraftschwankung an der Zahnstange mit einer bestimmten Frequenz die Momentenänderung am Drehstab bestimmen.

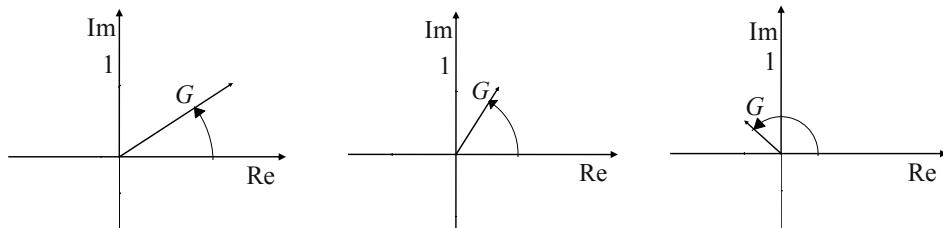


Bild H-12 Zeigerdiagramm zum Übertragungsverhalten

Die dargestellte Übertragungsfunktion wird auch als Verzögerungselement zweiter Ordnung oder als PT2-Element bezeichnet. Anhand der Struktur einer solchen Übertragungsfunktion lassen sich Aussagen über die Bedeutung der Parameter aus den Gleichungen H.1 und H.2 treffen. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass nach den Grundlagen der Schwingungslehre die Eigenbewegung eines schwingenden Systems durch seine gedämpfte Eigenfrequenz ausgedrückt werden kann und diese wiederum eine Funktion der ungedämpften Eigenfrequenz und des Dämpfungsmaßes ist. Die ungedämpfte Eigenfrequenz ist eine Funktion der Systemsteifigkeit und der Masse, während das Dämpfungsmaß eine Funktion der Dämpfungskonstante und der Masse ist. **Bild H-13** zeigt das gleiche Lenksystem mit verschiedenen Parametervariationen. Als Referenz ist das Basis-Übertragungsverhalten ohne veränderte Systemparameter als durchgezogene Linie erneut dargestellt. Der fein gestrichelte Verlauf der Übertragungsfunktion zeigt, dass eine Erhöhung der Masse m zu einer Verschiebung der Eckfrequenz nach links in Richtung kleinerer Frequenzen (reziproker Zusammenhang zwischen ungedämpfter Eigenfrequenz und der Masse) führt. Gleichzeitig reduziert sich das Dämpfungsmaß des Systems (reziproker Zusammenhang zwischen dem Dämpfungsmaß und der Masse). Eine Erhöhung der Dämpfungskonstante d (dargestellt im strich-punktierten Verlauf) reduziert den Betrag der Amplitudenüberhöhung bei Resonanz und verschiebt die Eckfrequenz nach links in Richtung kleinerer Frequenzen. Eine Erhöhung der Drehstabsteifigkeit (Gesamtsteifigkeit) c hingegen erhöht die Eckfrequenz (grob gestrichelter Verlauf).

Im Allgemeinen ist der Frequenzinhalt hydraulischer Servolenkungen aber ausreichend, um dem Fahrer die notwendigen Nutzinformationen zur Verfügung zu stellen. Es ist sogar eher wahrscheinlich, dass ein hydraulisches Lenksystem als zu stößig empfunden wird. Dies bedeutet, dass zwar der volle Frequenzinhalt an Nutzinformationen vorhanden ist, der Frequenzinhalt der Störinformationen aber so hoch ist, dass er vom Fahrer als unangenehm empfunden werden würde.

Aufgrund der schwach ansteigenden Unterstützungskraftkennlinien um die Mittenlage der Lenkung ist das passive Systemverhalten besonders bei Geradeausfahrt dominant. Liegt nun bereits eine bestimmte Unterstützungskraft, z. B. bei einer stationären Kreisfahrt an, so wird mit zunehmender Lenkkraftunterstützung die Komponente der Unterstützungseinheit dominant. Vernachlässigt man das Verzögerungsverhalten der Unterstützungseinheit, so wirkt die Unterstützungskraft, neben der Reduzierung des für den Fahrer aufzubringenden Moments, wie eine Erhöhung der Steifigkeit des Gesamtsystems. Das heißt, die Gesamtverstärkung wird über den betrachteten Frequenzbereich reduziert und die Eckfrequenz in Richtung höherer Frequenzen verschoben.

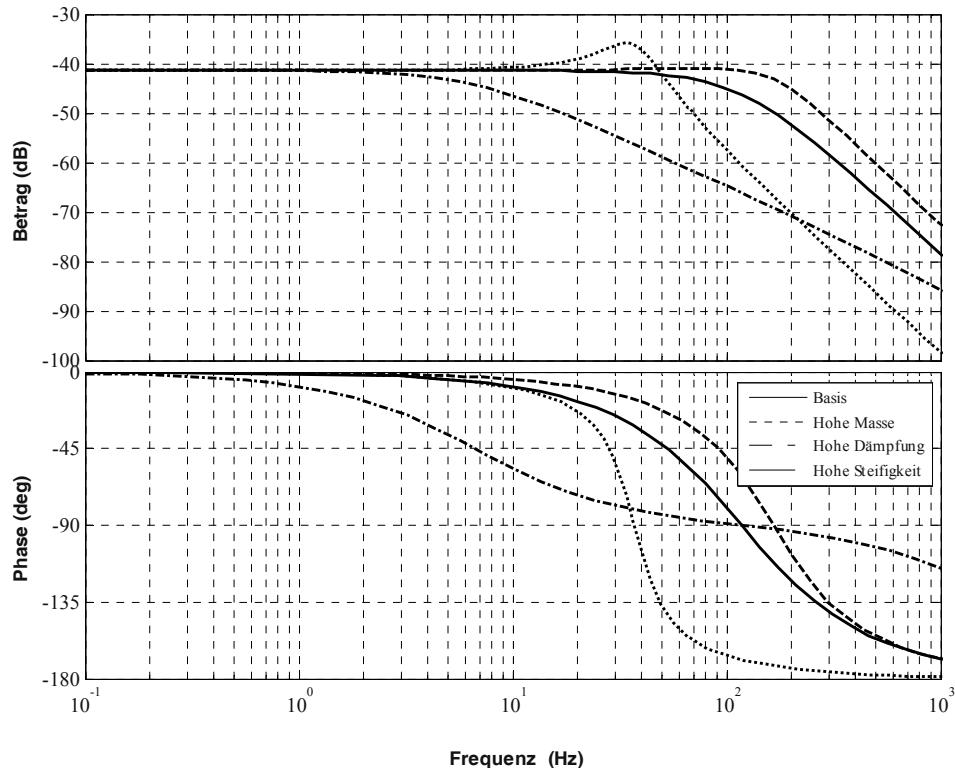


Bild H-13 Bode-Diagramm der hydraulischen Lenkung bei Parametervariation

2.2.2 Rückmeldungsrelevante nichtlineare Erweiterungen bei hydraulischen Servolenkungen

Die bisher beschriebenen Zusammenhänge beruhen auf der Betrachtung linearisierter Systeme. Ein reales Lenksystem hat aber wesentliche Nichtlinearitäten. Zum Einen ist hier die systemimmanente Reibung, zum Anderen sind die aus der variablen Zahnstangenübersetzung bzw. den nichtlinearen Ventilkennlinien stammenden Effekte zu nennen. Alle genannten nichtlinearen Eigenschaften einer Lenkung sind wesentliche, für das Lenkgefühl relevante, Abstimmparameter. So ist z. B. über die variable Zahnstangenübersetzung der Lenkwinkelbedarf zur Erzeugung eines Lenkwinkels am Rad um die Mittelstellung der Lenkung höher als nahe der Endanschläge. Diese Auslegung macht Sinn, da Fahrten bei hoher Geschwindigkeit eher mit kleinen Lenkwinkeln einhergehen und bei einer indirekteren Übersetzung der Lenkung das Fahrzeug weniger *nervös* reagiert. Dem hingegen sind Fahrten bei geringen Geschwindigkeiten häufig mit einem großen Lenkwinkelbedarf verbunden, wie dies z. B. beim Parkieren der Fall ist. In dieser Situation macht also eine direktere Übersetzung mehr Sinn. Die variable Zahnstangenübersetzung ist aus diesem Grunde so ausgelegt, dass der Momentenaufbau-Zahnstangenweg-Zusammenhang am Drehstab einer degressiven Kennlinie folgt. Für das Übertragungsverhalten der Lenkung bedeutet dies, dass bei großen Lenkwinkeln die Steifigkeit des Gesamtsystems geringer wird. Dieser Zusammenhang scheint zunächst nicht sonderlich plausibel, lässt sich aber wie folgt erklären:

Die aus dem Drehstab und der Lenkkraftunterstützung resultierenden Steifigkeiten wirken parallel zueinander und lassen sich daher getrennt in ihren Einflüssen auf die Gesamtsystemsteifigkeit be-

trachten. Das Moment am Drehstab wird durch das Produkt der Differenzwinkel zwischen Ritzel und Lenksäule und der rotatorischen Steifigkeit des Drehstabs bestimmt:

$$M_{DS} = c_{DS} \cdot \Delta\delta = c_{DS} \cdot \left[\delta_{LS} - \frac{2\pi}{i} x \right] \quad H.3$$

Hierbei ist M_{DS} das Moment am Drehstab, c_{DS} die rotatorische Federrate des Drehstabs, δ_{LS} der Lenksäulenwinkel, i das variable Übersetzungsverhältnis zwischen Ritzel und Zahnstange und x der Zahnstangenweg. Die Steifigkeit des betrachteten Systems ergibt sich aus der Änderung des Moments am Drehstab mit der Zahnstangenposition. Dies lässt sich ausdrücken als:

$$\frac{dM_{DS}}{dx} = c_{DS} \cdot \left[-\frac{2\pi}{i} \right] = c_{var} \quad H.4$$

Hierbei ist c_{var} die variable Steifigkeit des Systems, dargestellt als Funktion der variablen Zahnstangenübersetzung. Bei großen Lenkwinkeln ist das Übersetzungsverhältnis i hoch und daher die Systemsteifigkeit klein, bei kleinen Lenkwinkeln ist das Übersetzungsverhältnis i klein und daher die Systemsteifigkeit hoch. Ein ähnlicher Zusammenhang besteht bei den im Allgemeinen progressiv ausgeführten Unterstützungskraftkennlinien der Drehschieberventile. Hierbei besteht die Nichtlinearität allerdings im progressiven Anstieg der hydraulischen Unterstützung mit zunehmendem Drehstabbmoment. Daher nimmt die Gesamtsteifigkeit des Systems mit steigendem Moment am Drehstab zu. In einem realen Lenksystem wirken beide Effekte gleichzeitig und auslegungsabhängig in unterschiedlicher Intensität. Daher lässt sich in einem Fahrzeug oder am Prüfstand auch nur die Überlagerung dieser Zusammenhänge beobachten.

Bild H-14, oben rechts, zeigt das Übertragungsverhalten eines hydraulischen Lenksystems mit steigender Unterstützungskraft. Die durchgezogene Linie stellt ein nicht unterstütztes System dar. Die Unterstützungskraft steigt in der Reihenfolge fein gestrichelt, strich-punkt- zu grob gestrichelt. Man kann erkennen, dass mit steigender Unterstützungskraft die Eckfrequenz der Übertragungsfunktion nach rechts wandert und sich gleichzeitig der Betrag verringert. Da die Eckfrequenz weit außerhalb des für den Fahrer relevanten Frequenzbereichs liegt, ist nur die Änderung der Beträge relevant. Daher kann man schlussfolgern, dass mit steigender Unterstützungskraft die für den Fahrer auflösbare Wahrnehmung für Kraftanregungen an der Zahnstange sinkt. Dieser Zusammenhang ändert sich nicht wesentlich, im für den Menschen interessanten Frequenzbereich, wenn man die durch die hydraulische Unterstützungseinheit erzeugte Zeitverzögerung mit in die Betrachtung einbezieht, wie die Darstellung **Bild H-14** oben rechts zeigt.

Weiterhin sieht man unten links, dass bei zunehmend direkterer Übersetzung die Gesamtsteifigkeit des Systems abnimmt, sich daher die Eckfrequenz leicht nach links verschiebt und den Betrag der Übertragung erhöht. Eine kombinierte Darstellung von variabler Zahnstangenübersetzung und progressiver Unterstützungskraftkennlinie unter Einbeziehung aktorseitiger Zeitverzüge ist unten rechts dargestellt.

Die Lenkgetriebereibung ist ebenfalls hochgradig nichtlinear und verantwortlich für die Hystereseeigenschaften der Lenkung. Sie ist bedingt einstellbar und reduziert die Sensitivität der Lenkung bei der Momentenvorgabe durch den Fahrer. Dadurch hat nicht jede, noch so geringe, Handmomentenänderung auch eine Fahrzeugreaktion zur Folge und der Lenkwinkel lässt sich präzise einstellen. Die Lenksystemreibung setzt sich dabei aus einem dominanten Anteil an trockener Reibung und einem Anteil an viskoser Reibung zusammen. Für das Übertragungsverhalten der Lenkung bedeutet dies, dass vor der Überwindung der Reibung an der Zahnstange auch keine Bewegung der Zahnstange und daher auch keine Momentenänderung am Drehstab erfolgt. Kleine Kraftschwankungen an der Zahnstange können vor Überschreitung dieser Detektionsschwelle also überhaupt nicht aufgelöst werden. Im Bode-Diagramm wirkt sich dieser Zusammenhang durch eine entsprechende Reduktion der Absolutwerte im Betragsgang aus.

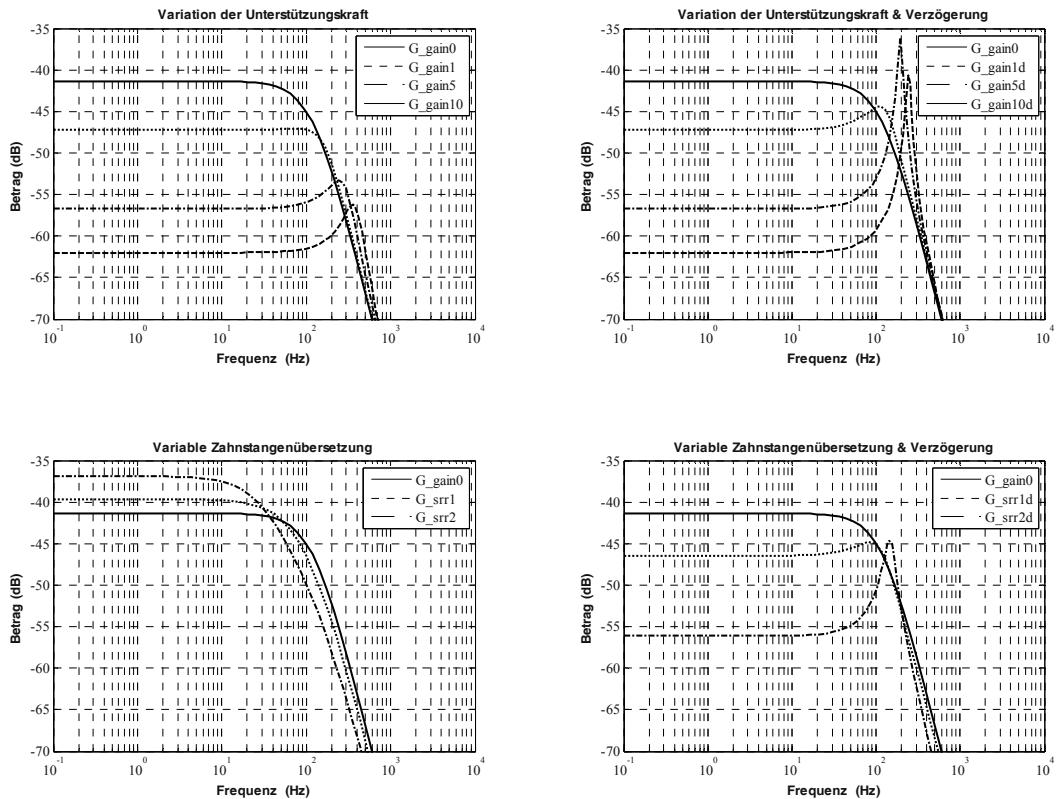


Bild H-14 Bode-Diagramme zu unterschiedlichen, nichtlinearen Einflüssen im Übertragungsverhalten

Aus den vorangegangenen Ausführungen wird klar, dass viele Parameter eines Lenksystems einen Einfluss auf das Übertragungsverhalten von Nutz- und Störinformationen haben. Trotz der Vielzahl an teilweise komplexen Einflussgrößen ist es dennoch möglich, ohne Verlust der Allgemeinheit, eine generelle Aussage für das Übertragungsverhalten hydraulischer Servolenkungen zu treffen. Die Grenze der Frequenz für fahrerrelevante Rückmeldungen ist im Bereich von 20 bis 30 Hz zu sehen (Brunn 2004). Daher und anhand der Abbildungen dieses Unterkapitels kann man die Aussage treffen, dass alle hydraulischen Servolenkungen systemimmanent so ausgelegt werden können, dass sie für den Fahrer das Maximum der Nutzinformationen darstellen können. Es liegt also in der Philosophie des jeweiligen Lenksystementwicklers, seine Parameter so zu applizieren, dass sie die gewünschte Rückmeldung des Systems zulassen.

2.2.3 Rückmeldung bei elektromechanisch unterstützten Servolenkungen

In Analogie zu den hydraulisch unterstützten Servolenkungen soll in diesem Unterkapitel das Übertragungsverhalten elektromechanisch unterstützter Servolenkungen untersucht und beschrieben werden. Als Beispiel für eine Variante möglicher elektromechanischer Lenksysteme und für die folgenden Ausführungen ist in **Bild H-15** die Lenkung mit achsparallel angeordnetem Motor dargestellt.

Wie zuvor beim Beispiel für die hydraulische Lenkung beziehen sich die Systemgrenzen nur auf die Kernelemente des Lenksystems. Dazu gehören das Ritzel mit Momentensor und Drehstab sowie

die Zahnstange mit Getriebestufen und BLDC Motor (Bürstenloser Gleichstrommotor) inklusive der ECU (Electronic Control Unit). Auch die elektromechanische Servolenkung kann, wenn man sich den Drehstab erneut als eingespannt vorstellt, als Massenschwinger modelliert werden.

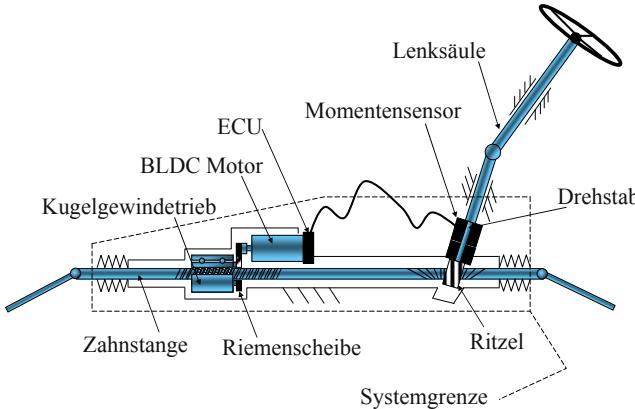


Bild H-15
Prinzipskizze der achsparallelen elektromechanischen Servolenkung (APA-EPS)

Zur Vereinfachung der Herleitung der Übertragungsfunktion kann man sich der gleichen generischen Bewegungsgleichung wie bei der hydraulischen Servolenkung bedienen (vgl. Gleichung H.1). Zu beachten ist dabei, dass sekundäre Elastizitäten im Lenkgetriebe vernachlässigt werden und die rotatorischen Trägheiten aus der Kugelumlaufmutter und der Rotorwelle des BLDC Motors der translatorisch bewegten Masse der Zahnstange zugeschlagen werden müssen. Dies kann man z. B. dadurch erreichen, dass man über den Energiesatz des Gesamtsystems eine Ersatzmasse für die Bewegung der Zahnstange bestimmt. Die kinetische Energie der APA-EPS ergibt sich nach:

$$T_{EPS} = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}J_{KGT}\omega_{KGT}^2 + \frac{1}{2}J_{BLDC}\omega_{BLDC}^2 \quad H.5$$

Hierbei ist m die Masse der Zahnstange und v die Zahnstangengeschwindigkeit, J_{KGT} und J_{BLDC} die Massenträgheitsmomente der Kugelumlaufmutter und der Rotorwelle mit ihren Winkelgeschwindigkeiten ω_{KGT} und ω_{BLDC} . Mit den Übersetzungsverhältnissen für die Geschwindigkeiten:

$$\omega_{KGT} = \frac{2\pi}{i_{KGT}} v \quad H.6$$

$$\omega_{BLDC} = i_R \omega_{KGT} = \frac{2\pi \cdot i_R}{i_{KGT}} v \quad H.7$$

Wobei i_{KGT} das Übersetzungsverhältnis des Kugelumlaufs in der Einheit m/Umdr. und i_R die dimensionslose Riemenübersetzung darstellt. Damit erhält man für die kinetische Energie der EPS als Funktion der Zahnstangengeschwindigkeit:

$$T_{EPS} = \frac{1}{2} \underbrace{\left[m + J_{KGT} \frac{4\pi^2}{i_{KGT}^2} + J_{BLDC} \frac{4\pi^2 \cdot i_R^2}{i_{KGT}^2} \right]}_{m_{Trans}} v^2 \quad H.8$$

Daraus ist die Ersatzmasse direkt als m_{Trans} ablesbar. Übliche Übersetzungsverhältnisse für den Kugelumlauf sind in der Größenordnung von etwa 0,006 m/Umdr. bis 0,010 m/Umdr. und für den Riementrieb im Bereich von 2,0 bis 3,5 zu sehen. Das Massenträgheitsmoment für den Rotor ist in der Größenordnung von $1e-4 \text{ kgm}^2$ und für die Kugelumlaufmutter im Bereich von $1e-3 \text{ kgm}^2$ angesiedelt. Mit Übersetzungsverhältnissen und Trägheitsmomenten dieser Größenordnung erhält

man Ersatzmassen von etwa 900 kg bis 1800 kg. Damit ist ein erheblicher Einfluss auf das Übertragungsverhalten elektromechanischer Lenksysteme verbunden, wenn man berücksichtigt, dass die Masse der Zahnstange alleine bei etwa 2,5 kg bis 3,5 kg liegt.

An dieser Stelle kann mit der berechneten Ersatzmasse wieder die aus Gleichung H.2 bekannte Übertragungsfunktion benutzt werden. Die Auswirkungen auf das Übertragungsverhalten für ein System mit einer geringen (EPS-geringe Trägheit) und hohen (EPS-hohe Trägheit) Ersatzmasse im Vergleich zu einem hydraulischen Lenksystem (Hydrolenkung) zeigt **Bild H-16** anhand des Bode-Diagramms für die jeweils passiven Systeme.

Man kann leicht erkennen, dass die elektromechanische Servolenkung erhebliche Nachteile im passiven Übertragungsverhalten gegenüber der hydraulischen Servolenkung aufweist. Die Eckfrequenzen beider betrachteter Varianten der EPS liegen deutlich unter 10 Hz. Damit bietet keines der beiden Systeme den vollen Frequenzinhalt an Nutzinformationen für den Fahrer. Der Grund für diesen Zusammenhang ist direkt aus der Herleitung der Übertragungsfunktion ableitbar. Die aus den Massenträgheiten der Kugelumlaufmutter und des Rotors stammende zusätzlich Masse an der Zahnstange zieht die Eckfrequenz derart stark in Richtung kleinerer Frequenzen, dass der dadurch entstehende mechanische Tiefpassfilter einen nicht unbedeutenden Teil der Rückmeldung herausfiltert. Allerdings muss man an dieser Stelle erwähnen, dass diese Eigenschaft elektromechanischer Lenksysteme von einigen Herstellern auch als Vorteil gesehen wird, da im gleichen Maße auch die entsprechenden Störgrößen unterdrückt werden.

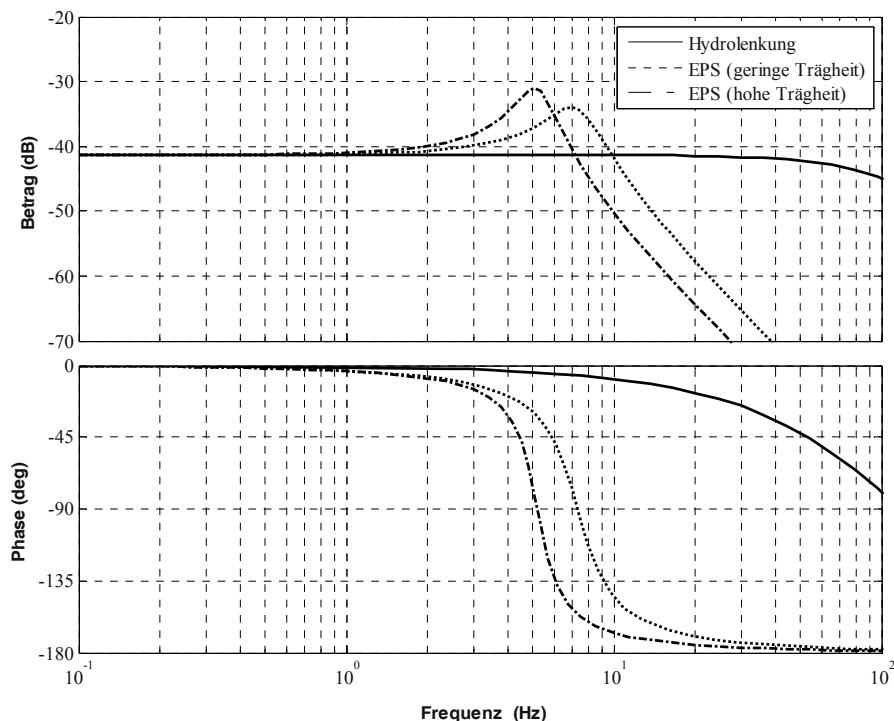


Bild H-16 Bode-Diagramm einer passiven elektromechanischen Servolenkung

Wie bei den hydraulischen Lenksystemen, so ist auch bei den elektromechanischen Lenksystemen in der Regel das passive Übertragungsverhalten bei Geradeausfahrt dominant. Der Grund dafür liegt darin, dass ohne Kurvenfahrt auch keine Lenkkraftunterstützung benötigt wird. Dieser Effekt ist erwünscht, da die Grundintention für den Technologiewechsel von hydraulisch zu elektromechanisch

unterstützten Lenksystemen neben der höheren Funktionsvielfalt auch in der Reduktion des Energieverbrauchs liegt. Das *Power on Demand*-Prinzip stellt dem System also nur Unterstützungskraft zur Verfügung, wenn diese auch benötigt wird. Dem hingegen haben elektromechanische Lenksysteme häufig aktive Lenkfunktionalitäten, die auch wirksam sein können, wenn der Fahrer keine direkte Lenkvorgabe macht. Dies kann z. B. beim Spurhalte- oder Einparkassistenten der Fall sein. Dennoch kann man festhalten, dass bei diesen Funktionen die eigentliche Rückmeldung des Lenksystems nur eine untergeordnete Rolle spielt oder der aktive Eingriff des Lenksystems gering ist. Daher kann die Aussage, dass das passive Systemverhalten bei Geradeausfahrt in den meisten Fällen das Übertragungsverhalten einer elektromechanischen Servolenkung dominiert bestehen bleiben.

Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass bei aktiv unterstützenden elektromechanischen Lenksystemen, also während eines Lenkmanövers, das Rückmeldeverhalten wesentlich durch die aktuelle Unterstützungskraftanforderung an das Lenksystem bestimmt wird. Die Unterstützungskraft für den Fahrer wird bei diesen Systemen durch einen Regler oder zumindest eine ausgereifte Steuerung realisiert. Dazu gibt es verschiedene Ansätze mit unterschiedlichen Auswirkungen auf das Übertragungsverhalten der einzelnen aktiven Systeme. Unabhängig von der Regel- oder Steuerungsstrategie ist die Rückmeldung bei aktiv unterstützenden Systemen in einem erheblichen Maße von den dazugehörigen Applikationsmodulen, also der Führungsgrößenvorgabe des jeweiligen Systems und den darin applizierten Parametern abhängig. So ist es z. B. üblich, Applikationsmodule für die Basisunterstützung, das Mittengefühl, die Hysterese, zusätzliche Bedämpfung und einen aktiven Lenkrücklauf vorzuhalten. Häufig sind all diese Funktionen in einem mehr oder weniger vernetzten Maße voneinander und von den jeweiligen Zuständen der Lenkung und des Fahrzeugs abhängig. Als Beispiel dafür kann die mit der Fahrzeuggeschwindigkeit variierte und vom Drehstabmoment abhängige Grundunterstützung des Lenksystems genannt werden. Nicht nur aus diesem Grunde ist die vom Lenksystem bereitgestellte Unterstützungskraft in einem erheblichen Maße nichtlinear. Daher sollte klar sein, dass keine uneingeschränkt verallgemeinerten Aussagen für das Übertragungsverhalten aktiv unterstützender elektromechanischer Servolenkungen möglich sind. Um dem Leser dennoch das Verständnis für die vorhandenen Anhängigkeiten näher zu bringen, liegt es nahe, sich auf eine der häufigsten Formen der Realisierung einer EPS zu beschränken.

Einer der häufigsten Ansätze zur Realisierung einer elektromechanischen Unterstützung ist eine proportional dem Drehstabmoment bereitgestellte Unterstützungskraft. In **Bild H-17** ist dazu, unter der Voraussetzung einer nahezu fehlerfreien und zeitverzugsarmen Regelung, das Übertragungsverhalten der EPS mit dem der HPS bei verschieden starker Unterstützung dargestellt. Die Wirkung dieser Form der Unterstützungskraftvorgabe ähnelt sehr stark der hydraulischen Lenkkraftunterstützung. Dies bedeutet, dass die Unterstützungseinheit auf das System wie eine zusätzliche Steifigkeit wirkt. Im ersten Diagramm von **Bild H-17** ist der Vergleich einer EPS mit einer HPS im passiven Zustand gezeigt. In den folgenden Diagramm 2 bis 4 (2 = schwache Unterstützung, 3 = mittlere Unterstützung, 4 = hohe Unterstützung), findet dieser Vergleich bei sukzessive steigender Unterstützungsleistung statt. Es ist ersichtlich, dass ähnlich wie schon bei den hydraulisch unterstützten Systemen, auch bei dieser Form der elektromechanischen Unterstützungskraft die Eckfrequenz mit steigender Unterstützung in Richtung höherer Frequenzen wandert und sich gleichzeitig der Betrag der Übertragung von Kräften an der Zahnstange zu Momenten am Drehstab reduziert. Allerdings geschieht dieser Prozess bei den elektrisch unterstützten Lenkungen auf Basis einer wesentlich geringeren Eckfrequenz des passiven Systems. Ohne zusätzliche Darstellungen muss man ergänzen, dass systemimmanent die Reibung bei elektromechanischen Lenksystemen höher als bei hydraulischen ist. Daher gilt im gleichen Maße wie zuvor bei der HPS, dass erst die Systemreibung der Lenkung überwunden werden muss, bevor überhaupt eine Bewegung der Zahnstange stattfindet. Dieser Effekt geht mit einer entsprechenden Erhöhung der Detektionsschwelle an der Zahnstange einher. Die variable Übersetzung der Zahnstange hat, wie bei hydraulischen Systemen, einen reduzierenden Effekt auf die Systemsteifigkeit und sorgt daher für eine geringfügige Reduktion der Eckfrequenz, die mit einer Erhöhung des Betrags im Amplitudengang einhergeht.

Abschließend bleibt zu sagen, dass das beschriebene Dilemma der unzureichenden passiven Rückmeldung nicht umgehbar ist. Mit Hilfe ausgereifter Regelungsansätze und dazugehöriger Applikationsmodule lässt sich bedingt die fehlende passive Rückmeldung durch eine aktive Rückmeldung ersetzen. Derartige Ansätze befinden sich noch in der Entwicklung, sind aber bereits nahe an der Serienreife. Im besten Falle lässt sich dadurch der komplette Frequenzinhalt an Nutzinformationen für den Fahrer darstellen. Möchte man, wie im beschriebenen Beispiel, das Rückmeldeverhalten solcher Systeme genauer untersuchen, ist die Kenntnis des angewandten Regelungsansatzes und der dazugehörigen Applikationsmodule notwendig. Erst dann kann mit einem *Design to Feedback*-Ansatz auch ein elektromechanisches Lenksystem die maximalen Anforderungen an seine Rückmeldeigenschaften erfüllen und zusätzlich den vollen Umfang an aktiven Lenkfunktionen bieten.

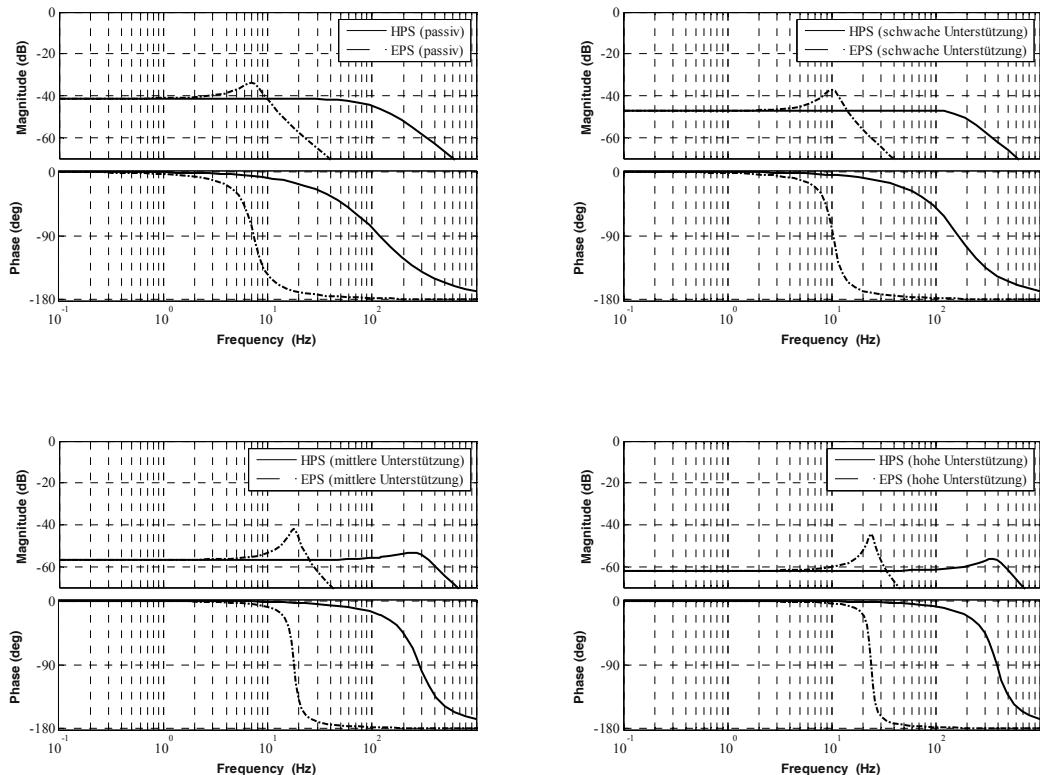


Bild H-17 Bode-Diagramm der EPS und der HPS bei ansteigender Unterstützungskraft

Literatur zu Kapitel H

- BRUNN, P. und HARRER, M. (2004): Objektivierung der Lenkungsrückmeldung, VDI Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 580, S. 67–79
- BURSCHARDT, B. (2003): Synthetische Lenkmomente, VDI Fortschritt – Berichte, Reihe 22, Nr. 12. VDI Verlag: Düsseldorf 2003
- HEIBING, B. und ERSOY, M. (2007): Fahrwerkshandbuch. Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2007
- STOLL, H. (1992): Fahrwerktechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen. Vogel Buchverlag: Würzburg 1992

Lenkrad

1 Einführung

Als eines der ersten Bauteile im Innenraum eines Fahrzeugs nimmt der Fahrer das Lenkrad wahr. Es ist eine der wichtigsten Schnittstellen zwischen Mensch und Maschine, da zum Einen die Lenkbewegungen über das Lenkrad eingeleitet werden und zum Anderen eine direkte Rückkopplung der Fahrsituation an den Fahrer erfolgt.

Aufgrund seiner exponierten Lage im Fahrzeuginnenraum hat das Lenkrad eine Reihe von weiteren Anforderungen zu erfüllen. Als Bestandteil des Fahrerrückhaltesystems sind entsprechende Sicherheits- und Gesetzesvorschriften zu beachten und über Schlitten- sowie Crashversuche abzusichern. Darüber hinaus ist das Lenkrad zu einem Designelement geworden, das sich im Gesamtbild des Interieurs einfügt und unter anderem auch den Markennamen oder das Firmenlogo des Fahrzeugherstellers trägt.

Seit einigen Jahren nimmt das Lenkrad eine Vielzahl von Bedienelementen z. B. zur Steuerung eines Bordcomputers und Radio-, Navigationsfunktionen sowie Getriebebedienungen auf. Es werden Anzeigeelemente und Funktionsbeleuchtungen implementiert. In diesem Zuge nehmen Bussysteme zur Kommunikation zwischen Lenkrad und Fahrzeug Einzug in die Lenkradelektronik.

2 Baugruppen

Viele Kunden fordern besonders im Premiumsegment eine stetige Individualisierung, die zu einer immer höheren Variantenvielfalt führt. Darüber hinaus verlangen die verschiedenen Märkte, die von den Fahrzeugherstellern bedient werden, eine weitere Differenzierung. Von dieser Individualisierung ist auch das Lenkrad in hohem Maße betroffen. Häufig werden neben der Basisvariante eine Vielzahl von Zusatzausstattungen angeboten, die sich in technische und stilistische Anforderungen unterteilen.

Zu den technischen Varianten zählen unter Anderem:

- Multifunktionsschalter (z. B. Bedienung Bordcomputer oder Navigation)
- Getriebebedienschalter (z. B. Paddle-Schalter)
- Lenkradheizung
- Anzeigen (z. B. Hochschaltempfehlung, Funktionsanzeigen)

Die stilistischen Unterschiede sind geprägt durch:

- Farben
- Materialien
- Dekore
- Lackierte oder galvanisierte Oberflächen



Bild I-1
Porsche Sportlenkrad mit Schaltpaddles

An Hand des exemplarischen Variantenbaums **Bild I-2** wird die Differenzierung sowie die Vielfalt der Varianten deutlich. Durch die Anzahl von Farben, Dekoren und technischer Varianten wie Multifunktion oder Heizung entstehen in diesem Beispiel 50 Lenkradvarianten.

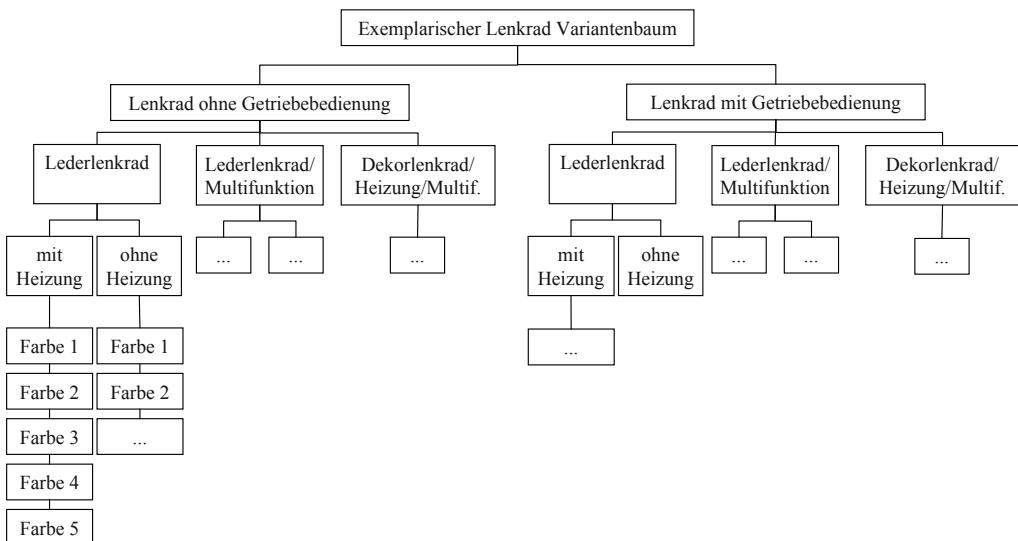


Bild I-2 Exemplarischer Variantenbaum Lenkrad

Das Lenkradskelett, der Schaumkörper mit Lenkradkranz, die Hupenfunktion und der Airbag zählen zu den Basisumfängen eines Lenkrades (**Bild I-3**). Nachfolgend wird auf Basisumfänge als auch auf Zusatzumfänge wie Schalter oder Dekore eingegangen.

2.1 Skelett

Das Lenkradskelett ist der elementarste Umfang eines Lenkrades. Es bildet die tragende Struktur zur Erfüllung der Crash- und Betriebsfestigkeitsanforderungen, gewährleistet den Anschluss zur Lenksäule, bildet die Basis für Anschraubelemente und schafft das Grundgerüst für den Lenkradkörper und den Lenkradkranz und damit des Lenkraddesigns.

Lenkräder sind Sicherheitsbauteile und werden bei einem Frontalcrash mit ausgelöstem Airbag hohen Belastungen durch den Fahrer ausgesetzt. Darüber hinaus werden durch den Fahrer Lenk- und Abstützkräfte in das Skelett eingeleitet, die dauerhaft ausgehalten werden müssen.

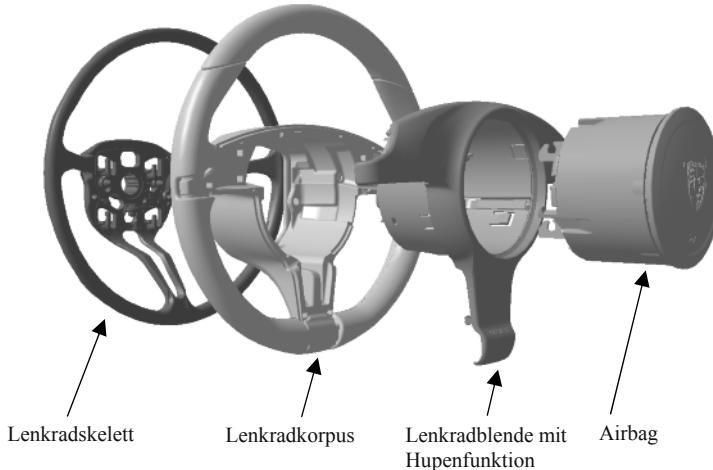


Bild I-3 Explosionsdarstellung Lenkrad (Porsche 997 II)

Über die Konstruktion des Lenkradskelettes kann maßgeblich die Eigenfrequenz und das Massenträgheitsmoment des Lenkrades beeinflusst werden.

Aus Gewichtsgründen werden Lenkradskelette aus Leichtmetallen wie Aluminium oder Magnesium (vorwiegend im Druckgussverfahren hergestellt) eingesetzt, wobei sich Magnesium aufgrund des Gewichtsvorteils in der Zwischenzeit durchgesetzt hat.

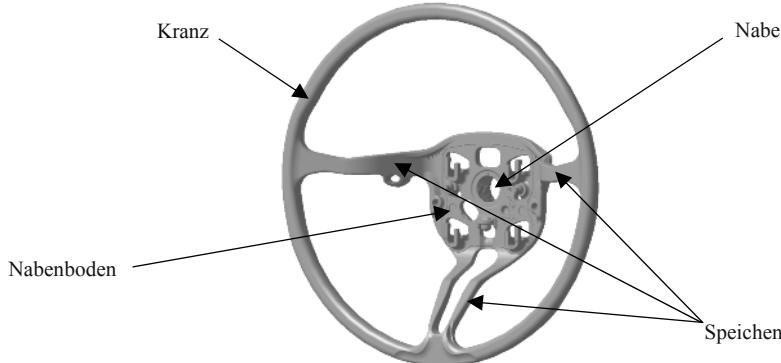


Bild I-4 Lenkradskelett

Bei der Skelettauslegung sind die oben aufgeführten Aspekte Crashbelange, Betriebsfestigkeit und Eigenfrequenz zu beachten. So soll das Lenkrad im Crashfall ein hohes Maß an Energie aufnehmen können, dabei aber nicht brechen dürfen. Die Energieaufnahme wird vorwiegend über eine Verformung des unteren Lenkradkranzbereiches erreicht. Dies wird durch eine entsprechende Gestaltung der Lenkradspeichen und Anbindung an den Nabenhoden realisiert. Die untere/n Speiche/n werden gegenüber den oberen Speichen schwächer ausgelegt, um diesen Effekt zu erreichen.

Durch eine Motor- oder eine Radunwucht kann es zu störenden Lenkradanregungen im Stand bzw. im Fahrbetrieb kommen. Um die Forderung nach der Lenkungsresonanz (z. B. 40 Hz), im Wesentli-

chen bestehend aus den Eigenfrequenzen des Tragrahmens inklusive Anbindung an die Karosserie, Lenkstrangs und Lenkrads zu erreichen, ist eine Lenkradeigenfrequenz von >65 Hz erforderlich. Für diese Auslegung des Gesamten Lenkrades spielt die Ausprägung des Nabenhodens und die Anbindung der Speichen eine entscheidende Rolle. Wird das Lenkradskelett nicht ausreichend steif ausgeführt, kann es im Gesamtfahrzeug zu Lenkradzittern im Leerlauf kommen. Zur Versteifung des Nabenhodens können zusätzliche Blecheinleger eingegossen werden. Als weiterer Aspekt zur Erreichung der Eigenfrequenz ist die Airbaganbindung von Bedeutung.

Die Erhöhung des Massenträgheitsmoments eines Lenkrades wird im Wesentlichen durch Zusatzgewichte in möglichst großem Abstand zum Massenschwerpunkt realisiert. Dafür bietet sich der Lenkradkranz des Skelettes an. Um die Masse am Skelettkranz einzubringen, gibt es verschiedene Möglichkeiten der Umsetzung.

Bei einer Variante wird der Kranz als U-Profil ausgeführt, in welches nach dem Gießprozess die Stahleinleger eingelegt und verkrimpt werden. Der Vorteil bei diesem Verfahren liegt darin, dass der Gießprozess ohne Zusatzaufwand abläuft und eine Mehrfachform umgesetzt werden kann.

Eine weitere Möglichkeit ist das direkte Eingießen von Rohren oder Rundvollprofilen (vorwiegend Stahl) im Gießprozess. In den Speichenbereichen wird das Stahlprofil vom Druckguss umschlossen und kommt als ein Teil aus der Gussform. Man spricht vom so genannten Verbundskelett.

Welches Verfahren gewählt wird, richtet sich im Wesentlichen nach den verfügbaren Fertigungseinrichtungen und der Philosophie des Lenkradherstellers.

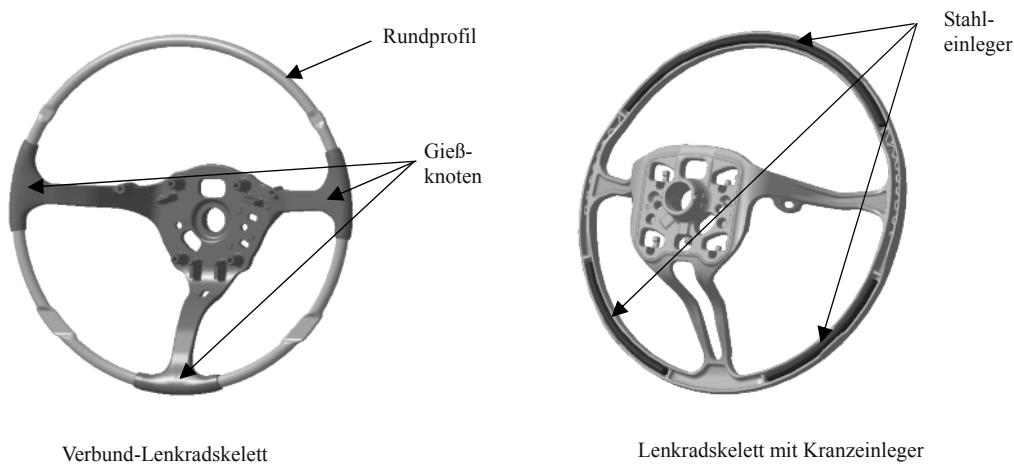


Bild I-5 Verbund Lenkradskelett und Lenkradskelett mit Kranzeinleger

Der Anschluss zur Lenksäule wird vorwiegend über eine Innenverzahnung oder über einen Innensechskant dargestellt. Der Sechskant wird direkt im Werkzeug umgesetzt, eine Verzahnung wird entweder über einen Räumprozess nach dem Gießen oder durch eine zusätzliche, bereits geräumte Stahlbuchse, die ins Druckgusswerkzeug eingelegt und mit eingegossen wird, realisiert.

Die Art des Anschlusses ist abhängig von den Fahrzeugeigenschaften wie Lenksäule, Bauraum und Elektronikmodulen.

2.2 Lenkradkranz und Lenkradkorpus

Während die Gestaltung des Lenkradkorpusse vorrangig designgetrieben ist, ist bei der Ausarbeitung des Lenkradkranzes auch die Ergonomie und die Haptik von Bedeutung. So unterscheidet sich die Kranzgeometrie häufig zwischen sportlich orientierten und komfortbetonten Lenkräder. Sportliche Attribute sind unter anderem ein unten abgeflachter Lenkradkranz, Daumenauflagen oder auch Kranzformungen. Was den Lenkradkranzquerschnitt und den Lenkradkranzdurchmesser angeht, hat jeder Fahrzeughersteller seine eigene Philosophie. Das Spektrum reicht von ovalen, runden über dünne bis dicke Lenkradkränze.

Fahrzeughersteller im fernöstlichen und amerikanischen Markt verwenden zur Darstellung des Lenkradkorpus vorwiegend rückwärtige Verkleidungen aus Kunststoff (Spritzgussteile) so genannte *Backcover*, die mit dem Lenkradskelett verschraubt werden. Der Lenkradkranz wird unabhängig vom Korpus zuvor in einem Schäumprozess hergestellt.

Im europäischen Markt kommen fast nur vollständig geschäumte Lenkräder zum Einsatz. Der Korpus und Lenkradkranz werden in einem Schäumprozess hergestellt. Bei diesem Prozess wird das Lenkradskelett in eine Schäumform eingelegt und anschließend mit wassergetriebenem Polyurethan (PUR) Integralschaum umschäumt. Für die Fertigung von farbigen Lenkräder wird der PUR-Integralschaum eingefärbt. Zur Verbesserung der Oberflächenqualität und der Einhaltung der Lichtbeständigkeit muss vor dem Schäumprozess eine Farbe in die Form (Inmoldbeschichtung) eingebracht werden. Im Schäumwerkzeug werden je nach Designvorgaben des Fahrzeugherstellers verschiedene Narbungen umgesetzt. Diese Narbung wird durch einen Ätzprozess in das Werkzeug eingebracht. Beim Schäumen des Lenkrades bildet sich die Narbung auf der Oberfläche ab.

2.3 Hupe

Heutzutage sind die Anforderungen an ein Hupensystem nicht nur für die Warnung einer Gefahr konzipiert, sondern es sind weitere Faktoren von Interesse, wie z. B. die Gleichmäßigkeit der Hupenkräfte, die exakte Einstellung des Hupenweges, das gleichmäßige Fugenbild zwischen Lenkrad und Airbagmodul, die Zuverlässigkeit der Funktionalität über die gesamte Lebensdauer und der geringe Bauraum der Hupenkomponenten.

Überwiegend werden in Kraftfahrzeugen Hupensysteme eingesetzt, die über eine axiale Bewegung des Airbagmoduls betätigt werden. Das Airbagmodul wird durch Druckfedern in Position gehalten und muss gegen die Federkraft so weit nach unten betätigt werden bis der Kontakt in der Modulaufnahme geschlossen ist. Man nennt solche schwimmend gelagerten Hupensystemen auch *floating horn*. Der Vorteil, gegenüber am Lenkrad positionierter Hupentasten, ist die zentrale Lage des Airbagmoduls und die größere Bedienfläche. In Gefahrensituationen und bei allen Lenkstellungen findet der Fahrer die Hupe intuitiv und kann sie sicher betätigen.

Stand der Technik

Fast alle am Markt vorhandenen *floating horn* Hupensysteme sind dadurch gekennzeichnet, dass das Airbagmodul bei der Hupenbetätigung gekippt wird. Durch das Verkippen wird zwischen der Airbagkappe und dem Lenkrad ein großer Spalt benötigt, was im Zuge der Forderung nach immer kleineren Spaltmaße unerwünscht ist. Um sicherzustellen, dass der Hupkontakt beim Drücken der Hupe über die ganze Fläche des Airbags geschlossen wird, werden mehrere Kontaktstellen (meist 3 bis 4) benötigt. Ganz entscheidend ist die Position der Hupkontakte, insbesondere wenn es sich um ein großes Airbagmodul mit langen Speicheneinläufen handelt. In dem Fall müssen die Kontakte möglichst weit nach außen gesetzt werden, damit der Hupweg beim Betätigen im Randbereich des Airbags nicht zu groß wird. Bei kippenden Airbageinheiten ist zudem eine gleichmäßige Hupenbetätigungsrichtung, aufgrund der unterschiedlichen Hebelverhältnisse (Druckpunkt zu Kontaktstelle), schwierig zu erreichen.

Lineargeführtes Hupsystem

Aufgrund der Linearführung ist bei Betätigung mittels des Airbagmoduls kein Kippen mehr möglich und es bietet dem Betrachter ein einheitliches Fugenbild. Des Weiteren wird durch die Linearführung eine gleichmäßige Betätigungsleistung über die gesamte Abdeckkappe gewährleistet, die Position für die Schaltdetektierung ist frei wählbar, die Hupenwegtoleranz ist besser kontrollierbar.

Bei dieser Art der Hupenführung bietet sich eine kontaktlose Signalgebung mit nur einem Signalgeber an.

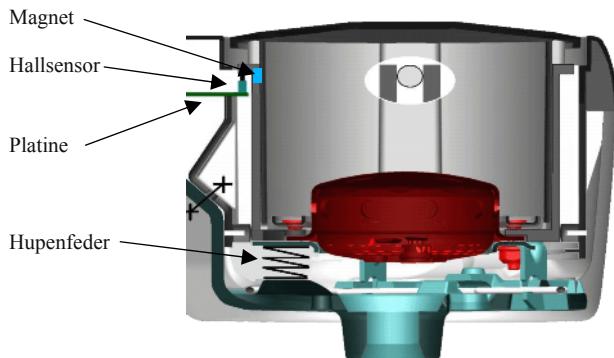


Bild I-6
Kontaktlose Hupe mit
Linearführung des Air-
bags (Quelle: TRW)

Das physikalische Prinzip beruht auf einer Wegdetektion des Airbagmoduls, die mit Hilfe eines Hall-Sensors ausgewertet wird. Das generierte Hall-Sensor-Signal wird im Lenkradsteuergerät verarbeitet und mittels LIN-BUS zum Fahrzeugsteuergerät übertragen.

Ein großer Vorteil der kontaktlosen Hupe, die mit einem Hall-Sensor realisiert wird, ist der nicht vorhandene Verschleiß an den Kontaktstellen, welcher sowohl mechanisch durch den Abrieb als auch elektrisch durch den so genannten Entladungsfunkton zustande kommen könnte. Weiter kommt es zu keiner Verschmutzung oder Oxidation an den Kontaktstellen, da der Sensor ein geschlossenes System ist. Dies ist auch bei den Lebensdauertesten (z. B. *Cola-Test*) ein großer Vorteil. Der verwendete Hall-Sensor ist kurzschlussfest was einen weiteren Vorteil gegenüber konventionellen Huptastern darstellt. Fremde Magnetfelder werden vom System eliminiert und eine Fremdauslösung wird somit ausgeschlossen.

2.4 Airbag und Crash

Die Fahrzeugsicherheit spielt eine immer größere Rolle in der Fahrzeugindustrie. Zum Einen aufgrund der sich ständig weiterentwickelnden Gesetzesanforderungen der verschiedenen Automärkte (Europa, USA, Asien), zum Anderen aufgrund der verbraucherschutzrelevanten Crashfälle. Für die Erfüllung der verschiedenen Anforderungen muss die Schutzwirkung des Fahrerairbags in ca. 30 ms bereitgestellt werden. Zudem muss die bestmögliche Rückhaltewirkung für alle Insassengrößen erreicht werden. Hierfür sind eine Reihe von Tests mit unterschiedlichen Dummies im angeschnallten Zustand, wie z. B. der 50 % Dummy (Normalbürger), der 5 % Dummy (leichte kleine Frau) und der 95 % Dummy (großer, schwerer Mann), erforderlich. Darüber hinaus werden auch nicht korrekte, unangeschnallte Lastfälle, die so genannten *OOP Out of Position* Stellungen im Fahrzeug untersucht. Bei diesen OOP-Lastfällen darf vom Airbagsystem keine Gefährdung ausgehen. Diese Anforderungen/Funktionalitäten des Airbags sind je nach Fahrzeughersteller für 15 Jahre über das gesamte Temperaturband von -35°C bis $+85^{\circ}\text{C}$ zu gewährleisten.

Das **Bild I-7** zeigt eine Explosionsdarstellung eines Airbags mit den wesentlichen Komponenten:

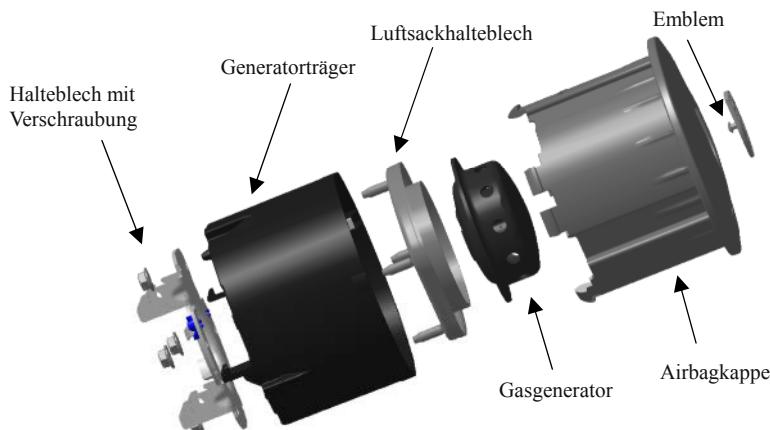


Bild I-7 Explosionszeichnung Airbag (Luftsack nicht dargestellt)

2.4.1 Airbagkappe

Neben der Designanforderung hat die Airbagkappe einen entscheidenden Anteil an der Rückhaltefunktion des Airbags. Bei einer Airbagzündung, z. B. bei einem Frontalaufprall gibt die Airbagkappe kontrolliert den Luftsack frei. Dieses kontrollierte Öffnen/Aufreißen der Airbagkappe wird durch gezielte Materialstärkenreduzierung, den so genannten Aufreißlinien, auf der Innenseite der Kappe erreicht, die in einer Vielzahl von Simulationen und Versuchen ermittelt und optimiert werden. Als Nachteil der Materialstärkenreduzierung kann es jedoch zu ungewollten Abzeichnungen auf der Oberseite der Airbagkappe kommen, die aufgrund der exponierten Lage des Lenkrads unerwünscht sind. Deshalb ist auf die Auslegung der Airbagkappe und der Wahl der Prozessparameter besonderen Wert zu legen.

2.4.2 Luftsack

Unterhalb der Airbagkappe befindet sich der Luftsack. Der Luftsack besteht aus Polyamidfasern, die zu einem Gewebe verarbeitet werden. Das Gewebe kommt beschichtet oder unbeschichtet zum Einsatz. Über das Garn wird die Festigkeit des Gewebes beeinflusst. Als weitere Varianten werden Luftsäcke mit innenliegenden Fangbändern oder Reißnähten versehen. Die Fangbänder reduzieren die Entfaltungslänge und sorgen für eine optimale Positionierung des Luftsackes vor dem Fahrer. Um für den Fahrer bei einem Fahrzeugcrash einen bestmöglichen Schutz durch den Airbag zu gewährleisten, ist entscheidend, dass der Luftsack möglichst schnell entfaltet und in richtiger Position vor dem Fahrer steht. Dies wird über die Luftsackfaltung, die Art und Weise, wie der Luftsack in die Airbagkappe über den Gasgenerator zusammengelegt wird, gesteuert. Taucht der Fahrer im Crashfall in den Luftsack ein, muss die Luft entweichen können, um die Aufprallenergie zu reduzieren und den Insassen aufzufangen. Dies geschieht über eine Abströmöffnung am Luftsack. Mit Hilfe der Lage, der Größe oder Anzahl der Öffnungen kann das Luftvolumen, das aus dem Luftsack entweicht, variiert werden. Hiermit besteht die Möglichkeit die Energieaufnahme zu beeinflussen. Bei der Festlegung der Öffnungsdimensionierung sind alle relevanten Lastfälle und Dummygrößen zu berücksichtigen.

2.4.3 Gasgenerator

Der Gasgenerator hat die Aufgabe den Luftsack innerhalb kürzester Zeit mit einer erforderlichen Gasmenge aufzublasen. Auf der Fahrerseite werden vorwiegend chemische Generatoren mit Festtreibstoff eingesetzt. Der Festtreibstoff ist in Tablettenform im Inneren des Gasgenerators untergebracht. Das Gas zur Füllung des Luftsackes wird durch eine Reaktion des Festtreibstoffes mit der Umgebungsluft erzeugt. Bis in die 90er Jahre hinein wurden azidhaltige Treibmittel verwendet. Aufgrund gesteigerten Umweltbewusstseins werden heute alle Generatoren mit azidfreiem Treibmittel betrieben.

Über die Fahrzeugsensorik wird der Brückenzünder aktiviert, sodass die Zündpille den Verbrennungsvorgang des Treibstoffes einleiten kann. Durch den schlagartigen Abbrand des Festtreibstoffes entsteht das zum Füllen des Luftsackes benötigte Gas. Bei der Verbrennung entstehen in der Brennkammer sehr hohe Temperaturen (abhängig von Gasgenerator bis 1000 °C). Das erzeugte Gas strömt mit hohem Druck durch das Filtersieb der Generatordüsen und füllt somit den Luftsack. Durch die schnelle Expansion und verschiedene Umleitungen reduziert sich die Temperatur im Luftsack auf ein unkritisches Maß. Über die Abströmöffnung am Luftsack kann das Gas wieder entweichen.



Bild I-8 Schnittbild Gasgenerator (links einstufig, rechts zweistufig) (Quelle: TRW)

Häufig werden 2-stufige Gasgeneratoren zur Leistungsanpassung eingesetzt. Mit einem 2-stufigen Gasgenerator ist man in der Lage, die Leistung des Generators aufzuteilen, z. B. 70 % Leistung in der ersten Stufe und 30 % Leistung in der zweiten Stufe. Je nach Unfallschwere und Insassenposition besteht die Möglichkeit, nur die erste Stufe, beide Stufen parallel oder die erste und zweite Stufe zeitversetzt zu zünden. Bei *In Position* angeschnallte Lastfälle hat die Unfallschwere den entscheidenden Anteil an der Leistungscharakteristik des Airbags. Im OOP Fall, Fahrer zu nah am Lenkrad, kann die Leistung des Airbags reduziert werden (Zündung nur 1. Stufe) um das Verletzungsrisiko zu minimieren – hierbei wird die Insassenposition mit berücksichtigt. Sollte nur die erste Stufe bei einem Unfall gezündet worden sein, muss die zweite Stufe mittels einer Entsorgungszündung nach ca. 100 bis 200 ms ebenfalls gezündet werden, um kein Risiko für Rettungskräfte darzustellen.

Die Befestigung des Airbagmoduls zum Lenkrad erfolgt alternativ über eine Verschraubung oder einer Verrastung (*snap in*). Bei der Airbagverrastung befinden sich am Airbagmodul Haken, die in die lenkradfeste Verrastungseinheit eingreifen und eine Verbindung zwischen den Bauteilen herstellen. Die *snap in* Verbindung hat deutliche Montagevorteile, da das Airbagmodul nur in das Lenkrad gedrückt wird und dadurch geringe Montagezeiten benötigt. Bei einer Verschraubung wird das Airbagmodul mit zwei am Lenkrad befindlichen Schrauben fest mit diesem verbunden. Aufgrund des Verschraubprozesses dauert die Montage gegenüber einer *snap in* Lösung länger. Dieser längeren Montagezeit steht eine geringere Anfälligkeit gegenüber Geräuschen, z. B. durch Fahrbahnansetzung, entgegen.

2.5 Multifunktion

Wie bereits eingangs erwähnt, halten eine immer größere Anzahl von elektrischen Funktionen und Funktionselementen Einzug in das Lenkrad. Als eines der am weitesten verbreiteten Funktions-elemente sind Multifunktionsschalter, z. B. für die Bedienung des Bordcomputers oder des Navigationssystems/Radio, zu erwähnen. Darüber hinaus wird die Getriebebedienung/manuelle Gangauswahl von Automatik- oder Doppelkupplungsgetrieben häufig in das Lenkrad verlagert. Weitere Funktionen sind z. B. Tempomatbedienung, Lenkradheizung und Zusatzanzeigen. Je nach Anzahl der zu schaltenden Elemente spielt die Funktionsübertragung vom Lenkrad zum Fahrzeug eine weitere Rolle.

Schalterelemente

Vorrangig erfährt der Fahrer beim Betätigen des Multifunktionsschalters (MFS) eine akustische und haptische Rückmeldung, dass die gewünschte Funktion ausgelöst wurde. Für eine sichere Funktionsbetätigung sind die Tasten mit Symbolen und zum Teil auch beleuchtet ausgeführt. Über die elektrischen Anforderungen wird das Kontaktssystem und somit die zu schaltenden Ströme und Spannungen unter Berücksichtigung der Lebensdauer und Temperatur ausgewählt. Der Markt bietet diverse Mikroschalter, die unterschiedliche Haptikkriterien beinhalten, so wie Silikonschaltmatten, die in ihrer Auslegung der Haptik entsprechend definiert werden können.

Ein wesentlicher Aspekt zur Auswahl eines Schaltelementes ist die Vorgabe zur Haptik des Schalters. Die Haptik kann mit einem Kraft-Weg-Diagramm grafisch dargestellt werden und gibt Aufschluss wie sich ein Taster im Schaltverhalten anfühlt. Ein Schaltsystem wird aufgrund eines Kraft-Weg-Diagramms (**Bild I-9**) ausgelegt. Die rote Darstellung kennzeichnet eine prägnante Schaltung, welche die typische Auslegung für einen Kurz-Hub-Taster ist. Die schwarze Kennlinie ist eine harmonische Schaltung, die in der Regel mit Silikonschaltmatten realisiert wird.

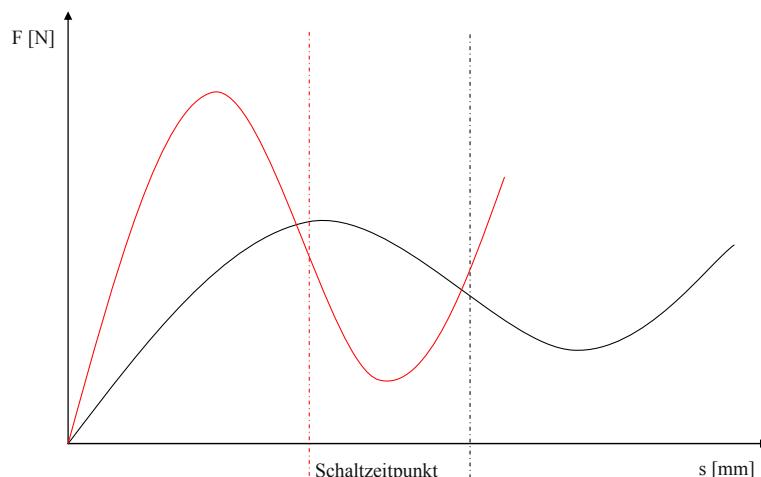


Bild I-9 Kraft-Weg-Diagramm (Quelle: TRW)

Die Akustik eines Schalters ist typischer Weise in Spezifikationen nicht physikalisch beschrieben und muss dementsprechend in enger Zusammenarbeit zwischen Fahrzeughersteller und Schalter-/Lenkradlieferant optimiert werden. Der Schaltvorgang soll satt und prägnant klingen. Es sollen keine dumpfen Geräusche von Klangkörpern wie Hohlräumen oder metallische Nebengeräusche, wie das Nachschwingen einer Feder, zu hören sein. Konstruktive Ansätze werden im Zusammenhang der Tastenanschläge zum Teil mit unterschiedlichen Materialien ausgelegt.

Von Schaltern mit translatorischer Bewegung werden im Lenkrad vorrangig drei Schalteraufbauten eingesetzt. Der linear geführte Taster, der einseitig aufgehängte Taster und der Wipptaster.

Tabelle I-1 Vergleich Schaltkonzepte

	Linear geführter Taster	Einseitig aufgehängter Taster	Wipptaster
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> – Gleichmäßiges Schaltverhalten – Geringer Bauraum in x- und y-Richtung 	<ul style="list-style-type: none"> – Definiert geführtes System – Optimale Lösung für kleine Bauräume 	<ul style="list-style-type: none"> – Definiert geführtes System, für kleine Bauräume geeignet
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> – Aufwendige Führungsabstimmung – Großer Bauraum in z-Richtung 	<ul style="list-style-type: none"> – Keine Betätigungs-, und Beleuchtungsmöglichkeit oberhalb der Achse 	<ul style="list-style-type: none"> – Betätigung und Beleuchtung oberhalb der Achse nicht möglich – Fixierung der Nulllage ist schwierig

Funktionsübertragung Lenkrad/Fahrzeug

Eine drehbare Kontaktübertragung, die die elektrische Verbindung zwischen dem starren Kabelbaum an der Lenksäule und der rotierenden Lenkradelektronik im Lenkrad herstellt, wird auch Wickelfeder genannt. Die spiralförmig aufgewickelten, flexiblen Kabel müssen den Lenkradbewegungen in beide Richtungen folgen. Mit steigendem Komfortanspruch müssen immer mehr Funktionen vom Lenkrad aus bedient werden. Jedoch ist die Anzahl der möglichen Funktionen, die über die Wickelfeder übertragen werden können, bauraumbedingt zwischen Lenkrad und Lenksäule geometrisch begrenzt.

Zur Signalübertragung zwischen Lenkrad und Fahrzeug werden hauptsächlich zwei unterschiedliche Verfahren eingesetzt. Zum Einen die Übertragung mittels Spannungscodierung und zum Anderen die Übertragung der Signale mittels Bus-Systemen.

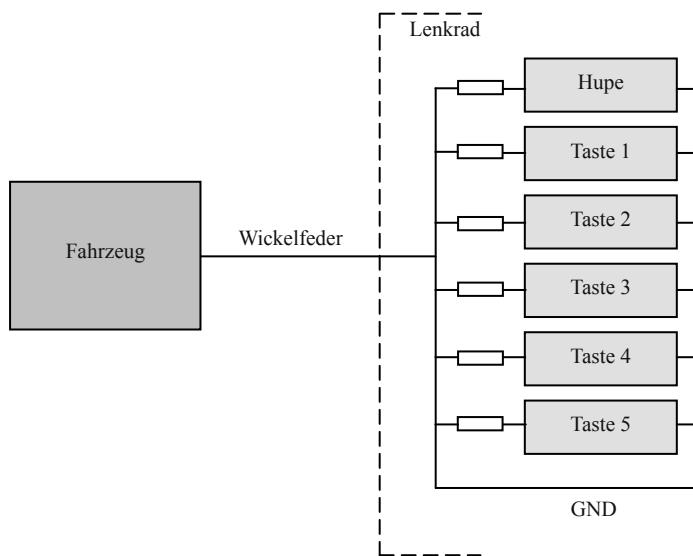


Bild I-10 Blockschaltbild spannungscodiertes Übertragungssystem (Quelle: TRW)

Spannungscodierte Signalübertragung

Bei spannungscodierten Systemen schaltet jeder Taster über einen Widerstand die Spannung auf Masse. Je nachdem, welcher Taster geschlossen ist, wird das Signal über seinen eigenen Widerstandswert mittels der Wickelfeder zum Fahrzeug übertragen. Man spricht auch von einer parallelen Datenübertragung (**Bild I-10**).

Übertragung mittels Bus-Systemen

Generell werden in Fahrzeugen spezifizierte Datensysteme verwendet, unter anderem der CAN-, FLEXRAY-, MOST- und der LIN-BUS. In Sensor- wie in Lenkrad-Applikationen wird häufig das Master-Slave-Prinzip eingesetzt, um die BUS-Performance zu gewährleisten und trotzdem den Kostenrahmen einzuhalten. Unter Berücksichtigung dieser Faktoren wird für die Schnittstelle Fahrzeug-Komfortfunktionen häufig der LIN-BUS eingesetzt.

Der LIN-BUS überträgt die aufwendige Funktionalität der Lenkradbedienelemente wie z. B. die Multifunktionsschalter, Hupe etc. zum Lenkstockschatztermodul. Die Lenkradfunktionen werden in einem Mikrocontroller (Slave) verarbeitet und danach mit nur drei Leitungen (LIN, V_{CC}, GND) sequentiell bidirektional zum Lenkstockschatztermodul (Master) übertragen (**Bild I-11**). In **Tabelle I-2** sind die Übertragungssysteme gegenübergestellt.

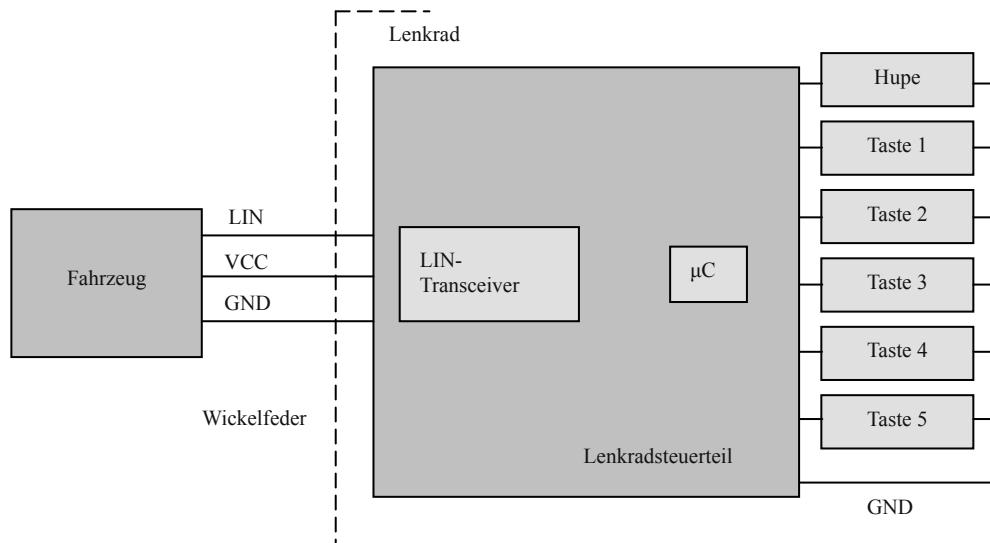


Bild I-11 Schaltbild LIN-Bus Übertragungssystem (Quelle: TRW)

Tabelle I-2 Vergleich Übertragungssystem

	Spannungscodierte Signale	Lin-Bus
Vorteile	– kostengünstige Variante	– Bus-Spannung entspricht Fahrzeubatteriespannung – diagnosefähig – Anzahl der Funktionen unbegrenzt
Nachteile	– nur begrenzte Anzahl von Funktionen möglich – temperaturanfällig – keine Diagnosemöglichkeit	– größerer Entwicklungsaufwand – größerer Platzbedarf

2.6 Schaum/Leder/Dekore

Insbesondere bei Fahrzeugen im unteren bis mittleren Preissegment wird bei der Einstiegsversion häufig ein Lenkrad aus Polyurethanschaum verbaut. Zur Individualisierung sind darüber hinaus eine Vielzahl von Sonderausstattungen wie z. B. Leder- oder Holz-Kranzoberflächen im Angebot. Im Bereich der Lenkradkranzummantelung (Belederung) kommen eine Reihe von Materialien in Betracht:

- Genarbtes Lenkradleder
- Glattleder
- Perforiertes Leder
- Alcantara
- Kombinationen von perforiertem und Glattleder
- Spaltleder
- Kunstleder

Ebenso bei den Dekoren:

- Holzapplikationen (Wurzelnuss, Esche, Birke etc.)
- Carbon
- Aluoptik
- Klavierlacke
- Metalloberflächen

Für eine Lederummantelung wird Rindleder verwendet, welches in speziellen Gerbverfahren auf die Anwendung am Lenkradkranz angepasst wird. Die Lederstärke beträgt zwischen 1,2 und 1,4 mm. Hierbei eignen sich nur die Rückenpartien der Rinderhaut, da die Hals und Bauchbereiche Falten aufweisen und die Materialdehnungen nicht konstant sind. Nach dem Ausstanzen des abgewickelten Lenkradstreifens wird dieser manuell auf den Kranz aufgezogen, mit Kleber fixiert und anschließend handvernäht. Um dem Geschmack des Kunden gerecht zu werden, gibt es unterschiedliche Nahtformen (z. B. Halbmaschinennaht, TL-Naht, Baseballnaht, Kreuzstichnaht). Das Aufziehen von Alcantara erfolgt in der gleichen Art und Weise.

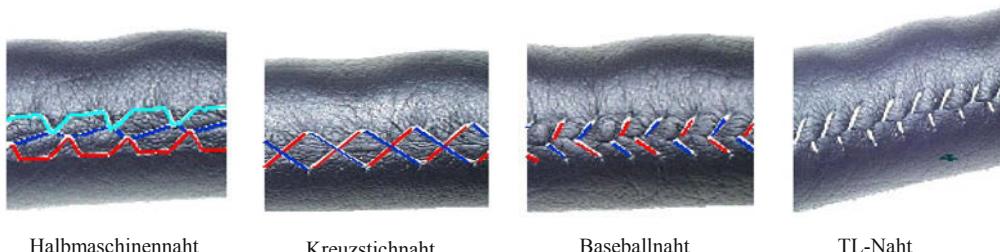


Bild I-12 Nahtformen (Quelle: TRW)

Holzdekoroberflächen können nach verschiedenen Verfahren hergestellt sein. Überwiegend bestehen diese heute aus vorgeformten GFK-Schalen oder im Spritzgussverfahren hergestellte Kunststoffschalen, die mit einem nur wenige Zehntel Millimeter starkem Edelholzfurnier überzogen sind. Beide Schalenhälften werden über dem Lenkradkranz verklebt und anschließend mehrfach im Sprüh- oder Tauchverfahren lackiert. Zwischen den einzelnen Lackschichten muss gegebenenfalls zwischengeschliffen werden, nach der letzten Lackschicht wird der Lack bei hochglänzenden Läcken poliert. Die Aufbringung von dekorativen Holz- oder Carbonoberflächen ist sehr aufwendig und ist mit viel Handarbeit verbunden.

3 Anforderungen an die Komponenten und ZSB

Die Hauptanforderungen eines Lenkrades können in die Bereiche Design, technische Auslegung und Optik/Haptik/Ergonomie differenziert werden. Beim Design spielen Aspekte wie das Fahrzeugsegment (z. B. sportlich oder luxuriös), die Anordnung und Anzahl von Schaltelementen, der Lenkraddurchmesser, die Lenkradhöhe und die Anzahl der Speichen eine wichtige Rolle. Für die Wahl des Lenkraddurchmessers ist zum Einen die Sicht auf die Instrumente zum Anderen das Fahrzeugsegment wichtig. Kleine Lenkraddurchmesser z. B. 360 bis 370 mm oder kleiner sind vorwiegend den sportlichen Fahrzeugen vorbehalten, Durchmesser von 380 mm und größer finden in den übrigen Fahrzeugsegmenten Einsatz. Die Speichenanzahl der Lenkräder variiert zwischen 1-, 2-, 3- und 4-Speichen.

Bei der technischen Auslegung von Lenkräder sind drei Faktoren zu berücksichtigen. Die Energieabsorption beim Aufprall, die Eigenresonanz zur Vermeidung von ungewollten Schwingungen und das Massenträgheitsmoment. Diese Anforderungen stehen häufig im Gegensatz, sodass der bestmögliche Kompromiss gesucht werden muss. Möglichst steife Lenkräder sind ideal für die Erreichung der Eigenresonanzvorgaben, verschlechtern aber die Verformbarkeit und damit die Energieabsorption im Crashfall. Das Massenträgheitsmoment wirkt sich direkt auf das Lenkradgewicht aus und beeinflusst damit die Eigenresonanz. Dadurch kann der Einsatz eines Schwingungstilgers erforderlich werden. Dieser kann im Lenkrad untergebracht sein oder der Gasgenerator des Airbagmoduls kann schwingend gelagert werden. Die Lagerung/Befestigung des Airbagmoduls hat ebenfalls Auswirkungen auf die Eigenresonanz des Lenkrades. Schraubverbindungen haben hier gegenüber den *snap in* Lösungen Vorteile. Bei der Hupenauslegung sollte die Betätigungs Kraft über die gesamte Bedienfläche identisch und nicht zu hoch sein. Das Kraftniveau liegt in etwa in einem Feld von 20 bis 50 N je nach Lenkrad und Hersteller. Bei zu hohen Kräften leidet der Bedienkomfort, bei zu geringen Hupenkräften kann es zu ungewollten Geräuschen/Klappern des Airbags oder *Selbsthuper* im Fahrbetrieb kommen.

Für den ca. 60 l großen Luftsack in der Airbageinheit muss entsprechender Packraum vorgehalten werden, was wiederum Einfluss auf das Gesamtpackage des Lenkrades haben kann. Bei einem deutlichen Airbagüberstand über dem Lenkradkranz kann es zu Problemen in der Erfüllung der OOP-Anforderungen kommen, so dass die Airbagkappe nicht mehr als ca. 10 mm über den Lenkradkranz stehen sollte.

4 Erprobung und Absicherung

Da das Lenkrad und der Fahrerairbag Bestandteile des Gesamtfahrzeug-Rückhaltesystems sind, werden diese Komponenten auch im Rahmen von Schlittenversuchen und Fahrzeugcrashes erprobt. Hier sind eine Reihe von Versuchen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten und Barrierefälledeckungen durchzuführen. Ganz entscheidend für den Umfang der Versuche sind die zu beliefernden Märkte (USA, ECE, RdW). Bevor ein Lenkrad/Airbag in einen kostenintensiven Schlittenversuch oder Fahrzeugcrash geht, müssen die Komponenten vorerprobt werden.

Die erste Grundauslegung, bevor Teile aufgebaut werden, erfolgt über Simulationen. Für die Auslegung des Lenkradskelettes werden Betriebsfestigkeiten sowie die ECE-R12 simuliert, zum Airbag werden diverse Aufblasversuche und Crashfälle berechnet.

Mit den Erkenntnissen der Simulation und dem Aufbau von Teilen werden die zuvor simulatorisch durchgeföhrten Tests an den realen Bauteilen verifiziert und die Komponenten zur Serienreife geführt. Im Lenkrad sind viele unterschiedliche Materialien und Oberflächen auf engstem Raum angeordnet. Diese müssen hinsichtlich ihrer Dauerhaltbarkeit, Umwelteinflüsse und Qualität überprüft werden. Alle Elektrik-/Elektronikkomponenten werden im Lenkrad und anschließend im Fahrzeug hinsichtlich ESD/EMV sowie Dauerbelastung und gegebenenfalls Beleuchtung geprüft.

Da das Lenkrad im direkten Blickfeld des Fahrers ist und ständig *begriffen* wird, wird auf die Optik und Verarbeitung besonderer Wert gelegt. Insbesondere soll das Lenkrad ein stimmiges Bild hinsichtlich der Farbe ergeben. So sind die verschiedenen Oberflächen (PUR-Schaum, Leder, lackierte Flächen) farblich aufeinander abzustimmen.

Aber auch die Erprobung im Fahrzeug spielt eine entscheidende Rolle – Wie fühlt sich das Lenkrad beim Fahren an, ist der Lenkradkranz zu dick oder zu dünn, gibt es Konturen, die beim Durchgleiten des Lenkrades durch die Hand stören? Wie sind Druckpunkte von Schaltern insbesondere Getriebebedientastern, wie sind diese angeordnet? Wie wird die Gesamtergonomie des Lenkrades beurteilt, sind Schalter im Greifraum des Fahrers angebracht oder nur schlecht erreichbar?

4.1 Airbag

Um die Funktion des Airbags über 15 Jahre abzusichern, werden folgende Tests durchgeführt.

4.1.1 Allgemeine- und Crashanforderungen

Aufblasverhalten/Standversuch

Zum Nachweis der Funktionsfähigkeit eines Airbag-Moduls werden statische Aufblasversuche durchgeführt. Bei dem Versuch dürfen keine Komponenten des Airbags für den Insassen verletzungsgefährdend sein. Darüber hinaus darf der Luftsack nicht aufreißen, durchbrennen oder sich teilweise oder vollständig lösen. Bis auf die Reiß- oder Opfer nähte müssen alle Luftsacknähte geschlossen sein.

Elektromagnetische Verträglichkeit/Störspannungsfestigkeit

Damit es durch elektromagnetische Hochfrequenzfelder nicht zu einer Airbagzündung kommt, muss die elektromagnetische Verträglichkeit nachgewiesen werden.

Gaskonzentrationen

Mit Hilfe eines Kammentests wird die Gaskonzentration nach einer Airbagzündung im Fahrzeuginnenraum ermittelt.

Crashanforderungen

Das Lenkrad/Airbag muss unter anderem folgende Gesetze erfüllen:

- FMVSS 203
- FMVSS 208
- ECE-R 12
- EG 74/297
- ECE-R 94

4.1.2 Umweltsimulation

Der Airbag soll für mindestens 15 Jahre die Insassen wirksam schützen. Um dieses sicher zu stellen, werden Umweltsimulationsprüfungen durchgeführt, die durch geeignete Prüfmethoden eine Alterung des Bauteils gerafft simulieren. **Tabelle I-3** gibt einen exemplarischen Überblick über den Prüfumfang einer Airbagfreigabe.

Falltest und mechanischer Schocktest

Bereits beim Transport, Handling und der Montage von Airbageinheiten kann es zu hohen Belastung auf das Bauteil kommen. Falltests simulieren einen zufälligen Aufprall des Airbags beim Handling,

während durch den mechanische Schocktest, der mit definierten Stößen und Schlägen durchgeführt wird, vorwiegend die Belastung beim Transport, Verladen sowie der Fahrbetrieb nachgestellt wird.

Tabelle I-3 Airbagprüfungen

Lfd. Nr.	Prüfprogramm zur Airbagmodulumweltsimulation
1	Falltest
2	Mechanischer Schocktest
3	Staubtest
4	Vibrationsbelastung mit Temperatur
5	Klimawechseltest
6	Salzsprühnebeltest
7	Sonnensimulation
8	Temperaturschocktest
9	Aufblasverhalten bei -35°C , RT und 85°C
10	Gaskonzentration
11	Kannentest bei -35°C , RT und 85°C
12	Luftsackprüfung
13	Reserveeinheiten

Staub

Durch Staub, der über die gesamte Fahrzeuglebensdauer auftritt, kann es zu Komponentenausfällen kommen. Man unterscheidet bei Staubbelastungen vorwiegend zwei Ausfallursachen. Zum Einen der Schmirgeleffekt und zum Anderen die Feuchtespeicherfähigkeit des Staues. Um diese Effekte zu prüfen, werden die Bauteile in eine Kammer mit einer definierten Staubkonzentration beaufschlagt. Um besonders den schmierenden Effekt zu untersuchen, erfolgt dieser Test nach dem mechanischen Schocktest und vor der Vibrationsprüfung.

Vibrationsbelastung mit Temperaturüberlagerung

Über das Fahrwerk werden Vibrationen in die Karosserie, die Lenksäule und im Weiteren an das Lenkrad sowie den Fahrerairbag eingeleitet. Diese Vibrationsbelastungen können über die Lebensdauer eines Fahrzeugs zu Bauteilbeschädigungen, wie z. B. Risse oder Brüche an Komponenten führen. Darüber hinaus kann es durch eine Resonanz zu deutlich höheren Belastungen am Bauteil kommen. Deshalb wird der Airbag einer Vibrationsbelastung unterzogen. Da die Fahrzeuge und somit die Einzelkomponenten ein breites Temperaturspektrum zu erfüllen haben, wird diese Vibrationsprüfung mit einer Temperaturüberlagerung durchgeführt.

Klimawechseltest

Durch unterschiedliche Ausdehnungskoeffizienten bei der Verwendung von verschiedener Werkstoffe kann es zu mechanischen Spannungen innerhalb eines Bauteiles kommen. Mit Hilfe des Klimawechseltests werden diese Effekte geprüft.

Salzsprühnebeltest

Um die Folgen von Streusalz im Winter oder Meersalz in Küstenregionen zu untersuchen, wird der Salzsprühnebeltest durchgeführt. Durch geringe Temperaturen und trockene Luft können sich Salze

ablagern, durch steigende Temperaturen und feuchte Luft dringt das Salz in Öffnungen ein und kann zu einem chemischen Ausfallmechanismus führen. Der Salzsprühnebeltest wird als letzte klimatische Prüfung durchgeführt.

Sonnensimulation und der Temperaturschocktest

Die Sonnensimulation dient dazu, das Alterungsverhalten von Kunststoff (polymere) Airbagkappen, hervorgerufen durch UV-Strahlen, zu prüfen. Nach der Sonnensimulation wird eine Temperaturschockprüfung angeschlossen, um mögliche Materialveränderungen oder Risse, die ein Aufreißen der Airbagkappe negativ beeinträchtigen zu detektieren.

Im Anschluss an die Umwelt simulationsprüfungen (**Tabelle I-3**, lfd. Nr. 1 bis 8) müssen die Airbagmodule die Anforderungen Aufblasverhalten, Gaskonzentration, Kannentest, Luftsackprüfung und Reserveeinheiten sowie das Aussehen der Airbagkappe (Sichtbarkeit von Aufreißlinien) wie im Anlieferzustand erfüllen (siehe **Tabelle I-3**, lfd. Nr. 9 bis 13).

Durch die Integration von Elektronikkomponenten wie Multifunktionsschalter, Schaltpaddles, Lenkradheizung oder Anzeigen muss das Lenkrad die Anforderungen der Elektromagnetische Verträglichkeit (EMV), engl. *electromagnetic compatibility* (EMC), erfüllen. Die wechselseitige Beeinflussung von elektrischen Geräten durch elektromagnetische Felder, sowie deren technischen und rechtlichen Grundlagen sind in der ECE R-10 (= 95/54/EG) bzw. 95/56/EG geregelt.

4.2 Lenkrad

4.2.1 Betriebsfestigkeit

Zum Lenkrad sind eine Reihe von Betriebsfestigkeitsanforderungen definiert, die sich aber je nach Fahrzeughersteller unterscheiden. Die nachfolgenden Prüfungen geben einen Überblick über die gängigsten Anforderungen. Je nach Fahrzeughersteller gibt es Zusatz- oder abweichende Prüfungen, die hier nicht erwähnt werden.

Statische Festigkeit

Um die statische Festigkeit zu ermitteln, werden Zug-, Druck und Torsionsprüfungen durchgeführt. Die Zug-, Druckprüfung wird mit der Ermittlung der so genannten Abstützkräfte abgeprüft. Bei dieser Prüfung wird das Lenkrad an der Lenkradnabe fest eingespannt und eine Kraft von 500 N zur Ermittlung des Plastifizierungsbeginn und 700 N zur Ermittlung des Verformungsverhalten, jeweils unter einem Winkel von 60°, in die Mitte des Kranzabschnittes eingeleitet. Bei beiden Kraftniveaus wird die elastische und plastische Verformung in Prozent vom Kranzdurchmesser ermittelt, als Ausfallkriterium dürfen keine Anrisse entstehen. Als zusätzliche Teilprüfung wird die Kraft bis zum Bruch des Lenkrades oder bis zur Gesamtverformung von 20 % erhöht. Die zulässige elastische und plastische Verformung wird vom jeweiligen Fahrzeughersteller definiert.

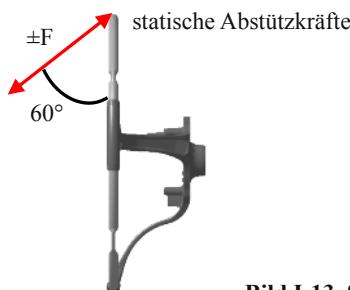


Bild I-13 Statische Festigkeit

Für die Ermittlung der Torsionsfestigkeit wird der Lenkradkranz fest eingespannt und über die Lenkradnabe ein Moment von 250 Nm aufgebracht. Die plastische Verformung nach Entlastung muss $<3^\circ$ sein und es dürfen keine Anrisse/Risse entstehen.

Dynamische Festigkeit

Analog zur statischen Festigkeit wird das Lenkrad bei der dynamischen Prüfung der Abstützkräfte ebenfalls an der Lenkradnabe aufgenommen, die Krafteinleitung erfolgt ebenfalls unter 60° in der Mitte des Kranzabschnittes. Das Lenkrad wird in Zugrichtung (zum Fahrer) mit 300 N und in Druckrichtung mit 100 N mit einer Prüffrequenz von 1 bis 3 Hz beaufschlagt. Die zu erreichende Lastspielzahl bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 50 % beträgt 180.000 Lastwechsel. Als Abbruchkriterium ist ein Anriss, das Lösen von Schrauben oder eine Lastspielzahl von 360.000 Lastwechsel definiert. (**Bild I-14**)

Die Belastungsrichtung der dynamischen Torsionsprüfung erfolgt tangential zur Mittellinie des Lenkradkranzes, der Kraftangriffspunkt ist die Mitte des Kranzabschnittes. Das Lenkrad wird über die Lenkradnabe fest eingespannt. Es wird eine Kraft von $+/-250$ N in das Lenkrad mit einer Prüffrequenz von 1 bis 3 Hz eingeleitet, es gelten die gleichen Lastspielzahlen und Abbruchkriterien wie bei der Ermittlung der dynamischen Abstützkräfte.

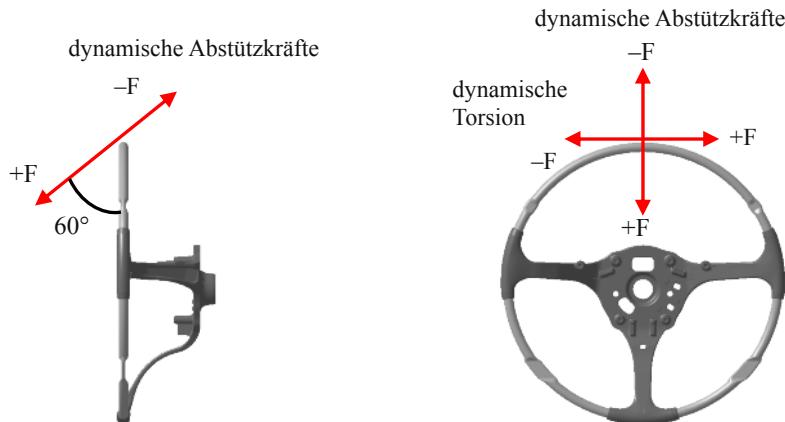


Bild I-14 Dynamische Festigkeit

Ermittlung der Eigenfrequenz

Zur Verifizierung der zuvor über die Finite Elemente Methode ermittelten Eigenfrequenz wird das Lenkrad in Fahrzeughaltung mit original Lenksäulenanschluss und Verschraubung auf einem *starren Bock* aufgespannt, wobei die Masse des Aufnahmetisches 20- bis 50-mal höher sein sollte als das zu prüfende Bauteil. Mit Hilfe eines Impulshammers wird eine kleine Anregung auf das Bauteil gegeben. Es kommt zum freien Schwingen. Es werden zwei Signale aufgenommen, zum Einen über den Impulshammer und zum Anderen über einen am Bauteil befestigten Beschleunigungsaufnehmer. Dadurch erhält man die Resonanzfrequenz. Die Messung ist für alle Fahrzeugkoordinatenachsen x, y und z durchzuführen.

Ermittlung des Massenträgheitsmoments

Im Falle eines Lenkrades muss das Massenträgheitsmoment um die Mitte der Lenkradnabe aus der Schwingungsdauer um den Lagerpunkt ermittelt werden. Zum Zweck der Prüfung wird das Lenkrad

auf einen Torsionsstab montiert und zu Schwingungen angeregt. Die Dauer der Schwingungen wird gemessen und in ein Massenträgheitsmoment umgerechnet.

4.2.2 ECE-R12

Diese Regelung gilt für das Verhalten der Lenkanlage von Kraftfahrzeugen in Bezug auf den Schutz des Fahrzeugführers bei einem frontalen Zusammenstoß.

Im Rahmen dieser Gesetzesvorgabe sind für die Freigabe/Zulassung, bezogen auf das Lenkrad, im Wesentlichen zwei Prüfungen durchzuführen. Der Prüfköperfertest, auch Bodyblock Test genannt, und die Kopfformprüfung (Kopfaufschlag).

Prüfköperfertest

Der Prüfköperfertest ist dadurch gekennzeichnet, dass ein Prüfkörper (Torso) mit einer definierten Masse von 34 bis 36 kg und einer Geschwindigkeit von mindestens 24,1 km/h auf das Lenkrad trifft. Die maximale horizontale/parallele Kraft zur Fahrzeulgängsachse darf 11.110 N nicht überschreiten. Sofern der verwendete Prüfaufbau zur Befestigung des Lenkrades die gleichen geometrischen Anforderungen und eine größere Gestaltfestigkeit als ein Fahrzeug Vorderwagen aufweist, kann die Prüfkörperprüfung auf Antrag des Fahrzeugherstellers und Genehmigung des Technischen Dienstes mit diesem vereinfachten Prüfaufbau durchgeführt werden. Wenn das Fahrzeug mit einem Airbag ausgerüstet ist, muss die Prüfung mit gefülltem Airbag erfolgen. Bei Fahrzeugen mit verstellbarer Lenksäule ist das Lenkrad entsprechend der üblichen vom Fahrzeughersteller definierten Stellung (vorwiegend Mitte Höhen- und Längsverstellung) zu positionieren. Als Auftreffpunkte am Lenkrad müssen die steifste Speiche und der biegsamste Teil des Lenkradkranzes geprüft werden. Weitere Positionen sind mit dem Technischen Dienst abzustimmen.

Kopfformprüfung

Bei der Kopfformprüfung wird eine Halbkugel mit einer Masse von 6,8 kg und einem Durchmesser von 165 mm mit einer Geschwindigkeit von 24,1 km/h auf das Lenkrad katapultiert. Die Verzögerung beim Aufprall des Prüfkörpers auf das Lenkrad darf einen Wert von 80 g kumulativ für 3 ms und maximal 120 g nicht überschreiten. Das Lenkrad muss senkrecht zur Aufprallrichtung positioniert sein. Wie schon beim Prüfköperfertest kann die Prüfung mit einem vereinfachten Prüfaufbau durchgeführt werden. Es sind die Positionen Mitte Lenkrad, der Punkt, an dem die steifste oder am meisten verstärkte Speiche die Innenkante des Lenkradkranzes berührt, der Mittelpunkt des kürzesten, nicht verstärkten speichenlosen Teiles des Lenkradkranzes bei Berührung der Kopfform und auf Wunsch der Genehmigungsbehörde an einer den *ungünstigsten Fall* darstellenden Stelle am Lenkrad zu prüfen.

Als Ausfallkriterium des Prüfköperferts und der Kopfformprüfung sind die oben aufgeführte Kraft 11.110 N und die Verzögerung von maximal 120 g definiert. Zum Anderen dürfen keine scharfen oder rauen Kanten entstehen sowie keine auf den Fahrer gerichteten Teile vorhanden sein, die das Verletzungsrisiko für den Fahrer erhöhen würden.

4.2.3 Umweltsimulation/Lacktest/Galvaniktest

Umweltsimulation

Um Materialien, Komponenten oder ganze Bauteile in Hinblick auf die Beständigkeit gegen Umwelteinflüsse zu prüfen wird eine Umweltsimulation durchgeführt. Unter realen Bedingungen würde eine Prüfung 15 Jahre dauern, um das gesamte Fahrzeugeleben abzubilden. Über die Umweltsimulation wird eine beschleunigte Alterung mit geeigneten Methoden wie höhere Temperaturen, größerer Energieeintrag oder überlagertes Klima (Feuchte, Wärme) nachgestellt.

Eine Reihe von Prüfungen wird an den Halbzeugen Schaum, Leder oder Dekoroberfläche durchgeführt. Unter anderem wird die Schaumhärte, die Lederdicke, die Reibechtheit des Leders/Dekor, die Wärmebeständigkeit, das Brennverhalten und eine Vielzahl weiterer Kriterien geprüft.

Darüber hinaus werden drei wesentlichen Prüfungen am Lenkrad durchgeführt. Es handelt sich um den Klimawechseltest, die Wärmelagerung und die Sonnensimulation.

Der Klimawechseltest beinhaltet 60 Zyklen mit je 12 Stunden unter Temperatur und Luftfeuchte. Die Temperatur bewegt sich von -35°C bis 90°C und einer relativen Luftfeuchte von 30 bis 80 %.

Die im Fahrzeug maximal erreichbare Temperatur am Lenkrad beträgt ca. 100°C . Um diese Temperatur abprüfen zu können, wird die Wärmelagerung herangezogen. Bei dieser Prüfung wird das Lenkrad 504 Stunden bei 105°C im Umluftwärmeschränk gelagert.

Im Rahmen der Sonnensimulation wird das Lenkrad in Einbaulage mit einer Bestrahlungsstärke von $830 \pm 80 \text{ W/m}^2$ für 240 Stunden beaufschlagt.

Lack-/Galvaniktest

Sollten im Lenkrad oder an den Bedienoberflächen lackierte oder galvanisierte Teile eingesetzt werden, sind diese entsprechend der Vorgaben zu prüfen.

Für lackierte Oberflächen sind dies unter anderem:

- Lackhaftung (Gitterschnitt)
- Kratzfestigkeit
- Wärmebeständigkeit
- Klimawechseltest
- Heißlichtalterung
- Emissionsverhalten
- Oberflächenbeständigkeit gegenüber Medien
- Cremebeständigkeit
- Abrieb

Galvanisierte Oberflächen werden nach folgenden Kriterien geprüft:

- Haftfestigkeit
- Kratzfestigkeit
- Temperaturbeständigkeit
- Temperatur-Schockbeständigkeit
- Temperatur-Wechselbeständigkeit
- Klimawechseltest
- Korrosionsbeständigkeit
- Oberflächenbeständigkeit gegenüber Medien
- Cremebeständigkeit

4.3 Bedienelemente/EE

EMV/ESD

Die Elektromagnetische Verträglichkeit (EMV), engl. *electromagnetic compatibility* (EMC), behandelt die technischen und rechtlichen Grundlagen der wechselseitigen Beeinflussung elektrischer Geräte durch die von ihnen hervorgerufenen elektromagnetischen Felder.

Obwohl das Lenkrad im eigentlichen Sinne nicht als elektrisches Bauteil gilt, wird es durch das Einsetzen von Multifunktionsschaltern, Getriebebedienschaltern, Lenkradheizungen oder Anzeigen zu einem Produkt, welches den EMV-Richtlinien unterliegt. Die gesetzliche Anforderung für Fahr-

zeuge und Einzelkomponenten hinsichtlich ihrer elektromagnetischen Verträglichkeit sind in der ECE R-10 (= 95/54/EG) bzw. 95/56/EG geregelt.

Tastendauerlauf und Umweltbelastungen

Um die Funktionsfähigkeit von Bedientasten über ein Fahrzeugleben sicher zu stellen, werden Tastendauerläufe unter Raum-, Minus- und Plustemperaturen durchgeführt. Hierbei wird sowohl die mechanische als auch elektrische Funktion überwacht und über Kraft-Weg-Messung vor, während und nach dem Test die Haptik gegenüber dem Ursprungszustand bewertet.

Die Schaltereinheiten werden weiteren Tests wie elektrische Beanspruchung (z. B. Überspannung, Kurzschluss oder Verpolung), mechanische Beanspruchungen (z. B. Schwingungen, Schock, freier Fall), klimatische und thermische Beanspruchung (z. B. Feuchte Wärme, Temperaturschock), chemische Beanspruchung durch Flüssigkeiten (z. B. Reinigungsmittel, Spiritus) und einem Staubtest unterzogen. Tastensymbole werden hinsichtlich Farbort und Farbintensität der Beleuchtung untersucht.

5 Modularisierung/Entwicklungstrends/Ausblick

Insbesondere Fahrzeughersteller des Premiumsegments bieten ihren Kunden ein hohes Maß an Individualisierung an, was bezogen auf das Lenkrad zu einer hohen Anzahl von Lenkradvarianten führt. Die Umsetzung von derart vielen Lenkradvarianten ist nur durch eine Modularisierung von Baugruppen möglich. Am Beispiel eines Porsche-Lenkrades ist die Modularisierung erkennbar. Durch vier Lenkradblenden, sechs Schäumformen sowie einer Zusatzanzeige wurden über die Kombinierbarkeit aller Komponenten ein Vielzahl von wählbaren Varianten kreiert.

Bei den Fahrerairbageinheiten geht der Trend zu kleineren, kompakteren Airbageinheiten mit dem Ziel die Luftsackgröße von ca. 60 l beizubehalten. Weiterhin werden die Airbagsysteme zunehmend adaptiv in Kombination mit ein- oder zweistufigen Gasgeneratoren ausgelegt. Die nicht unerhebliche Masse des Gasgenerators wird immer häufiger als Schwingungstilger genutzt (siehe hierzu auch Kapitel F).

Mit dem Einzug der kamerabasierten Assistenzsysteme im Fahrzeug, um z. B. Verkehrsschilder oder das Verlassen der Fahrbahn zu erkennen, werden immer häufiger Vibrationskassetten (Unwuchtmotor) im Lenkrad eingesetzt, die das Lenkrad beim Verlassen der Spur gezielt anregen um den Fahrer zu warnen (LDW – Lane Departure Warning). In dem Zuge können am Lenkrad verschiedene Warnmeldungen oder Geschwindigkeiten z. B. im Lenkradkranz angezeigt werden.

Der Trend zur Individualisierung im Fahrzeug hält weiter an. Für das Lenkrad bedeutet dies, weitere individuelle Materialkonzepte umzusetzen (z. B. Galvanik, PVD-Beschichtung, Carbon, Dekore, Stein, offene Speichen mit sichtbarem Skelett) sowie zusätzliche Schalter z. B. für Fahrwerkseinstellungen oder Anzeigen z. B. für Warnmeldungen auf zu nehmen.

Literatur zu Kapitel I

AK-LV01: Airbag Systeme, Anforderungen und Prüfungen

JAARDA, E., MS. Tech. Ankit Kr. Garg (2007): Lenkrad aus thermoplastischem Kunststoff. MTZ 12/2007

KRAMER, F. (1998): Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen. Vieweg ATZ/MTZ Fachbuch

PLACKE, P.: Internet www.pepla.de, 22.03.2011 (zuletzt modifiziert 01.12.2010)

ROKOSCH, U. (2002): Airbag und Gurtstraffer. Vogel Buchverlag: Würzburg 2002

RUDOLF, C., SAUER, F. und FECHNER, T. (2008): Neue Airbagtechnologie, Mikromodul durch Vakuumfaltung. ATZ 11/2008

J

Lenksäule und Lenkzwischenwelle

1 Einführung

Lenksäule und Lenkzwischenwelle stellen in ihrer Grundfunktion die mechanische Kopplung zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe her. Hierbei werden Lenkrad und Torsionsstab des Lenkgetriebes so miteinander gekoppelt, dass die am Lenkrad eingeleitete Drehbewegung quasi verlustfrei und ohne Spiel übertragen wird. Ebenso werden die vom Lenkgetriebe ausgehenden Drehmomente an das Lenkrad übertragen. Somit werden durch die Koppelglieder Lenksäule und Lenkzwischenwelle das Fahrverhalten und der fühlbare Kontakt zur Fahrbahn wesentlich beeinflusst. Neben dieser mechanischen Grundfunktion werden an beide Baugruppen heute vielfältige Anforderungen gestellt. Bei der Betrachtung der hier vorgestellten Komponenten, vom Fahrer hin zur Vorderachse, übernimmt die Lenksäule primär die Lagerung des oberen Lenkstrangs, bestehend aus einer ein- oder mehrteiligen Welle mit Schnittstellen zum Lenkrad und zur Lenkzwischenwelle. Ein solches Konstruktionselement wird als starre Lenksäule bezeichnet, die lediglich die Lenkfunktion überträgt, aber keine Anpassung der Lenkradposition erlaubt. Diese Systeme sind inzwischen selten und aufgrund ihrer erheblichen Defizite nur noch in sehr wenigen Segmenten vertreten. Eine Ausnahme bilden hier z. B. die Rennsportfahrzeuge, da hier leistungsorientiert auf Komforteigenschaften verzichtet wird.

In der nächsten Ausbaustufe ermöglicht die Lenksäule auch die Positionierung des Lenkrads gegenüber dem Fahrer. Hier wird unterschieden in Neigungs- bzw. Höhen- und Längsverstellung. Diese Mechanismen können separat oder, wie überwiegend üblich, in Kombination eingesetzt werden. Hierbei ermöglichen bei manuell verstellbaren Lenksäulen z. B. Kulissensysteme eine kombinierte relative Bewegung zwischen dem fahrzeugfesten Gehäuse und dem Mantelrohr. Elektrisch verstellbare Lenksäulen werden über ein oder zwei Motoren betrieben und erzeugen im Regelfall über unabhängige Mechanismen die beiden Verstellbewegungen. Durch parallelen Betrieb der Antriebe erfolgen zeitgleich Neigungs- und Längsverstellung, sodass durch nahezu gradlinige Bewegung beliebige Punkte im Verstellfeld angesteuert werden können. Die Anforderung besteht darin, ein möglichst großes Verstellfeld des Lenkrades, bei geringem Bauraumbedarf der Lenksäule, zur Verfügung zu stellen.

Nachdem die für den Fahrer optimale ergonomische Position eingestellt worden ist, muss der bewegliche Teil der Verstellung zuverlässig mit dem feststehenden Gehäuse verriegelt werden. Manuelle Lenksäulen können durch kraft- oder formschlüssige, zum Teil auch kombinierte Systeme fixiert werden. Hierbei ist es von großer Bedeutung, dass die Betätigung des Verriegelungsmechanismus beim Lösen und Klemmen leichtgängig funktioniert und trotzdem hohe Klemmkräfte erzeugt. Elektrisch verstellbare Lenksäulen verriegeln im Regelfall durch selbsthemmende Antriebssysteme.

Darüber hinaus können Lenksäulen einen erheblichen Beitrag für die Fahrsicherheit leisten. Diese Lenksäulen werden als Sicherheitslenksäulen bezeichnet und haben die Eigenschaft, im Falle eines Fahrzeugcrashes, beim Aufprall des Fahrers auf den Airbag, definiert nachzugeben. Hierbei wird ab einem diskreten, konstruktiv einstellbaren Kraftniveau ein Mechanismus ausgelöst, der es erlaubt, die in den Fahrgastrraum ragenden Komponenten der Lenksäule mit dem Lenkrad in Richtung des Vorderwagens zu bewegen. In Kombination mit Sicherheitsgurt und Airbag stehen hiermit Systeme zur Verfügung, die überlebenswichtigen Raum zur Verfügung stellen können. Insbesondere das

Niveau der Kraft-Wegkennlinie, die Toleranzbreite der Kennwerte und das Ansprechverhalten des Mechanismus entscheiden über die Wirksamkeit dieses Systems. Der Auslösemechanismus kann sowohl passiv als auch aktiv ausgeführt werden. Bei einem passiven Auslösemechanismus erfolgt die Aktivierung durch den Aufprall des Fahrers, im Regelfall brechen Überlastelemente wie Scherstifte. Ein aktiver Auslösemechanismus wird durch ein Steuergerät nach Bewertung von Sensorsignalen situativ betätigt, hier werden wegen der hohen Ansprechgeschwindigkeit meistens pyrotechnische Auslöser eingesetzt.

Zusatzfunktionen der Lenksäulen bestehen darin:

- Mechanische Lenkschlösser oder elektrische Verriegelungen für den Diebstahlschutz aufzunehmen,
- Lenkstockschalter (Blinker, Scheibenwischer, Multifunktionsschalter) zu fixieren,
- Wickelfedern (Airbag) und/oder Drehwinkelsensoren zu positionieren,
- Torsionsdämpfer oder Reiblager zur Schwingungsdämpfung zu integrieren,
- Überlagerungsgetriebe nach Kapitel N aufzunehmen.

Ein Zielkonflikt bei der technischen Auslegung der Lenksäule ist die Anforderung an Bauraum, Steifigkeit und Gewicht. Neben den spürbaren Elastizitäten, die sich z. B. beim Ein- und Aussteigen des Fahrers bemerkbar machen können, gibt es sehr hohe Anforderungen an die 1. Eigenfrequenz dieser Systeme. Diese ist ein Maß für die Eigenschaft, Vibratoren durch Fremderregung weiterzuleiten und gegebenenfalls zu verstärken. Als Erregerquelle kommen Motor, Nebenaggregate und die Straßenanregung in Frage. Hierauf wird in Kapitel F vertieft eingegangen.

J

Lenkzwischenwellen stellen das Koppelglied zwischen Lenksäule und Lenkgetriebe dar und entsprechen in ihrer einfachsten Ausführung einer einteiligen Kardanwelle mit zwei Kreuzgelenken. Heutige Systeme besitzen hohe Leistungsdichten, um bei geringsten Bauraum sowohl hohe statische als auch dynamische Kräfte übertragen zu können. Im Regelfall werden Lenkzwischenwellen justierbar ausgeführt, d. h. sie verfügen über einen Längenausgleich, an dem die Welle gegebenenfalls getrennt werden kann, um z. B. bei der Montage der Antriebseinheit nicht in den Bauraum des Motors zu ragen. Des Weiteren dient er zum Ausgleich von Fahrzeugtoleranzen und elastischen Verformungen bei dynamischer Beanspruchung oder zur Kompensation der Längsbewegung an der Lenksäule. Gelenke und Längenausgleich werden spielfrei und reibungsarm ausgeführt. Hierzu werden Lagerungen der Kreuzgelenke definiert vorgespannt und mit exakten Passungen versehen. Für den Längenausgleich werden unter anderem Keilwellenprofile eingesetzt, wobei gleitoptimierte Trennschichten zum Einsatz kommen. Weitere Ausführungsformen beinhalten:

- Gleichlaufgelenke
- Lenkstränge mit bis zu vier Gelenken und entsprechenden Zwischenlagerungen
- Lagerungen und Abdichtungen für Stirnwanddurchbrüche
- Längenausgleich mit Crashfunktion

2 Baugruppen

Lenksäule und Lenkzwischenwelle können in der Praxis als zusammengehöriges Modul oder als separate Komponenten konfiguriert werden. Hierbei besteht die Lenksäule grundsätzlich aus dem Drehmoment führenden Lenkstrang (Lenkstrang Oben) und der Verstelleinheit. Je nach Betätigungsvariante der Verstelleinheit unterscheidet man zwei Ausführungsarten:

MVLS: Manuell verstellbare Lenksäule

EVLS: Elektrisch verstellbare Lenksäule

Die Lenkzwischenwelle wird an die Lenksäule angekoppelt und stellt die Verbindung zum Lenkgetriebe her.

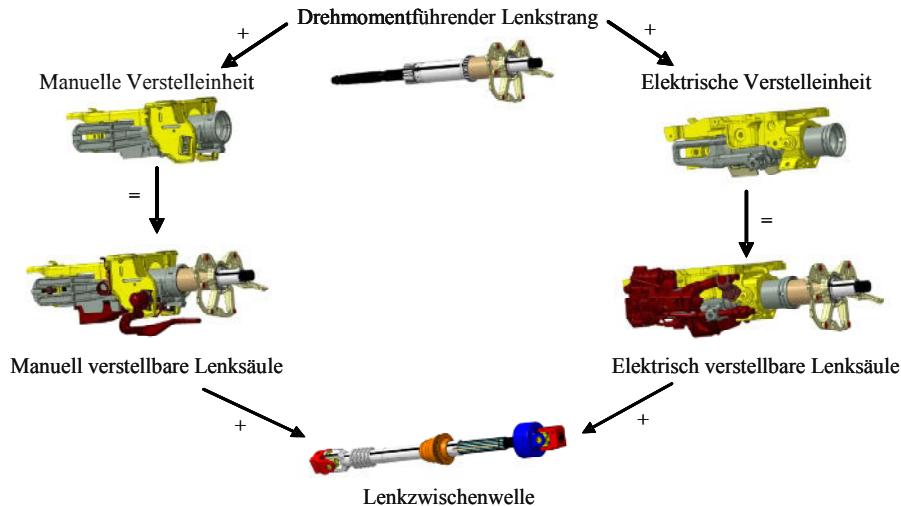


Bild J-1 Baukastenstruktur der Lenksäule und Lenkzwischenwelle

Die in **Bild J-1** dargestellte Struktur zeigt die einfachste Ausführungsform eines Baukastens für manuell und elektrisch verstellbare Lenksäule und Lenkzwischenwelle. Ausgehend von einem oberen Lenkstrang können durch Kombination mit einer manuellen oder elektrisch betätigten Verstellung die beiden Lenksäulenvarianten konfiguriert werden.

Durch Varianten des Lenkstrangs (z. B. mit oder ohne Lenkschloss) oder spezielle Ausführungsformen der Verstelleinheiten wird die Variantenvielfalt zum Teil erheblich erhöht. Gehört die korrespondierende Lenkzwischenwelle ebenfalls zum Lieferumfang, multipliziert sich die Variantenvielfalt mit jeder Ausführungsform. Typische Varianten der Lenkzwischenwelle sind separate Ausführungen für z. B. Rechtslenker-, Linkslenker- oder Allradfahrzeuge.

2.1 Lenkstrang Oben

Der obere Lenkstrang nach **Bild J-2** wird mit dem Lenkrad und der Lenkzwischenwelle verbunden. Die Schnittstellen werden als formschlüssige Verbindungen ausgeführt, die durch Verschrauben vorgespannt werden. Übliche Verbindungen sind z. B. Kerbverzahnungen, Zweiflach- oder Mehrereckverbindungen, die so ausgeführt sind, dass nur eine eindeutige Montage erfolgen kann. Hierdurch wird sichergestellt, dass Lenkrad und Zwischenwelle in einer definierten Position ausgerichtet werden. Der Lenkstrang wird spielfrei, durch vorgespannte Lager, im Mantelrohr gelagert.

Die Welle des Lenkstrangs wird als Hohl- oder Vollwelle, ausgeführt. Zusatzfunktionen sind:

- Integration des oberen Crashelements und Längenausgleichs
- Fixierung des Blinkerrückstellenenockens
- Befestigung des Sperrsterns/der Rasthülse zur Arretierung der Lenkschlossverriegelung

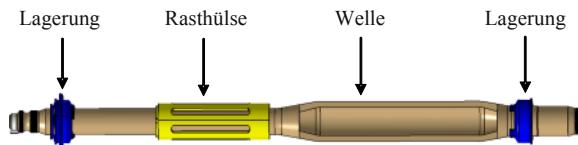


Bild J-2 Lenkstrang Oben Porsche 911

2.2 Manuell verstellbare Lenksäule MVLS

Die Darstellung in **Bild J-3** zeigt unterschiedliche Ausführungsformen manuell verstellbarer Systeme. Während das linke System (BMW 5er) über eine klassische Kulissenführung in beiden Hauptrichtungen verfügt, wird das rechte System (Porsche 911) über eine Schwinge und einen Schieber in der Neigung bzw. der Höhe verstellt. Die Längsverstellung erfolgt hier auch über die Bewegung des Mantelrohrs. Obwohl sich beide Systeme deutlich in ihrer Kinematik unterscheiden, ist das zur Verfügung gestellte Verstellfeld mit ca. 40 bis 44 mm Verstellweg je Richtung annähernd vergleichbar. Aufgrund der vorliegenden Hebelverhältnisse kann die Änderung der Lenkradneigung bei diesen Systemen vernachlässigt werden. Gemeinsam ist diesen Verstellungen, dass sowohl Höhen- als auch Längsverstellung formschlüssig, mittels verzahnten Elementen verriegelt werden.

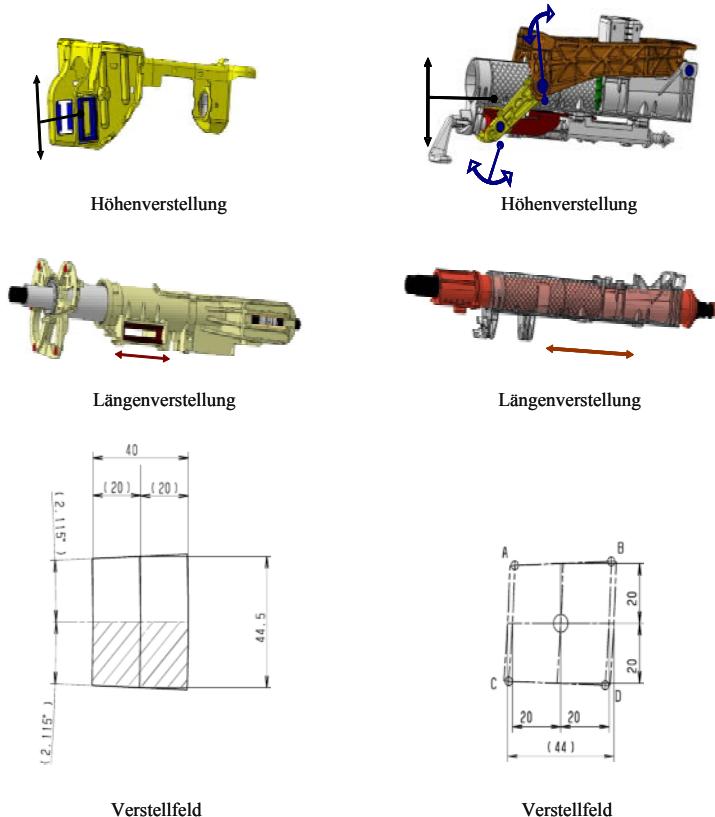


Bild J-3 Manuelle Lenksäulenerstellungen (links BMW 5er/rechts Porsche 911) mit Verstellfeld

2.3 Elektrisch verstellbare Lenksäule EVLS

Bei diesen Verstellungen wird im Regelfall eine gegenüber der manuellen Verstellung modifizierte Kinematik angewandt, siehe **Bild J-4**. Die Längsverstellung erfolgt über axiale Verschiebung des Mantelrohrs, analog zur manuellen Verstellung, wohingegen die Höhen- bzw. Neigungsverstellung über die Kippbewegung einer Schwinge erfolgt. Dies ist aufgrund der Wirkrichtung der elektrischen Antriebe erforderlich. Die Anforderungen an Verstellfeld und Lenkradneigung sind identisch zur manuellen Verstellung.

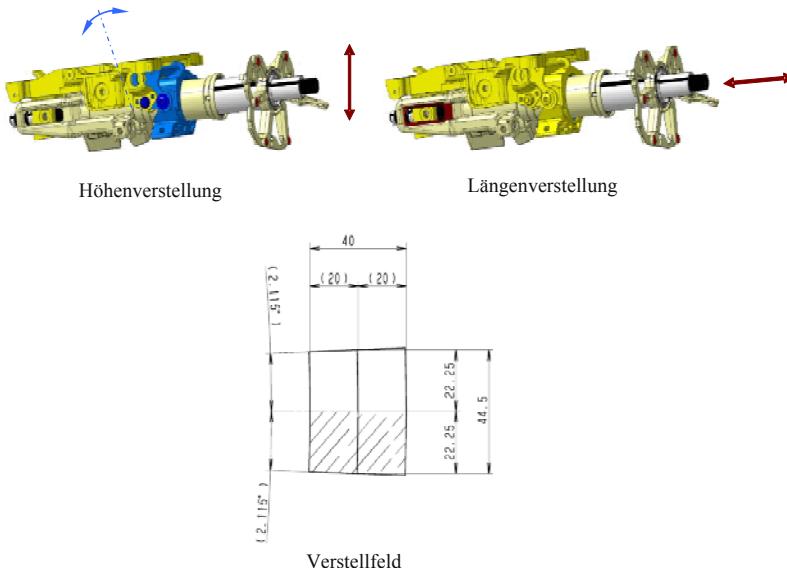


Bild J-4 Elektrische Lenksäulenverstellung (BMW 5er) mit Verstellfeld

2.4 Lenkzwischenwellen

Lenkzwischenwellen nach **Bild J-5** sind grundlegend spezifisch konfigurierte Komponenten, die auch innerhalb einer Fahrzeugbaureihe, in Abhängigkeit der Fahrzeugkonfiguration (z. B. Rechtslenker-, Linkslenker- oder Allradfahrzeuge) sehr deutlich unterschiedlich ausfallen können. Je nach Anordnung des Lenkstrangs im Fahrzeug können bei Rechtslenker-Ausführungen Gleichlaufgelede, hier zentrierte Doppelgelenke, statt normaler Kreuzgelenke zum Einsatz kommen. Der Vorteil dieser Konfiguration liegt in den deutlich höheren zulässigen Beugewinkeln, bis > 45°, und der dabei nahezu unterdrückten Ungleichförmigkeit bzw. dem bekannten Kardanfehler.

Bei der Ausführung des Längenausgleichs unterscheidet man zwischen folgenden Anforderungen:

- Längenausgleich zur Kompensation von Toleranzen des Rohbaus bzw. der Montage
- Längenausgleich für die Längsverstellung der Lenksäule, wenn diese über eine einteilige Welle ohne Längenausgleich verfügt
- Längenausgleich mit definiertem Verhalten beim Fahrzeugcrash

Die dargestellte Lenkungskupplung ist Teil einer getrennten Lenkzwischenwelle. Getrennte Lenkzwischenwellen werden häufig eingesetzt, um den notwendigen Funktionsraum für die Montage des Motors zur Verfügung zu stellen. Die Lenkungskupplung besteht aus umgeformten Querschnitten unterschiedlicher Wandstärken, um im Bereich der eingeführten Wellen ein definiertes Verformungsverhalten bei diskretem Kraftniveau darzustellen.

Die mehrteilige Lenkzwischenwelle besteht aus drei Gelenken und einem Stützlager, welches stirnwandseitig befestigt wird. Ein oberhalb des Stützlagers befestigtes Gleitlager (orange) dient zur Aufnahme der Stirnwanddichtung. Darüber hinaus verfügt diese Lenkzwischenwelle über ein röhrenförmiges Torsionsdämpfungselement (blau).

Je nach Kinematik des Vorderwagens ist es auch durchaus notwendig, Kombinationen der hier gezeigten Konfigurationen einzusetzen. Diese bestehen auch aus Lenkzwischenwellen mit Kombinationen aus Einfach- und Doppelgelenken.

Zwischenwellen sind nach Stand der Technik häufig aus korrosionsbeständigen Aluminiumlegierungen hergestellt, alternativ Stahl. Bei extremen Anforderungen an die zulässige Einsatztemperatur, insbesondere mit gleichzeitig hohen Korrosionsschutzanforderungen, kommen auch Edelstahlwellen zum Einsatz.



Lenkzwischenwelle mit 2 Kreuzgelenken + Längenausgleich



Lenkzwischenwelle mit 2 zentrierten Doppelgelenken + Längenausgleich



Lenkungskupplung mit Wellrohr



Mehrteilige Lenkzwischenwelle mit Stützlagern

Bild J-5
Lenkzwischenwellen

J

2.4.1 Ungleichförmigkeit und Center Point

Mit Einsatz eines einfachen, abgewinkelten Kreuzgelenkes tritt der Kardanfehler bzw. die Ungleichförmigkeit auf. Durch kinematische Zwänge folgt der Abtriebsdrehwinkel nicht synchron dem Antriebsdrehwinkel, sondern weicht zunehmend mit wachsendem Beugungswinkel α sinusähnlich davon ab. Auch das Verhältnis der daraus abgeleiteten Winkelgeschwindigkeiten i schwankt um den Kardanfehler Δi . Da für die fast verlustfrei rotierenden Kreuzgelenke die Leistungsbilanz $P = M \cdot \omega$ für An- und Abtriebsseite erfüllt sein muss, kann nach Gleichung J.1 das Verhältnis von Winkelgeschwindigkeit und Drehmoment aus dem Drehwinkel φ des Kreuzgelenkes errechnen werden/Florea Duditza: Kardangelenkgetriebe und ihre Anwendungen. (VDI Verlag, Düsseldorf 1973). Es entsteht eine sinusähnliche Übersetzung der Drehbewegung von Drehzahl und Drehmoment mit doppelter Drehfrequenz des Gelenks (2. Ordnung):

$$i = \frac{\omega_{Abtrieb}}{\omega_{Antrieb}} = \frac{M_{Antrieb}}{M_{Abtrieb}} = \frac{2 \cdot \cos(\alpha)}{2 - \sin(\alpha)^2 \cdot [1 + \cos(2 \cdot \varphi_{Antrieb})]} \quad J.1$$

Aus der Leistungsbilanz folgt weiterhin, dass sich bei einer Gelenkkette aus mehreren Gelenken die Gesamtübersetzung für jeden Drehwinkel durch Multiplikation der Einzelübersetzungen ergibt. Je nach Winkellagen der Gelenke zueinander, den so genannten Versatzwinkeln, resultieren daraus andere Verläufe der Gesamtübersetzung, die sich in ihrer Phasenlage und der Höhe des Kardanfehlers signifikant von einander unterscheiden können.

Nimmt man an, dass das Moment am Lenkgetriebe $M_{Abtrieb}$ zum Auslenken der Räder konstant bleibt, entspricht in Gleichung J.1 der Kardanfehler genau der Schwankung des Lenkradmoments, das der Fahrer über seine Hände fühlt.

Bei zwei Gelenken mit gleich großen Beugewinkeln ist es möglich, den Kardanfehler vollständig zu kompensieren. Bauraumbedingt ist diese Anordnung meistens nicht möglich. Im üblichen Einsatzfall von zwei oder mehreren, nicht in einer Ebene abgewinkelten Gelenken, wird daher versucht, die frei wählbaren Versatzwinkel γ unter Berücksichtigung der Montierbarkeit so einzustellen, dass die verbleibende Unglechförmigkeit minimiert wird. Eine für Lenkspindeln typische im Raum gebeugte Gelenkkette aus zwei Gelenken zeigt **Bild J-6**.

Das Übersetzungsverhältnis i hängt bei einer Lenkung mit zwei Gelenken von den Beugewinkeln α_1 und α_2 , dem Winkel zwischen den Gelenkebenen β und dem Versatzwinkel γ ab. Die Gelenkebene jedes Gelenkes wird dabei aus den Drehachsen der zugehörigen An- und Abtriebswelle aufgespannt. Nach Duditza gilt der mathematische Zusammenhang für das Verhältnis der Drehwinkel φ_1 und φ_2 nach Gleichung J.2:

$$\tan(\varphi_2) = \frac{\cos \alpha_2 (1 + \tan^2(\gamma - \beta)) \tan(\varphi_1)}{\cos \alpha_1 (1 + \cos^2 \alpha_2 \cdot \tan^2(\gamma - \beta)) - \sin^2 \alpha_2 \cdot \tan(\gamma - \beta) \cdot \tan(\varphi_1)} \quad J.2$$

Die Übersetzung wird minimal, wenn $\gamma = \beta$ ist. Hierfür gilt:

$$\tan(\varphi_2) = \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \tan(\varphi_1) \quad J.3$$

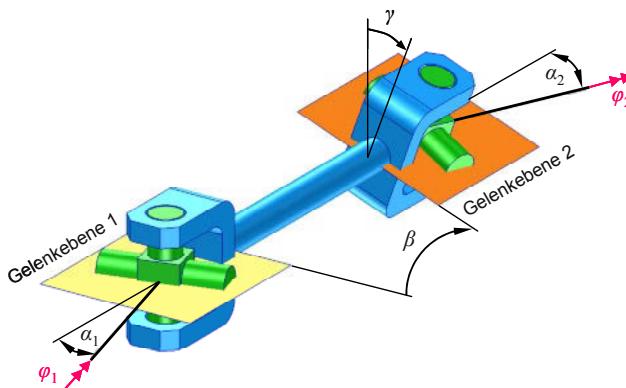


Bild J-6

Zwischenwelle einer zweigliedrigen Gelenkkette in räumlicher Anordnung

Bei gleichen Beugungswinkeln $\alpha_1 = \alpha_2$ sind die Bewegungen synchron, es gilt $\varphi_1 = \varphi_2$. Für $\alpha_1 \neq \alpha_2$ wird die verbleibende Unglechförmigkeit gezielt genutzt, um das Fahrverhalten positiv zu beeinflussen. Dazu wird das Minimum der Übersetzung (Center-Point) auf Geradeausfahrt positioniert, so dass eine zusätzliche Zentrierung um die Nulllage entsteht. Zum Einlenken werden dann symmetrisch, gering erhöhte Momente benötigt. Gleichzeitig ist das Verhältnis von Lenkradwinkel zu Lenkwinkel der Räder maximal.

Das **Bild J-7** zeigt die Gelenkungleichförmigkeiten für einen Lenkstrang aus zwei phasenversetzten Gelenken, dargestellt als dünne Linien. Sie überlagern zur blauen gezeichneten Gesamtungleichförmig derart, dass der Kardanfehler minimal ist und der Center-Point mit der Geradeausstellung der Räder zusammenfällt. Die Lage des Center-Points ist als gelber Punkt hervorgehoben.

Eine Phasenverschiebung des Center-Points um 90° würde bewirken, dass das Fahrverhalten in der Geradeausposition weniger stabil wird. Das Drehmoment fällt symmetrisch aus der Nulllage ab. Auch ein Versatz von 45° macht sich negativ bemerkbar, da das Einlenkverhalten bei Links- und Rechtsfahrt deutlich unterschiedlich wird. Aufgrund dieser Zusammenhänge ist die Analyse der Kinematik sehr sorgfältig durchzuführen, da durch die Anordnung der Gelenke das Fahrverhalten signifikant beeinflusst wird. Angestrebte Werte für die Unglechförmigkeit liegen bei kleiner 3 %.

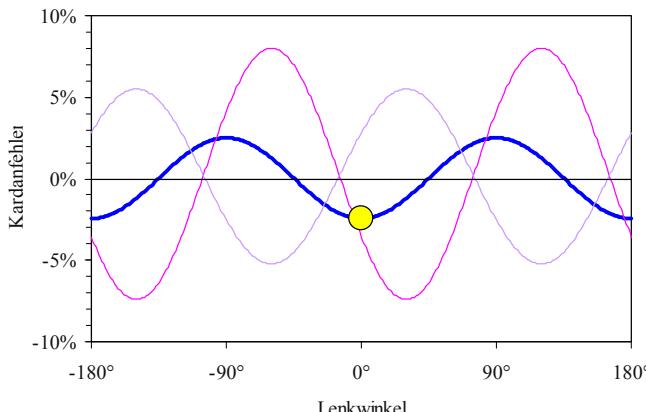


Bild J-7
Ungleichförmigkeit
und Center-Point

2.5 Komponenten der Baugruppen

2.5.1 Verstelleinheiten

Die Verstelleinheiten ermöglichen es dem Fahrer, die Position des Lenkrades relativ zum Fahrersitz zu verändern und somit eine ergonomische Sitzhaltung anzunehmen. Die Verstellbewegung kann manuell durch den Fahrer selbst oder durch Stellmotoren erfolgen, die sich über einen Schalter aktivieren lassen. Während sich Verstelleinheiten, die sich in zwei Richtungen verstehen lassen, auch in Kleinfahrzeugen durchsetzen, sind die baulich aufwändigeren und teureren elektrisch verstellbaren Lenksäulen bislang ab der oberen Mittelklasse Serienausstattung.

J

2.5.1.1 Manuelle Verriegelung

Die Verriegelung des beweglichen Teils der Verstellung mit dem feststehenden Gehäuse erfolgt manuell durch den Fahrer über einen drehbaren oder schiebbaren Hebel. Der dazu benötigte Stellweg und die Höhe der Betätigungs Kraft sind daher wichtige Komfortgrößen. Die Bedienkraft soll gleichmäßig und möglichst niedrig sein, gleichzeitig muss ein unerwünschtes Lösen durch Vibratiorionen oder Fahrzeuggbewegungen verhindert werden. Ein spürbarer Rastpunkt soll dem Fahrer eine Rückmeldung geben, dass das System verriegelt ist. Weiterhin sind hohe Verriegelungskräfte erwünscht, um ein Durchrutschen des Lenkrades im Crash zu verhindern.

Überwiegend wird über eine Rampe eine Rotationsbewegung des Hebels in eine axiale Bewegung eines Klemmkolbens umgesetzt, der das bewegliche Mantelrohr mit dem ortsfesten Gehäuse verspannt. Den Zielkonflikt zwischen Verstellkomfort und Sicherheitsanforderungen versucht man durch veränderliche Rampensteigungen zu lösen, die mit zunehmendem Schließwinkel flacher werden. Niedrige Reibwerte an der Rampe erhöhen den Wirkungsgrad und somit die Klemmkraft, daher werden Gleitwerkstoffe, Befettung oder Wälzkörper eingesetzt. Zum Einsatz kommen kraftschlüssige und formschlüssige Verriegelungen, wie sie im **Bild J-8** gegenüber gestellt sind.

Die kraftschlüssigen Verriegelungen bauen die Haltekkräfte über Reibung abhängig von der Klemmkraft auf. Hauptvorteil gegenüber formschlüssigen Verriegelungen ist, dass sie sich stufenlos verstetzen lassen. Die kraftschlüssigen Verriegelungen verfügen häufig über ein Lamellenpaket, bei denen die Haltekraft mit jeder weiteren Trennfuge steigt. Die Lamellenpakete vergrößern aber die Systemkosten und den erforderlichen Bauraum. Sie stellen auch hohe Anforderungen an die Ebenheit und die Oberflächengüte der Lamellen und sind daher empfindlich gegen Schmutz und Korrosion, die Oberflächenbeschaffenheit verschlechtern.

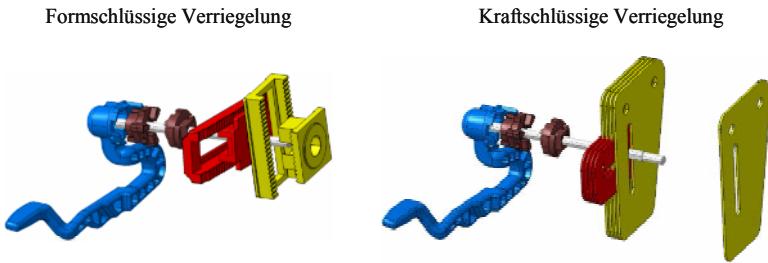


Bild J-8 Form- und kraftschlüssige Verriegelung

Bei den formschlüssigen Verriegelungen greifen Zahnsegmente ineinander, mit denen sich hohe Haltekräfte unabhängig von der Klemmkraft übertragen lassen. Sie benötigen als Hauptvorteil weniger Bauraum. Da sich die Zähne nur um ein ganzzahliges Vielfaches der Zahnteilung verschieben lassen, sind nur definierte Lenkradpositionen einstellbar. Kleinere Zähne mit geringeren Zahnabständen erlauben eine feinere Unterteilung, übertragen aber nur geringere Haltekräfte. Zu flache Zähne sind nicht mehr selbsthemmend. Je größer und spitzer die Zähne sind, desto so größer ist der erforderliche Hub, um die Zahnsegmente zu trennen. Die dazu erforderlichen steilen Rampen erhöhen die Schließkräfte. Charakteristisch sind auch mögliche Kopf-Kopf-Stellungen der Zähne, die das Ineinandergleiten der Zähne verhindern. Sie treten umso häufiger auf, je größer das Verhältnis von Zahnkopfradius zur Zahnteilung ist. In diesem Fall lässt sich der Hebel solange nicht schließen, bis der Fahrer die Lenkradposition verändert hat. Trotz einer Vielzahl von Konzepten konnte sich bislang kein Mechanismus im Markt durchsetzen, der die Zahnblockaden wirksam unterbindet.

So haben form- und kraftschlüssigen Verriegelungen ihre spezifischen Vor- und Nachteile, die eine individuelle Auswahl für ein Fahrzeug erforderlich macht. Es sind heute sowohl kraft- als auch formschlüssige Verriegelungen weit verbreitet.

J

2.5.1.2 Elektrische Antriebseinheit

Als Antriebe der elektrisch verstellbaren Lenksäulen werden mechanisch kommutierte Permanentmagnet-Gleichstrommotoren in Innenläuferbauweise eingesetzt, die mit hoher Wirtschaftlichkeit und zuverlässiger Technik aufwarten. Die Motoren werden durch ein Steuergerät betrieben und können zur Erkennung der Verstellposition mit Sensoren ausgestattet sein, die meist berührungslos nach dem Hall-Effekt messen. Durch die Wegmessung lässt sich das Anfahren der Endanschläge vermeiden, wodurch Anschlaggeräusche und Belastungsspitzen entstehen können und zusätzlich die Gefahr des Verkeilens der selbsthemmenden Spindelantriebe besteht.

Zum Antrieb der beiden Bewegungssachsen sind entweder zwei Motoren vorhanden oder ein Motor wird über ein Umschaltgetriebe betätigt. In diesem Fall können beide Verfahrachsen nicht gleichzeitig agieren, wodurch sich längere Verfahrzeiten ergeben. Ein Übersetzungsgetriebe wandelt die Drehbewegung des Motors in eine axiale Bewegung. Die Komponenten des Verstellmechanismus dürfen im Crash nicht unter den hohen Belastungen nachgeben und müssen daher selbsthemmend sein. Üblich sind Schneckengetriebe wie in **Bild J-9** gezeigt. In dieser Anwendung (BMW 5er) erfolgt der Antrieb über einen Motor mit schaltbarem Getriebe. Die Spindeln können starr oder flexibel ausgebildet sein, um die erforderliche Kinematik abilden zu können.

Die Verstellbewegungen erfolgen auf Fahrerwunsch oder gesteuert durch eine Komfortelektronik. Die Memory-Funktion stellt beispielsweise beim Start nach einem Fahrerwechsel die letzte Position wieder ein oder die Easy-Entry-Funktion lässt das Lenkrad zum besseren Einstieg in eine Grenzlage fahren. Dadurch erfolgt die Verstellbewegung regelmäßig und zwingend auch bei sehr niedrigen Temperaturen, was besondere Anforderung an die Auslegung stellt. Es gelten höhere Anforderungen

an die Lebensdauer und die Eigenschaften unter Extremtemperatur als bei einer mechanischen Verstelleinrichtung.

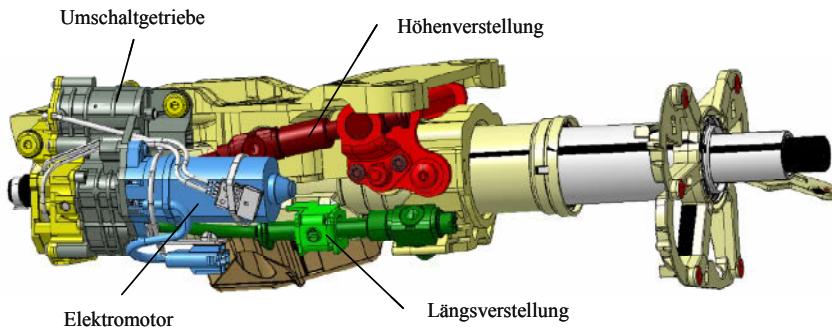


Bild J-9 Antriebseinheit einer elektrisch verstellbaren Lenksäule (BMW 5er)

Eine große Herausforderung stellt die Erfüllung der Geräuschanforderungen dar. Die Motoren befinden sich unvermeidbar in Fahrernähe und sind somit gut hörbar, zumal die Fahrzeuge der relevanten Fahrzeugklassen immer leiser werden. Es müssen nicht nur Störgeräusche vermieden werden und der Schallpegel begrenzt werden, sondern auch das Klangbild muss gefallen und soll sich unter ändernden Betriebsbedingungen nicht verändern. Da die Lenkradlast je nach Laufrichtung des Motors belastet oder entlastet, die beiden Verstellrichtungen meist unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse benötigen und Temperatureinflüsse unvermeidbar sind, laufen die ungeregelten Motoren mit verschiedenen Drehzahlen und können sich unterschiedlich anhören. Beeinflusst durch Serienstreuungen können situationsabhängig Resonanzen im Fahrzeug anregt werden, die als Störgeräusch wahrgenommen werden.

Da der Einsatz drehzahlgeregelter Motoren unwirtschaftlich ist, versuchen die Hersteller, die Geräuschqualität konzeptionell durch Entkopplung der Motoren und durch serienbegleitende Messungen zu garantieren. Da sich die im Kraftfluss stehenden Antriebe wegen Crash- und Steifigkeitsanforderung nicht beliebig weich ankoppeln lassen, sind aufwändige Prüfungen üblich. Neben subjektiven Prüfungen durch Anhören werden zunehmend Geräuschmessungen an den Motoren und der Verstelleinrichtung vorgenommen. Über Körperschallaufnehmer werden Frequenzspektren aufgenommen und analysiert, wobei sich auch Resonanzlagen des Fahrzeugs berücksichtigen lassen.

Bild J-10 zeigt die serienbegleitende Geräuschprüfung.



Bild J-10 Geräuschprüfung in der Fertigungslinie

2.5.2 Lenkstrang oben inklusive Mantelrohr

Mit den Verstelleinheiten wird das Mantelrohr positioniert, in dem die Spindel in ihren Spindellagern drehbar gelagert ist. Das Mantelrohr moderner Lenksäulen ist nicht mehr rohrförmig, sondern ein Aluminium- oder Magnesium-Druckgussteil komplexer Form, das auch Komponenten der Verriegelung, der Lenkschlossfunktion oder der Crashfunktion enthält.

Die Spindellager sind speziell entwickelte wartungsfreie, durch Vorspannung spielfreie und reibungsarme Wälzlager, meist Nadellager, Vierpunkt-Kugellager oder Schräkgugellager. Die Drehzahl und die Lagerlasten beim Lenken sind gering, so dass die Entwicklungsschwerpunkte neben der Kostenreduktion auf die Isolierung von Geräuschen, der Bauraumoptimierung, der Abdichtung und der Montagefreundlichkeit gelegt werden.

Optional werden zur Dämpfung von Lenkrad-Drehschwingungen auch spezielle Reiblager nach **Bild J-11** eingesetzt. Dabei handelt es sich um spezielle Axial-Nadellager, die davon abweichend über verschränkte Wälzkörper verfügen. Die Wälzkörper rollen dadurch nicht exakt ab, sondern gleiten zusätzlich. Das für die gewünschte Dämpfung notwendige Reibmoment wird durch eine definierte axiale Vorspannung eingestellt, die beispielsweise über eine Wellfeder aufgebracht wird.

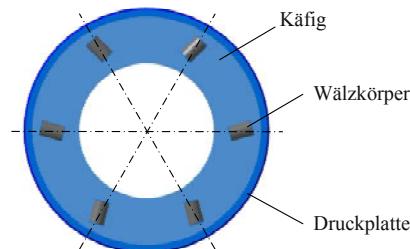


Bild J-11
Prinzipielle Wälzlageroorientierung eines Reiblagers

J

Die Spindel verfügt häufig über einen Längenausgleich, der Längenänderungen beim axialen Verstellen und bei Einfahren der Lenksäule im Crash ermöglicht. Da das Lenkdrehmoment über den Längenausgleich übertragen werden muss, handelt es sich meistens um kunststoffbeschichtete Zahnwellen.

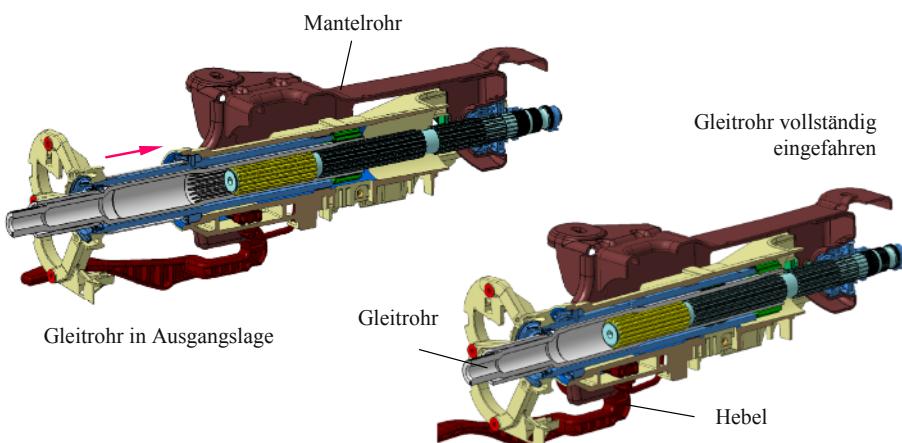


Bild J-12 Kollapsystem der Sicherheitslenksäule BMW 5er

In Sicherheitslenksäulen bewegt sich das Lenkrad bei Überlast mit dem lenkradseitigen Teil der Lenkspindel vom Fahrer weg. Die Möglichkeit dazu muss als integraler Bestandteil bei der Konzeption der Verstellvorrichtung berücksichtigt werden. Da die gesetzlichen Vorgaben zur Fahrersicherheit ohne Sicherheitslenksäule nicht eingehalten werden können, sind alle neuen Fahrzeuge in den großen Industriekontinenten mit Sicherheitslenksäulen ausgestattet. Nicht überall gilt eine Gurtpflicht und es müssen auch gesetzliche Crashvorgaben für angegurtete Fahrer eingehalten werden. Da die Energie absorbierende Wirkung des Gurtes wegfällt, ist hier das Zusammenspiel von Airbag und Sicherheitslenksäule besonders wichtig. Weit verbreitet sind Systeme, bei denen Teile der Verstelleinheit auf Schlittenführungen einfahren oder bei denen ein Gleitrohr in ein Mantelrohr einfährt. **Bild J-12** zeigt das Konzept des BMW 5er. Dieses System besitzt geringere beschleunigte Massen und benötigt keinen zusätzlichen Bauraum.

Auf der Lenkspindel kann sich auch ein Rastelement befinden, in dem zum Diebstahlschutz ein Verriegelungsnocken eingreifen kann. Der Verriegelungsmechanismus ist im Mantelrohr integriert. Elektrisch betätigte Verriegelungsmechanismen verdrängen immer weiter die klassischen mechanischen Lenkradschlösser. Die zunehmende Elektrifizierung der Fahrzeuge erlaubt es aber bereits heute, den Diebstahlschutz kostengünstiger durch elektronische Sperren zu gewährleisten. Diese Systeme werden die Verriegelungsmechanismen immer weiter aus den Lenksäulen verdrängen.

2.5.3 Crashelement

Alle Sicherheitslenksäulen verfügen über ein Crashelement, das beim Einfahren eine definierte Gegenkraft zum Airbag erzeugt. Ohne diese Gegenkraft könnte der Airbag seine Schutzwirkung nicht entfalten. Um niedrige Rückhalbewerte des Fahrers zu ermöglichen, werden alle passiven Sicherheitskomponenten wie Airbags, Gurt, Gurtbegrenzer und Crashelement exakt aufeinander abgestimmt. Daher müssen die Sicherheitslenksäulen höchste Anforderungen hinsichtlich ihrer Funktion und deren Reproduzierbarkeit erfüllen. Die Crashfunktion wird maximal einmal benötigt, muss aber auch nach vielen Betriebsjahren sicher verfügbar sein.

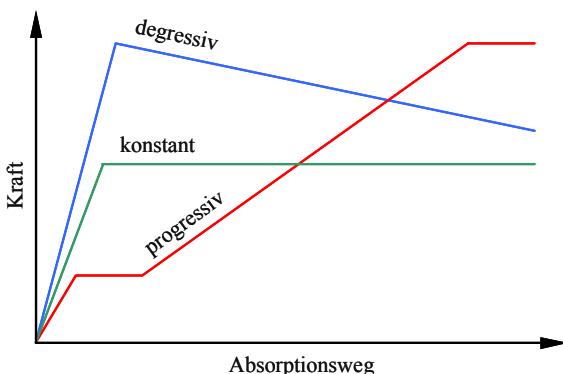


Bild J-13
Qualitative Verläufe
einer Absorberkennlinie

Als Kraft-Weg-Kennlinien des Crashelementes sind unterschiedliche Verläufe nach **Bild J-13** möglich. Prinzipiell sind lange Absorptionswege wünschenswert, wobei sich der Raumbedarf der einfahrenden Komponenten häufig nicht in dem gewünschten Maße im eng belegten Cockpit freihalten lässt. Üblich sind konstante oder progressive Kennlinien, deren Kraftniveau zwischen 1 und 10 kN liegt und die Absorptionswege von 60 bis 120 mm bereitstellen. Die Forderung hoher Reproduzierbarkeit macht sehr geringe Streuungen der Kraft-Weg-Kennlinien notwendig. Aktuell haben sich Konzepte daher durchgesetzt, bei denen ein Werkstoff umgeformt wird oder reißt. So erreicht man eine hohe Energiedichte bei geringen Kosten.

Umformende Crashelemente nutzen die geringe Streubreite des Elastizitätsmoduls metallischer Werkstoffe aus. Ihre Bauformen sind vielfältig. Drähte und Blechstreifen unterschiedlicher Querschnittsformen sind bekannt, die abgerollt oder durch Rollen umgebogen werden. Ihre Querschnittsflächen können sich entlang des Absorptionsweges zur Veränderung der Kraft vergrößern oder verjüngen. **Bild J-14** zeigt exemplarisch Ausführungsformen.

Bei umformenden Crashelementen müssen unter hohem Kraftniveau wegen unvermeidbarer Reibungseinflüsse größere Streuungen akzeptiert werden. Auch chargeweise Materialschwankungen durch den Herstellungsprozess können Kalibrierungen der Abmessungen erforderlich machen und erfordern umfangreiche qualitätsichernde Maßnahmen.

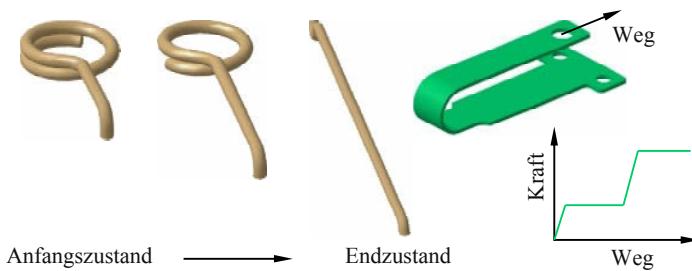


Bild J-14 Crashelemente aus Metall (Draht/Blechstreifen)

Auch bei den Crashabsorbern, die sich reproduzierbar ablaufende Bruchvorgänge zu Nutze machen, sind die Bauformen zahlreich. Neben Metallkörpern mit Materialschwächungen als Sollbruchlinien, die ähnlich Dosenverschlüssen funktionieren, haben sich auch rohrförmige Bauteile aus GFK oder CFK durchgesetzt, die sehr leicht sind. Hier sind die Einflüsse durch Reibung und Schwankungen der Materialcharge deutlich geringer.



Bild J-15
GFK-Absorber nach
dem Fahrzeugcrash

Bild J-15 zeigt ein Rohr aus GFK, das über einen Stülpring in Streifen zerrissen wird. Hier wird die Kennlinie über eine variable Anzahl der inneren Gewebelagen erzeugt. GFK-Bauteile zeigen eine sehr geringe Streubreite der Kennlinie nach **Bild J-16**. Sie sind resistent gegen Alterung und Korrosion und benötigen durch ihr Zerfallen keinen zusätzlichen Bauraum.

Noch selten werden mehrere Crashelemente alternativ für unterschiedliche Crashszenarien eingesetzt. Sie können über die Crashsensoren bei Fahrzeugstart ausgewählt werden, um die Statur des Fahrers zu berücksichtigen oder situationsabhängig beim Crash durch pyrotechnische Schalter

aktiviert werden. Da sie die Lenksäulenverstellung erheblich verteuern und Komponenten zur Erkennung des Crashfalls voraussetzen, kommen sie bislang nur zum Einsatz, wenn die Einhaltung gesetzlicher Crashvorgaben ohne diese adaptiven Komponenten nicht möglich ist. Allerdings könnten zukünftig verschärfte gesetzliche Vorgaben ihre Verbreitung fördern.

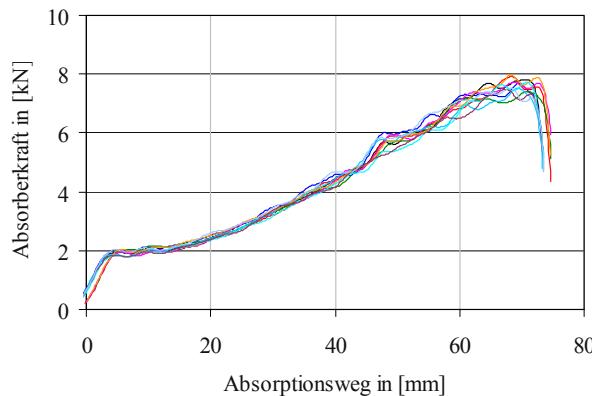


Bild J-16
Streuband eines GFK-Absorbers

Daneben ist eine Vielzahl von Konzepten patentiert, die adaptive Funktionen bieten und dazu die komplexen Eigenschaften von Sondermaterialien wie zerscherende Silikone oder magnetisierbare Fluide ausnutzen. Sie konnten sich wegen der hohen Herstellungskosten nicht durchsetzen.

J

2.5.4 Gelenke

Pkw-Lenkstränge werden heute quasi ausschließlich mit Kreuzgelenken ausgerüstet. Hierbei unterscheidet man die in **Bild J-17** dargestellten Varianten des Einfachgelenks und des zentrierten Doppelgelenks, welches als Gleichlaufgelenk, mit geringster Ungleichförmigkeit, eingesetzt wird. Vereinzelt werden auch Doppelgelenke ohne Zentrierung, jedoch mit zusätzlichem, externen Stützlager verbaut. Alle Kreuzgelenke zeichnen sich durch hohe Leistungsdichte und einen sehr guten Wirkungsgrad >99 % aus. Außerdem steht auch hier die wirtschaftliche Herstellbarkeit im Vordergrund. Die besonderen kinematischen Effekte der ungleichförmigen Übertragung können in Grenzen das Lenkverhalten positiv unterstützen. Lenkstränge bestehen aus vielfältigen Kombinationen von Einfach und Doppelgelenken.

Der Einsatz von kugelgeführten Gleichlaufgelenken ist kinematisch realisierbar, wird jedoch aus oben genannten Gründen im Pkw nicht favorisiert.

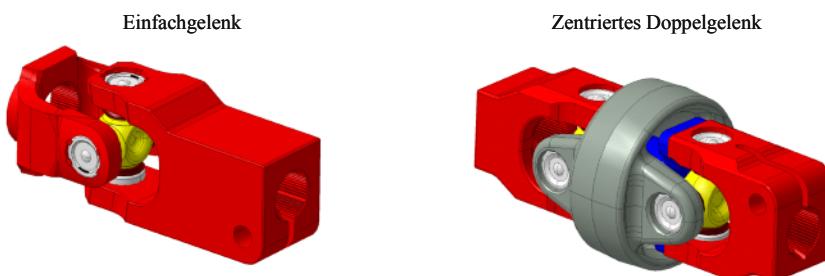


Bild J-17 Gelenke für Lenkzwischenwellen

2.5.4.1 Einfachgelenke

Das Einfachgelenk nach **Bild J-18** besteht aus einer Zapfenkreuzgarnitur und den rot dargestellten Mitnehmern.

Die Zapfenkreuzgarnitur beinhaltet in ihrem grundsätzlichen Aufbau ein einsatzgehärtetes Zapfenkreuz mit bearbeiteten Laufflächen auf den Zapfen und vier Lagerbuchsen. Bei den Lagerbuchsen handelt es sich um Nadellager mit beidseitigem Bord. Die Durchmesser der Laufflächen, Lagerbuchsen und Mitnehmer sind in engen Toleranzbereichen $\leq IT7$ abzustimmen, sodass die Übertragung der Lenkbewegung spielfrei erfolgen kann. Die Lagerbuchsen werden, je nach Anwendung, mit unterschiedlichen Festigkeiten, Oberflächenbeschichtungen und Befestigungen eingesetzt.

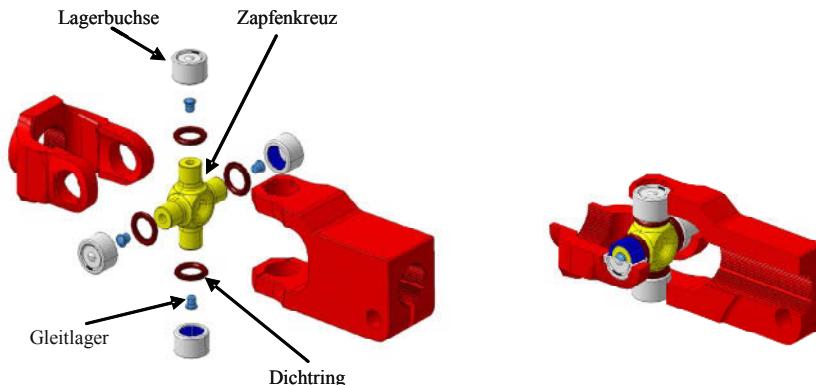


Bild J-18 Kreuzgelenk

J

Vorgeschaltete statische Dichtungen mit Festsitz auf dem Zapfenkreuz schützen die Lagerungen vor Kontamination mit Verunreinigungen und vor Fettaustritt. Übliche Dichtungswerkstoffe sind NBR, HNBR oder Silikon. Die Lagerbuchsen werden durch Verprägen mit den Mitnehmern axial mit dem Zapfenkreuz vorgespannt. Die Montage erfolgt kraft- und wegüberwacht. Je nach Ausführung der Zapfenkreuzgarnitur wird zwischen den axialen Anlageflächen von Zapfenkreuz und Lagerbuchse ein Gleitlager eingesetzt. Hierdurch kann zum Einen die Reibung und zum Anderen die Vorspannkraft minimiert werden. Der übliche Einsatzbereich von Einfachgelenken liegt bei maximal 35° Beugewinkel.

2.5.4.2 Zentriertes Doppelgelenk

Das zentrierte Doppelgelenk nach **Bild J-19** besteht kinematisch aus zwei Einfachgelenken mit 90° Phasenversatz. Durch das Zentrierlager wird sichergestellt, dass in einem definierten Bereich der Beugewinkel an den Einfachgelenken identisch ist und deshalb das Gleichlaufverhalten sichergestellt wird. Die Führungen des Zentrierlagers sind kraft- und formschlüssig mit den Mitnehmern verbunden, wobei die Zentrierkugel axial beweglich auf dem Zentrierzapfen angeordnet ist. Das Zentrierlager wird hoch beansprucht und kann durch die in 2. Ordnung beaufschlagte Lagerbelastung charakteristische Vibrationen und Geräusche erzeugen. Der Einsatz und die Anordnung müssen deshalb fahrzeugspezifisch abgestimmt werden. Diese Gelenke können bis ca. 45° Beugewinkel eingesetzt werden.

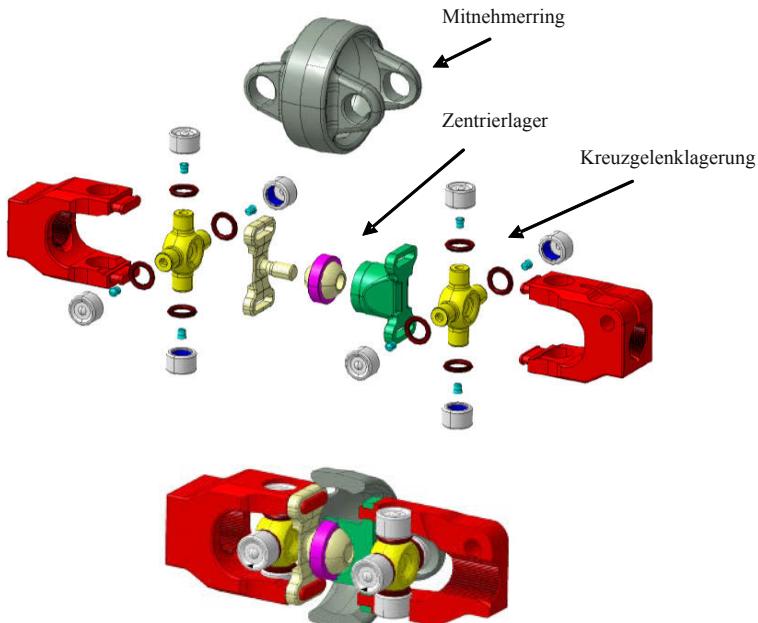


Bild J-19 Zentriertes Doppelgelenk

J**2.5.5 Längenausgleich der Lenkzwischenwelle**

Man unterscheidet folgende Ausführungsformen des Längenausgleichs:

- Längenausgleich mit Schiebesitz
- Längenausgleich mit Crashfunktion

Der Längenausgleich mit Schiebesitz ermöglicht die Justierung der Länge der Zwischenwelle auf sehr geringem und konstantem Kraftniveau, **Bild J-20**. Die Verzahnungsgüte wird so exakt abgestimmt, dass die Längsverschiebung mit einem definierten Kraftniveau von ca. 20 N erfolgt. Hierzu werden z. B. Keilwellenprofile in Anlehnung an DIN 5480 aus Aluminium oder Stahl mit gleit-modifiziertem Kunststoff umspritzt und mittels geeigneter Verfahren mit der Nabe verpasst. Die Profillänge und Überdeckung sind so ausgewählt, dass sowohl das Niveau als auch die Streuung der Verschiebekraft über dem Verschiebeweg sehr gering gehalten werden können. Erreichbar sind ca. 10 % der maximalen Verschiebekraft. Die Profile sind leichtgängig und spielfrei.

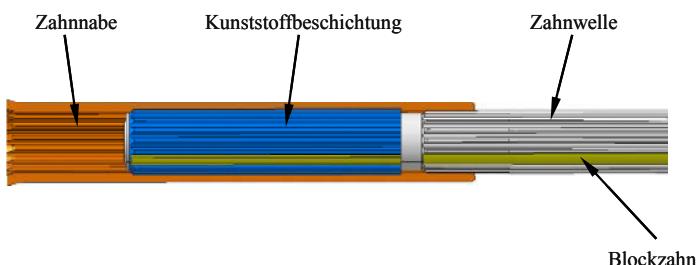


Bild J-20 Längenausgleich für Toleranzausgleich/Längsverstellung

Verdreh- und Knickspiel sind nicht zulässig. Je nach Gleitpaarung und Einsatzfall werden diese Systeme gegebenenfalls lebensdauergeschmiert. Durch entsprechende Materialauswahl können Temperaturen von -40 bis $+250$ °C abgedeckt werden. Optional werden die Systeme zusätzlich durch Faltenbälge oder Lippendiffektionen abgedichtet.

Zur rotatorischen Ausrichtung von Welle und Nabe bzw. der korrespondierenden Gelenke wird das Profil z. B. mit Blockzahn für die eindeutige Montage ausgerichtet. Je nach Anwendungsfall wird auch eine so genannte Auszugsicherung angebracht, die sicherstellt, dass Welle und Nabe nicht getrennt werden können. Dieses Prinzip des Längenausgleichs wird ebenfalls im oberen Lenkstrang eingesetzt.

Der Längenausgleich mit Crashfunktion nach **Bild J-21** ist im normalen Einsatz nicht verschiebbar. Im Crash kann durch die Verformungen des Vorderwagens, bei einem Aufprall auf ein Hindernis, das Lenkrad durch die Lenkspindel in den Fahrgastrraum geschoben werden. Diese Bewegung kann unmittelbar den Fahrer gefährden oder das Zusammenspiel der Sicherheitskomponenten durch Fehlstellungen des Lenkrades verschlechtern. Um dieser Gefährdung entgegenzuwirken, verfügen die Spindeln von Sicherheitslenksäulen über Komponenten, die bei hohen Lasten einfahren oder ausknicken. Diese sind meist in der Nähe der Vorderachse platziert. Auf dem Markt durchgesetzt haben sich Wellrohre und teleskopierbare Kollapsysteme.

Durch eine gewellte Struktur erreicht man ein hohes übertragbares Torsionsmoment bei einer kleinen Ausknickkraft. Eingesetzt werden Aluminium und Stähle mit hoher Streckgrenze und Dehnung, um ein sprödes Abbrechen des Wellrohrs unter Missbrauchsbelastung zu vermeiden. Bei Brechen des Wellrohrs wäre das Fahrzeug nicht mehr lenkbar. Die Wanddicke der gewellten Bereiche beträgt ca. 1,2 mm.

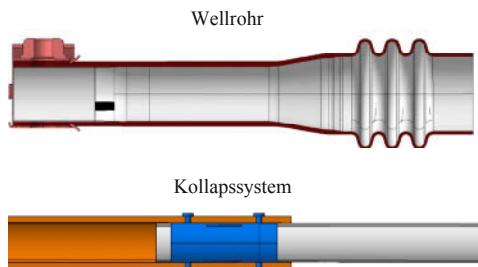


Bild J-21 Längenausgleich für Crashfunktion

Kollapsysteme verfügen über Abreißelemente, die ab einem definierten Kraftniveau abscheren. Nach dem Losbrechen fährt die Welle auf niedrigem Kraftniveau in die Nabe ein. Diese Systeme benötigen geringeren Bauraum bei der Verformung. Drehmomentübertragung und Verformungskraft können quasi unabhängig voneinander eingestellt werden. Die Energieabsorption ist geringer als bei gewellten Systemen.

2.5.6 Dämpfungselemente

Lenksäule und Lenkzwischenwelle übertragen prinzipbedingt Torsions- und Längsschwingungen von der Vorderachse bis zum Lenkrad. Zum Einstellen definierter Übertragungsfunktionen und zur Entkopplung werden geeignete Dämpfungselemente direkt am oberen Lenkstrang oder in der Lenkzwischenwelle integriert. Typische Ausführungsformen sind nach **Bild J-22** rohrförmige Tube in Tube Dämpfungselemente (links) oder Gelenkscheiben (rechts).

Tube-in-Tube-Systeme weisen zwischen einem inneren und äußeren Mitnehmer ein elastisches Dämpfungselement auf. Die Kennlinie wird im Wesentlichen durch geometrische und werkstoffliche

Eigenschaften bestimmt. Zur Absicherung der Drehmomentübertragung schlägt der innere Mitnehmer nach definiertem Drehwinkel in einem Endanschlag an. Diese Dämpfungselemente bauen sehr kompakt und zeigen auch bei axialer Beanspruchung gute Entkopplungseigenschaften.



Bild J-22 Torsionsdämpfer (Tube in Tube/Gelenkscheibe)

Gelenkscheiben bestehen aus einem Elastomer-/Faserverbund. Durch geeignete Materialauswahl von Elastomer und Faser können unterschiedliche Kennlinien kombiniert werden. Die schlingenförmig angeordneten Fasern stützen das Elastomer und übernehmen bei höheren Lasten zunehmend die Übertragung. Je nach Anforderungsprofil werden Gelenkscheiben ebenfalls mit mechanischen Anschlägen versehen. Bei geringen Beugewinkeln können Gelenkscheiben die Funktion von Gelenken übernehmen. Hierbei wird die Übertragungsfähigkeit gegebenenfalls durch interne Zentrierlager unterstützt.

J

Je nach ausgewähltem Dämpfungsmaterial können Temperaturen bis 175 °C ertragen werden. Die Kennlinien dieser Systeme sind stark progressiv. Die Anforderungen an Steifigkeit, Dämpfung und Übertragungsfunktion sind absolut fahrzeugspezifisch und müssen individuell abgestimmt werden.

Typisch für Torsionsdämpfer sind folgende quasistatischen Kennwerte:

- Torsionssteifigkeit 2 – 4 Nm/° bei ±5 Nm
- Torsionssteifigkeit 5 – 8 Nm/° bei ±50 Nm

3 Erprobung der Lenksäule und Lenkzwischenwelle

Um Qualitätsmängel einer Lenksäule frühzeitig zu erkennen und eine Gefährdung der Fahrzeuginsassen bereits vor Serienstart ausschließen zu können, sind im Lastenheft die geforderten Lenksäuleigenschaften beschrieben und die zu deren Nachweis erforderlichen Versuchsumfänge definiert. Hierbei steht die Absicherung der betriebsfesten Auslegung und die Bewertung der kundenrelevanten Merkmale im Vordergrund. Trotz großer Fortschritte in der numerischen Simulation können nicht alle wirkenden physikalischen Effekte hinreichend genau modelliert werden, so dass die Erprobung der Lenksäule von den Automobilherstellern gefordert wird und auch zukünftig unverzichtbar ist.

Der Betriebsfestigkeitsnachweis der Verstelleinheiten erfolgt einerseits durch statische Belastungstests. Unterschieden wird zwischen Test unter Betriebslast, die ohne Funktionsstörungen ertragen werden muss, und Tests unter Grenz- und Missbrauchslasten, bei denen keine sicherheitsrelevanten Mängel auftreten dürfen. Andererseits werden Verstelldauerläufe mit Lenkradersatzmasse durchgeführt. Insbesondere bei elektrisch verstellbaren Lenksäulen auch unter Extremtemperaturen und Feuchte, wozu die Versuche in Klimaschränken ablaufen. Diese Versuche können wegen der möglichen Erwärmung der Bauteile nicht wesentlich zeitverkürzt ablaufen. Auch die elektrischen Komponenten sind nicht für eine 100-prozentige Einschaltdauer ausgelegt und brauchen Abkühlphasen. Verstelldauerläufe dauern daher mehrere Wochen und verursachen hohe Kosten.

Wesentliche Anforderungen, wie die Crashfestigkeit oder die Geräuschqualität, können nur im Fahrzeug abgeprüft werden, so dass die Erprobung gemeinsam mit dem Fahrzeugherrsteller erfolgen muss.

3.1 Übertragungsfähigkeit

Bei Lenkspindeln handelt es sich um Bauteile, die für die Fahrzeugsicherheit relevant sind, da bei einem Versagen das Fahrzeug nicht mehr lenkbar wäre. Dadurch gelten hohe Anforderungen an die Aufrechterhaltung der Übertragungsfähigkeit des Lenkmoments, die durch umfassende Prüfungen in der Entwicklungsphase und in regelmäßigen Serienprüfungen überwacht werden. Während der Betriebsfestigkeitsnachweis mit Dauerprüfungen unter äquivalenten dynamischen Lasten erfolgt, werden die Bauteileigenschaften unter Grenzlasten in quasistatischen Prüfungen bewertet.

3.1.1 Statische Festigkeit

Bei einem Lenkversuch, wenn das Rad durch den Bordsteinrand blockiert ist, können deutlich höhere Lenkmomente auf die Lenksäule aufgebracht werden als im Fahrbetrieb. Auch durch Missbrauch, wenn das Lenkradschloss aufgebrochen wird, wird die Lenksäule durch hohe Kräfte und Momente belastet. Nach einem Missbrauch dürfen zwar Schäden auftreten, in jedem Fall muss aber das Fahrzeug lenkbar sein.

Zur Bewertung dieser Grenzsituationen werden die Lenksäulen querkraftfrei mit blockiertem Lenkrad tordiert. Hierbei gelten die Kriterien nach **Tabelle J-1**.

Tabelle J-1 Kriterien zum Nachweis der statischen Festigkeit

Betriebslast 150 Nm	Keine Funktionsbeeinträchtigungen Keine plastischen Verformungen Keine Vorspannkraftabfälle der Schrauben Keine Anrisse oder Brüche
Missbrauchslast 250 Nm	Keine sicherheitsrelevanten Funktionsbeeinträchtigungen Keine sicherheitsrelevanten plastischen Verformungen Keine unzulässigen Vorspannkraftabfälle der Schrauben Keine Anrisse oder Brüche
Bruchverhalten	Kein verformungsloser Bruch Versuchsabbruch bei 350 Nm ohne Bruch

3.1.2 Dynamische Festigkeit

In den dynamischen Betriebsfestigkeitsversuchen wird das Ermüdungsverhalten der Lenksäulen untersucht. Die Prüfung erfolgt auf Schwingprüfständen in gestreckter Lage oder umlaufend in Einbaulage.

Bei der Umlaufprüfung wird am Lenkradanschluss ein Drehwinkel unter definiertem Drehmoment eingeleitet, während am Getriebeanschluss ein entsprechendes Gegenmoment aufgebracht wird, das den Lenkstrang verspannt. Zur Prüfung werden herstellerspezifische Kollektive mit Lasthorizonten von 40 bis 80 Nm verwendet, wobei die höhere Last Einsatzfälle wie Lenken im Stand ohne Motor abdeckt. Gefordert wird die statistisch abgesicherte Überschreitung einer geforderten Anzahl von Lastwechseln, wobei keine Anrisse oder gelockerte Schraubverbindungen zulässig sind.

In **Bild J-23** sind typische Kennkurven zur statischen und dynamischen Festigkeit gegenübergestellt. Die statische Kurve zeigt die typisch ausgeprägte Fließkurve bis zum Bruch. Das rechte Bild zeigt exemplarisch ein Lastkollektiv zur dynamischen Erprobung. Bei der Lebensdauerprüfung wird nach Erreichen der erforderlichen Zyklenanzahl abgebrochen, da diese Versuche oft mehrere Wochen dauern und das Belegen der aufwändigen Prüfeinrichtungen hohe Kosten verursacht.

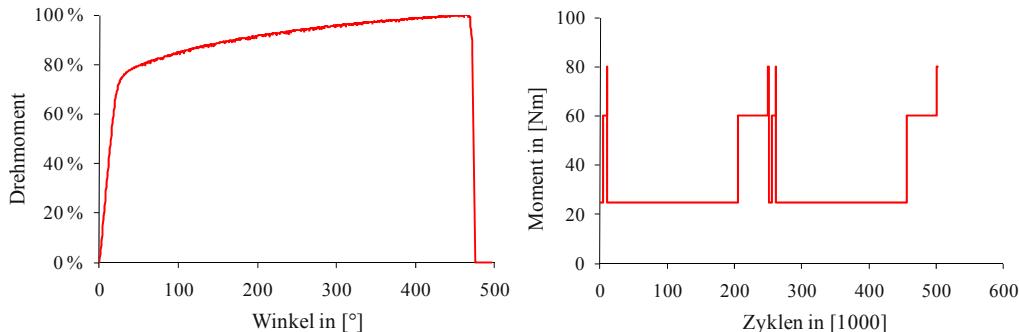


Bild J-23 Statische und dynamische Übertragungsfähigkeit

3.2 Steifigkeit

J

Prinzipiell ist für ein direktes Ansprechen und eine gute Rückmeldung der Lenkung eine möglichst torsionssteife Lenksäule wünschenswert. Leider werden dadurch nachteilige Effekte wie die ungefilterte Übertragung von Störimpulsen auf das Lenkrad verstärkt, die dann durch eingebaute Torsionsdämpfer nach Kapitel J 2.5.6 unterdrückt werden müssen.

Unerwünscht ist Spiel in der Lenkung, was insbesondere um die Mittellage der Lenkung zu einem indifferenten Fahrgefühl führt. Spiel lässt sich in den Drehmoment-Drehwinkel-Diagrammen leicht durch horizontale Kurvenverläufe erkennen.

Die Messung der Steifigkeit erfolgt analog der statischen Festigkeitsprüfung und kann prinzipiell an den gleichen Prüfeinrichtungen durchgeführt werden. Da die Lastmomente bei der Steifigkeitsmessung mit ca. 6 Nm niedriger sind, werden häufig auch spezielle Prüfeinrichtungen mit empfindlicheren Messaufnehmern verwendet. Die Messung der Lenkstrangsteifigkeit kann in gestreckter Lage oder in Einbaulage erfolgen.

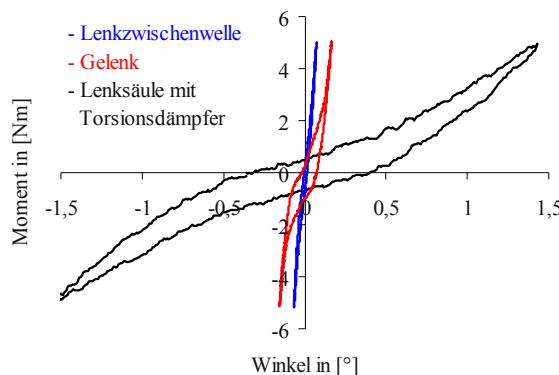


Bild J-24 Steifigkeitsverläufe von Lenksäule mit Torsionsdämpfer, Gelenk und Lenkzwischenwelle

Die Gelenke sind – abgesehen vom Torsionsdämpfungselement – die Bauteile mit der geringsten Steifigkeit im Lenkstrang. Die Steifigkeit des Gelenkes wird dominant von der Nachgiebigkeit des Zapfenkreuzes geprägt. Diese kann nicht beliebig erhöht werden, ohne den benötigten Bauraum zu vergrößern. **Bild J-24** zeigt die Kennlinie der Komponenten und des Lenkstranges.

3.3 Verstelldauerlauf für Lenksäulen

Im Verstelldauerlauf werden zyklisch die Grenzen des Verstellfeldes so häufig abgefahren, wie es während der Fahrzeugglebensdauer von ca. 15 Jahren möglich ist. Das erfolgt bei manuell verstellbaren Lenksäulen an pneumatisch oder hydraulisch betriebenen Prüfeinrichtungen, bei elektrisch verstellbaren Lenksäulen durch Ansteuerung der Motoren. Dabei werden in den Endanschlägen erhöhte Lasten aufgebracht. Ein charakteristischer Anteil der Verstellzyklen wird unter Extremklima in Klimaschränken durchgeführt, um den Einfluss der Jahreszeiten zu simulieren. Den schematischen Aufbau zeigt **Bild J-25**.

Bei manuell verstellbaren Lenksäulen wird in jedem Zyklus der Klemmmechanismus betätigt. Optional kann zur Absicherung die Lenksäule im verriegelten Zustand mit einer Kraft belastet werden. Bei den elektrisch verstellbaren Lenksäulen werden Grenzsituationen des elektrischen Antriebs simuliert. So lassen sich Funktionsstörungen nach Abfall der Bordspannung oder Ausfälle durch Kurzschlussströme bei einem blockierten Antrieb entdecken.

Der unvermeidbare Verschleiß führt zu einer Veränderung der Lenksäuleneigenschaften. Es dürfen aber nach dem Versuch keine Brüche, Anrisse oder unzulässige Vorspannkraftverluste auftreten. Die Lenksäule muss spielfrei und funktionsfähig sein, Veränderungen der Bedienkräfte oder des Geräuschverhaltens müssen innerhalb der Toleranzen liegen.

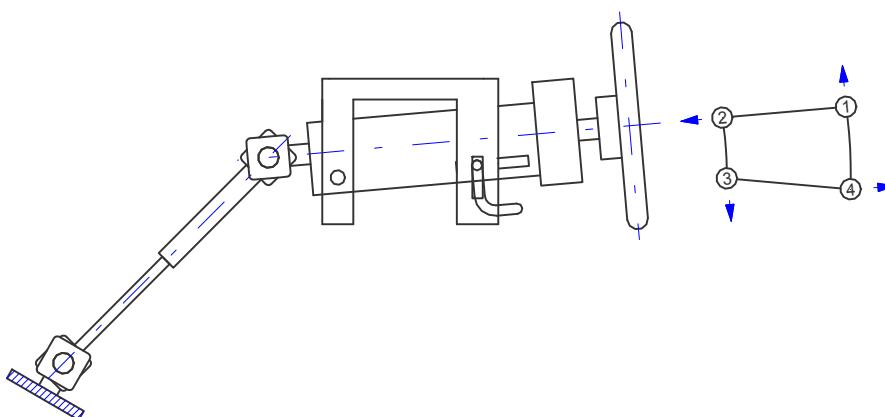


Bild J-25 Versuchsaufbau zum Verstelldauerlauf

3.4 Eigendynamisches Verhalten

Zur Verbesserung des Komforts werden möglichst steife Lenksäulen und hohe Eigenfrequenzwerte gefordert. Neben einem besseren Lenkgefühl und besseren Crasheigenschaften werden Vibrationen des Lenkrades verhindert. Vibrationen können nicht nur während der Fahrt durch die Räder angeregt werden, auch die Klimaanlage, Nebenaggregate und der Leerlauf des Motors können Biegeeigenschwingungen der Lenkspindel auslösen. Diese Forderung nach hoher Steifigkeit führt zu Zielkonflikten, da große Wandstärken im Widerspruch zu Forderungen nach geringem Gewicht, kompakten Abmessungen und kleinen Bedienkräften stehen.

3.4.1 Anforderung an die Lenksäule

Entscheidend ist die Lage der untersten Biegeeigenfrequenz der Lenksäule im Fahrzeug, die durch Anregen des Lenkrades mit einem Beschleunigungsaufnehmer gemessen werden kann. Die Steifigkeit der Anschraubflächen sowie die Gewichte von Lenkrad und Lenkstock sind neben den Eigenschaften der Lenksäule selbst bestimmende Größen, die zusammenfassend im Kapitel F ausführlich beschrieben werden. Da in der frühen Entwicklungsphase Rohkarossen oder Lenkräder nicht verfügbar sind, wird im Lastheft ein unterster Wert für eine starr aufgespannte Verstellung festgelegt, der mit einer massiven Ersatzmasse an Stelle des Lenkrades gemessen wird. So lassen sich auch unterschiedliche Lenksäulenkonzepte der verschiedenen Fahrzeuge besser vergleichen. Da sich durch geänderte Hebelverhältnisse beim Verstellen die Frequenzwerte ändern, muss die Verstellung in die ungünstigste Verstellposition gebracht werden. Meistens ist das die Lenkradposition unten und ausgefahren.

Da durch die weiche Anschraubung im Fahrzeug die Eigenfrequenzwerte abfallen, liegen die im starren Bock gemessenen Werte immer höher. Die Anforderungen für die verschiedenen Fahrzeuge und Hersteller unterscheiden sich. Durch unterschiedliche Richtungssteifigkeiten können auch die Anforderungen für die vertikale und horizontale Schwingrichtung voneinander abweichen. Für die Eigenfrequenzwerte in starrer Ausspannung werden typischerweise Werte >45 Hz gefordert.

3.4.2 Analytische Ermittlung/Messung des eigendynamischen Verhaltens

Die Höhe der Eigenfrequenzwerte lassen sich durch Berechnungen mit der Methode der Finiten-Elemente bereits in der Konzeptphase ermitteln. **Bild J-26** zeigt das Modell einer mechanischen Lenksäulenverstellung. Während die Bauteilstiffigkeit durch die Elementierung hinreichend genau abgebildet wird, ist eine geeignete Modellierung der Kontaktstellen zwischen den einzelnen Komponenten entscheidend für die Güte des Modells. Werden mögliche Bewegungsfreiheitsgrade zu stark eingeschränkt, wird das Modell versteift und die errechneten Werte sind zu hoch.

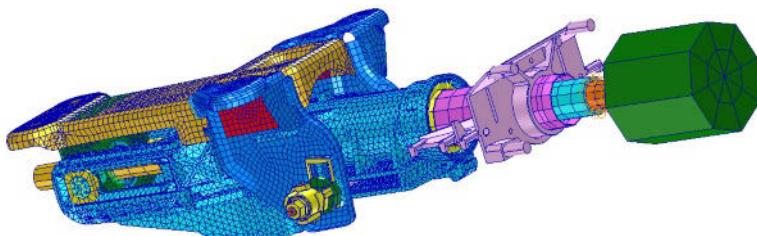


Bild J-26 Finite-Elemente-Modell einer mechanischen Lenksäulenverstellung

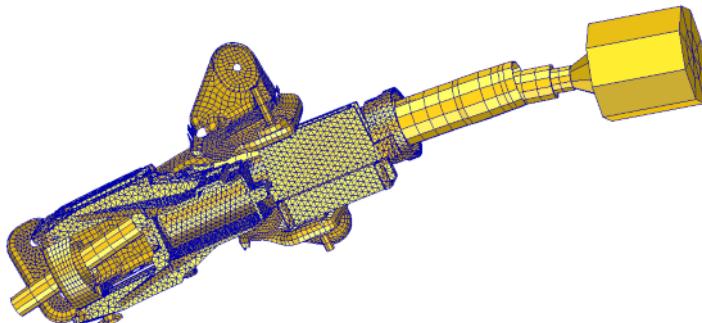


Bild J-27 Erste Biegeschwingung einer mechanischen Lenksäulenverstellung

Bild J-27 zeigt die erste errechnete Eigenform. Neben den Eigenfrequenzwerten können auch die Eigenformen analysiert werden. Kritische Bereiche mit großen Verformungen lassen sich durch geeignete Maßnahmen wie Verrippung oder Aufdickung entschärfen.

Die errechneten Ergebnisse sind leicht durch Messungen überprüfbar, wenn die steifen Anschraubpunkte des Modells geeignet nachgebildet werden. Da der so genannte „starre Bock“ in der Praxis nicht existiert, muss die Aufspannung sehr steif sein. Daher werden massive Aufspannungen aus Stahl eingesetzt. Die Messung erfolgt mit Beschleunigungsaufnehmer, wie **Bild J-28** zeigt.

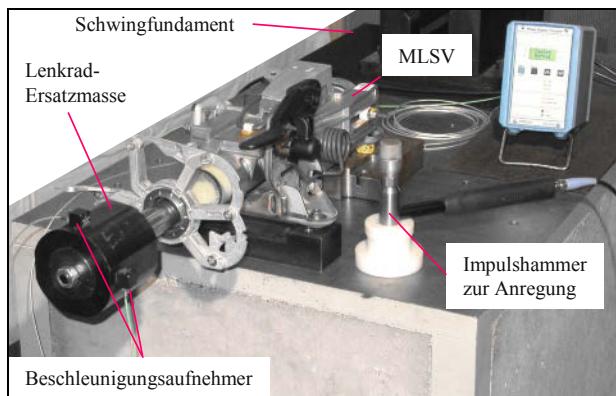


Bild J-28

Messaufbau zur Beschleunigungsmessung

Zur Anregung der Schwingung wird üblicherweise ein Impulshammer eingesetzt, mit dem die Anregungskraft gemessen werden kann. Das ist insbesondere bei Lenksäulen mit vorgespannten Gleitführungen sinnvoll, die ab einem spezifischen Kraftniveau abheben. Durch den Steifigkeitsverlust hängt dann die gemessene Eigenfrequenz von der Anregungskraft ab, was bei streng linearen Systemen nicht der Fall wäre.

In der Praxis kann es zu Fehlmessungen kommen, wenn die Prüfeinrichtung eine Eigenfrequenz aufweist, die in Nähe der zu messenden Frequenz liegt. Das Phänomen tritt auch auf, falls die Fundamentmasse um ein Vielfaches höher ist als die Lenksäule. Daher werden schwingend gelagerte Fundamente verwendet, deren Eigenfrequenzwerte deutlich unter der zu messenden ersten Frequenz liegen. Durch eine Korrelation zwischen Berechnung und Messung lässt sich das FEM-Modell validieren, ohne dass Kenntnisse über die Eigenschaften weiterer Fahrzeugkomponenten vorhanden sein müssen. Das validierte Modell kann dann beim Fahrzeugherrsteller zum Einbau ins Gesamtfahrzeugmodell verwendet werden.

3.4.3 Einflussparameter

Die Steifigkeit der Verstelleinrichtung wird durch das Design, die Geometrie der Komponenten und die Werkstoffeigenschaften festgelegt. Eine wesentliche Rolle spielen die Steifigkeiten der Lenksäulenlager und der Lenkspindel, an denen die Lenkradmasse befestigt wird. Ein vereinfachtes Modell zeigt **Bild J-29**. In den Steifigkeitskoeffizienten k_1 und k_2 sind die Lagersteifigkeiten und die Nachgiebigkeiten der Spindel zusammengefasst.

Eine Abschätzung der niedrigsten Eigenfrequenz f_0 für das vereinfachte Modell erhält man aus der Energiemethode nach H. G. Hahn: Technische Mechanik, 2. Auflage, Hanser 1992, Seite 283 ff./33:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 a^2 + k_2 c^2}{m_{Spindel} b^2 + m_{Lenkrad} l^2}} \quad J.4$$

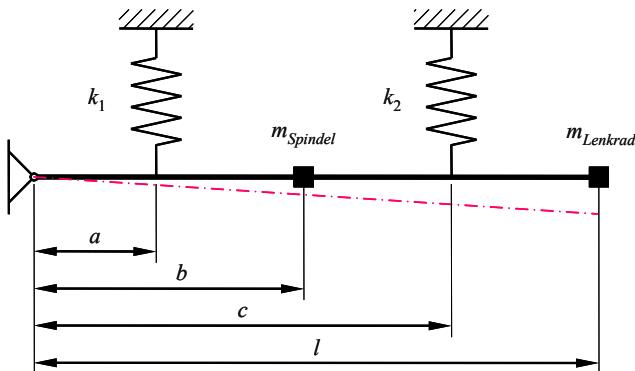


Bild J-29
Vereinfachtes Modell einer Lenkspindelaufhängung

Im Nenner ist die Lenkradmasse mit ihrem höheren Gewicht und dem größeren Hebelarm dominant und senkt die Eigenfrequenz, der Einfluss der Spindelmasse ist eine Zehnerpotenz niedriger. Kom pensieren kann man den Lenkradeinfluss nur durch hohe Steifigkeiten. Hierdurch ist ein Einsatz von Spindel aus Leichtmetallen erschwert, da durch den niedrigen Elastizitätsmodul bei gleicher Spindelabmessung die Steifigkeit abfällt. Auch Gewichtsreduzierungen durch den Einsatz hochfester Stähle bei geringer Wandstärke wirken sich negativ auf die Eigenfrequenzwerte aus, da deren Elastizitätsmodul nicht höher ist.

Kritisch ist Luftspiel, das an den Stellen mit Relativbewegungen beim Verstellen auftreten kann. Da selbst kleinste Spalte zu einem signifikanten Einbrechen der Frequenzwerte führen, muss die Spiel freiheit garantiert werden. Hohe Anpressdrücke oder große Überdeckungen sind wegen der damit verbundenen hohen Bedienkräfte nicht möglich. Man versucht daher, Gleitkontakte zu befedern, um ein Abheben der Gleitpartner zu verhindern.

J

3.5 Crasheigenschaften

3.5.1 Lenkspindel

Wie in Kapitel J 2.5.2 beschrieben wird, haben sich Wellrohre und teleskopierbare Kollapsysteme als Crashsystem durchgesetzt. Sie übertragen das erforderliche Lenkmoment und erlauben eine große Verlagerung im Crash. Beide Systeme unterscheiden sich erheblich in ihren Crasheigenschaften, obwohl sie dem gleichen Zweck dienen.

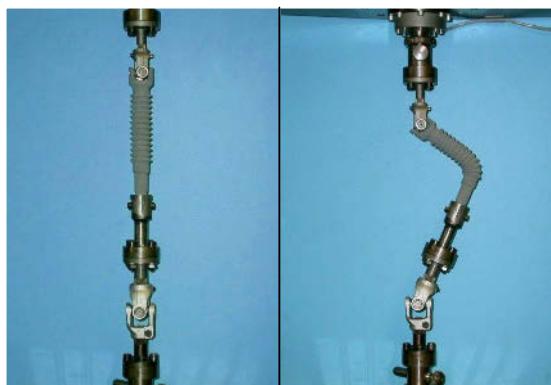


Bild J-30
Wellrohr (vor und nach dem Knickversuch)

Bild J-30 zeigt ein ausgeknicktes Wellrohr nach der Knickprüfung auf einer Zug-Druck-Prüfseinrichtung. Bei der Prüfung sind Risse oder Brüche unerwünscht, selbst wenn das Wellrohr um 90° ausgeknickt ist. Für diesen Nachweis werden zur Qualitätsabsicherung 90°-Abknickversuche durchgeführt.

Eingesetzt werden zähe Werkstoffe mit ausgeprägtem Fließverhalten. Die eingesetzten Stähle zeigen kein ausgeprägtes Verhärten unter hohen Verformungsgeschwindigkeiten, so dass eine Druckprüfung mit Verformungsgeschwindigkeiten von über 100 mm/min aussagekräftige Ergebnisse erzielt.

Eine teleskopierende Lenkspindel knickt nicht aus, sondern fährt ineinander. Zuvor muss ein festgelegtes Kraftniveau überschritten sein, das verglichen mit Wellrohren niedriger ist. Bei der Abstimmung der Crasheigenschaften führen die Forderungen nach leichtem Einfahren und einem hohen übertragbaren Drehmoment zu einem Zielkonflikt.

Tabelle J-2 Eigenschaften von Wellrohr und Kollapssystem

	Wellrohr	Kollapssystem
Richtung des Ausknicken	Radial	Axial
Kraftniveau zum Ausbrechen	Höher	Niedriger
Anpassen der Kraftschwelle	Schwerer	Leichter
Querkrafteinfluss	Niedriger	Höher
Verdrehsteifigkeit	Niedriger	Höher
Kosten	Geringer	Höher
Einfluss des Lenkmoments auf die Knickkraft	Geringer	Höher
Energieabsorption	Höher	Geringer

Tabelle J-2 vergleicht die Eigenschaften, typische Kennlinie lassen sind mit **Bild J-31** verglichen.

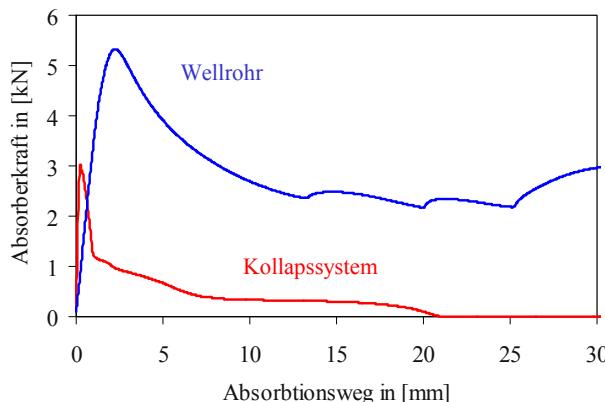


Bild J-31
Qualitative Kennlinien von
Wellrohr und Kollapssystem

3.5.2 Lenksäule

Die Crasheigenschaften von Sicherheitslenksäulen werden in Schlittenversuchen oder Fahrzeugversuchen unter Realbedingungen getestet. Auf den komplexen Prüfanlagen werden an Fahrzeugen oder an Baugruppen mit den crashrelevanten Fahrzeugkomponenten Schäden erfasst und die Crash-eigenschaften anhand von Rückhaltewerten, die an Crashdummies gemessen werden, bewertet. Im Fahrzeugcrash, der etwa 200 ms dauert, wird die Lenksäule kurzzeitig hoch belastet. Es treten andere Versagensmechanismen als bei statischen Belastungsversuchen auf, insbesondere bei spröden Werkstoffen. Als Entwicklungsprüfung und zur Qualitätssicherung sind diese Versuche nicht nur wegen langen Vorbereitungszeiten, hohem technischen Aufwand und hohen Kosten ungeeignet. Da das gesamte Rückhaltesystem bewertet wird, ist der Rückschluss auf eine Einzelkomponente wie die Lenksäulenverstellung schwierig.

Die Bewertung der Lenksäuleneigenschaften erfolgt bei Firma Willi Elbe in einem Ersatzversuch am Fallturm nach **Bild J-32**.

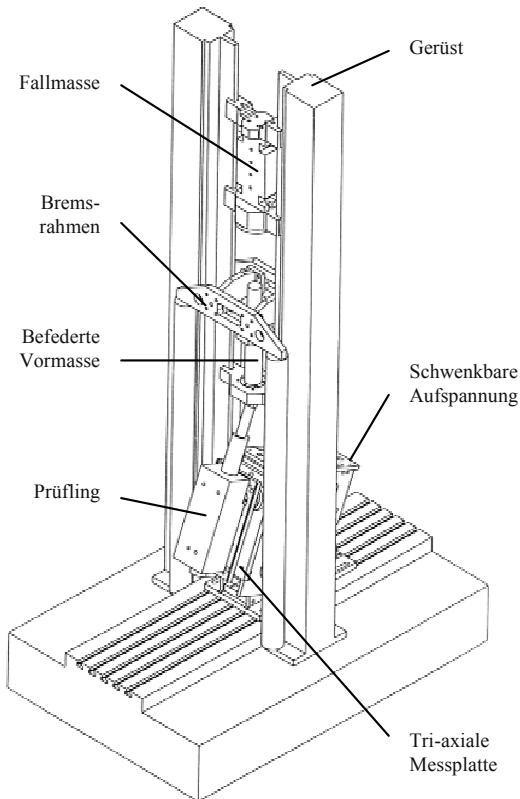


Bild J-32
Fallturm für Baugruppentest

Eine Fallmasse fällt auf eine befederte Vormasse, die den Airbag simuliert und zwischen Fallmasse und Prüfling angeordnet ist. Als Feder wird eine Ringfeder eingesetzt, die dämpfende Eigenschaften besitzt. Auf dem Lenkradanschluss ist eine Schwerlastrolle befestigt, so dass die Lenkspindel beim Einfahren abrollen kann. Die Verstellung ist auf einer schwenkbaren Vorrichtung aufgebaut, an der die Reaktionskräfte an einer Messplatte mit drei tri-axialen piezoelektrischen Kraftmessgliedern aufgenommen werden. Über die Versuchsparameter (Gewichte, Neigungswinkel, Feder-/Dämpfercharakteristik) kann die Kinetik beim Einfahren beeinflusst werden und an Sollwerte angenähert werden.

Hierzu geht man folgendermaßen vor:

- Validierung des numerischen Simulationsmodells der Lenksäule anhand erster Fallturmergebnisse unter vorgegebenen Bedingungen. Für die Versuchseinrichtung wurde dazu ein validiertes Simulationsmodell entwickelt.
- Ermittlung der Crashlasten und der Laufweite aus der Fahrzeugsimulation und/oder einer Messung im Fahrzeug. Zur Simulation wird das validierte Simulationsmodell der Lenksäule eingesetzt.
- Bestimmung der Fallturmparameter mit dem Fallturm-Simulationsmodell derart, dass die realen Lasten und Laufweiten möglichst exakt abgebildet werden
- Validierung dieser Parameter im Fallversuch und Festlegung der Parameter zur Qualitätssicherung

Der Fallversuch bildet nicht exakt die Dynamik im Fahrzeug ab. Neben der fertigungsbegleitenden Qualitätssicherung ist aber eine Auslegung und Überprüfung der Komponenten hinsichtlich Festigkeit und Laufverhalten bereits in der Entwicklungsphase möglich.

3.6 Verschiebekräfte zur Einstellung der Lenksäule

Hierunter versteht man die Kräfte, die zum Verschieben von Lenksäule und Lenkzwischenwelle erforderlich sind. Bei der EVLS machen sich Verschiebekräfte indirekt über z. B. Akustik oder Lebensdauer der elektrischen Antriebe bemerkbar.

Die MVLS gibt dagegen eine direkte Rückkopplung an den Fahrer, wobei sich diese Verschiebekräfte aus der Verschiebekraft der Verstelleinheit und des Längenausgleichs am oberen Lenkstrang zusammensetzen. Die Thematik der Verschiebekraft im oberen Lenkstrang kann analog auf den Längenausgleich der Lenkzwischenwelle übertragen werden. Wesentliche Parameter sind hierbei

- das Kraftniveau und
- die Gleichförmigkeit der Verschiebekraft.

Neben gezielt ausgewählten Paarungen der Gleitlager und gegebenenfalls deren Befettung sind Stick Slip Effekte von besonderer Bedeutung, da hierdurch Knarz-Geräusche und ruckelnde Bewegungsabläufe generiert werden können. Stick Slip tritt im Mischreibungsgebiet häufig bei niedrigen Geschwindigkeiten auf. Anhand von Messungen im Labor kann somit die Lage des Systems auf der Stribeck-Kurve ermittelt werden und durch Einsatz geeigneter Schmierstoffe der Verlauf günstig – in Richtung Flüssigkeitsreibung – beeinflusst werden.

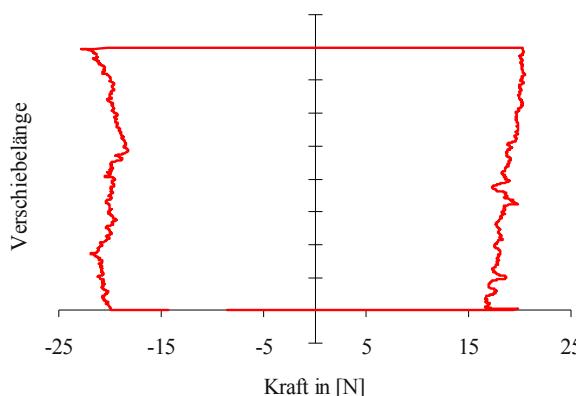


Bild J-33
Verschiebekräfte Längenausgleich

Bild J-33 zeigt den Verlauf der Verschiebekraft anhand eines Längenausgleichs mit gleitoptimiertem Keilwellenprofil. Sowohl Symmetrie beim Rein- und Rausschieben als auch die Streuung innerhalb eines Zykluses zeigen hier ein gut abgestimmtes System.

3.7 Temperatur

Lenkungskomponenten im Innen- und Motorraum können extremen Temperaturen von -40°C bis 250°C ausgesetzt sein. Neben den erwähnten Korrosionseffekten müssen folgende Effekte abgesichert werden:

- Einfluss von Relaxation und Retardation bei Einsatz von Kunststoffbauteilen
- Vermeidung von Geräusch und/oder Spiel durch unterschiedliche Ausdehnungskoeffizienten
- Einfluss der Temperatur auf statische und dynamische Festigkeiten, insbesondere bei Aluminium, Edelstahl und Kunststoff
- Eignung von Schmierstoffen in Wälzlagernungen der Zapfenkreuze und des Längenausgleichs

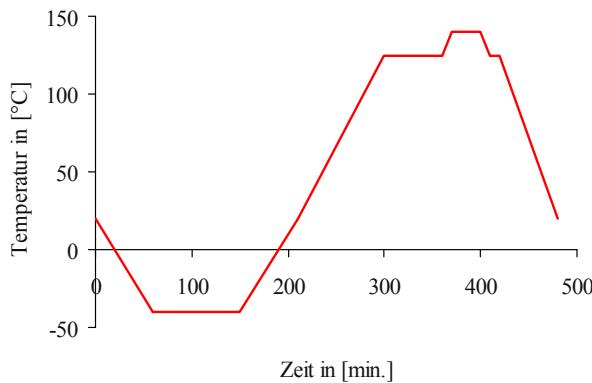


Bild J-34
Klima Prüfkollektiv

Analog zur Korrosionserprobung werden Temperaturkollektive wie nach **Bild J-34** eingesetzt, die sowohl die Betriebstemperaturen als auch Aufheizphasen im Stillstand abbilden. Zur strukturellen Absicherung werden Torsionsdauerläufe und Verschleißversuche auch unter Temperatureinfluss und Feuchte geprüft.

3.8 Korrosion

Lenksäulen und Lenkzwischenwellen sind aufgrund ihrer Anordnung im Fahrzeug sehr vielfältigen Konditionierungen ausgesetzt. Während die im Fahrzeuginnenraum installierte Lenksäule im Wesentlichen Temperatur- und Feuchtekollektive ertragen muss, ist die Lenkzwischenwelle sehr viel stärker beansprucht. Durch die exponierte Lage im Motorraum kann es zu extremen Belastungen kommen:

- Hohe Spitzentemperaturen
- Große Temperaturspannen, Aufheizen und Abschrecken durch Gischt
- Hohe Luftfeuchtigkeit bis zur Sättigung/Kondenswasser
- Kontamination mit Salzwasser und abrasiven Medien
- Benzin, Diesel, Öle, Polyharnstoff usw.

Diese Effekte können zu Korrosion führen. Neben möglichen Komforteinbußen wie Schwerwägigkeit des Längenausgleichs oder z. B. Lagerverschleiß muss Korrosion mit strukturellen Schädigungen der drehmomentführenden Teile verhindert werden.

Zur Überprüfung der Korrosionsbeständigkeit wird sowohl auf die genormten Versuche wie Salzsprühnebeltest (z. B. 720 h) und Klimawechseltest als auch fahrzeugspezifische Prüfzyklen zurückgegriffen. Da es trotz umfassender Ansätze zur Standardisierung problematisch ist, die spezifischen Effekte im Vorfeld zu erfassen, wird häufig auf so genannte dynamische Korrosionsversuche zurückgegriffen, in denen ganze Fahrzeuge oder Fahrzeugbereiche in Klimakammern dynamisch erprobt werden. Diese Erprobung erfolgt unter gerafften Kollektiven, um nach ca. sechs Prüfwochen eine geeignete Aussage über die Korrosionsbeständigkeit liefern zu können.

Zur Vermeidung von Korrosion werden Lenkzwischenwellen häufig aus korrosionsfesten 6er-Aluminiumlegierungen hergestellt. Bei erhöhten Dauertemperaturen ab ca. 150 °C muss man aufgrund von festigkeitsreduzierender Rekrystallisation des Aluminiums auf beschichtete Stahlsysteme oder Lösungen aus Edelstahl zurückgreifen. Bei den Beschichtungen muss auf sehr gute Haftung, hohe Duktilität und eine geringe Schichtdicke geachtet werden. Das Spektrum der verwendeten Beschichtungen reicht von Wachsen bis hin zu mehrschichtigen Schutzsystemen.

Darüber hinaus kommen auch mechanische Schutzsysteme in Form von Bälgen, Schutzkappen und Abstreifern/Dichtungen zum Einsatz.

4 Ausblick

Lenksäulen von Fahrzeugen, ab der gehobenen Kompaktklasse, haben inzwischen sowohl mit ihren technischen Grundeigenschaften als auch sicherheitstechnischen Merkmalen einen hohen Standard an Ergonomie und Sicherheit gesetzt. Bezuglich dieser Kriterien wird es zukünftig natürlich weiterführende Anforderungen, z. B. an die Vergrößerung des Verstellfeldes, geben. Hinsichtlich der Fahrzeugsicherheit wird ein wesentlicher Beitrag darin liegen, die Gesamtsysteme Fahrzeug, Airbag und Sicherheitsgurt mit Gurtspanner, noch sensibler aufeinander abzustimmen. Im Vergleich der verfügbaren Crashsysteme gibt es heute noch deutliche Unterschiede sowohl in Ansprechverhalten und beherrschbarer Kennlinie als auch in Hinblick auf die Toleranzbreite von Absorberkennlinien. Wie in fast allen anderen Segmenten auch, wird der Faktor Gewicht von zunehmender Bedeutung sein, wobei diese Anforderungen auch kostenseitig entsprechend darstellbar sein müssen. Grundsätzlich ist davon auszugehen, dass die Lenksäule zukünftig noch weiter in die tragende Struktur des Fahrzeugs integriert wird und nicht nur als zusätzliche Komponente mit dem Tragrohr verschraubt wird. Hier ist davon auszugehen, dass Lenksäule und Pedalbock integrativ mit Stirnwand und Tragrohr strukturell gekoppelt werden.

Lenkzwischenwellen werden in ihren Anforderungen an die definierten Eigenschaften der Gelenke und Längenausgleiche zukünftig noch genauer spezifiziert werden. Kennwerte der Steifigkeit im Nulldurchgang und Hysteresebreiten werden zunehmend als besondere Merkmale deklariert und erfordern damit höhere Anstrengung an die Produktion und Qualitätssicherung. Hinsichtlich Temperatur- und Korrosionsbeständigkeit ist inzwischen ein technologischer Stand erreicht, der in den nächsten Jahren wirtschaftlich nicht steigerungsfähig sein wird. Eine zukünftige Zielrichtung wird der konsequente Einsatz von Aluminiumbauteilen sein, unter Berücksichtigung von hochfesten und temperaturbeständigen Legierungen. Des Weiteren werden die Anforderungen an Crashsystemen zwischen den Gelenken zunehmen. Der bereits bei der Lenksäule aufgezeigte Trend wird sich hier grundsätzlich wiederfinden.

Die Autoren sind davon überzeugt, dass es auch in den nächsten Fahrzeuggenerationen sowohl konventionelle Lenksäulen als auch Zwischenwellen geben wird. Eine Kompensation durch By-Wire-Systemen ist, wenn auch technologisch darstellbar, noch nicht in greifbarer Nähe.

K

Mechanische und hydraulische Lenkungen

1 Begriffsbestimmung von Zahnstangenlenkungen

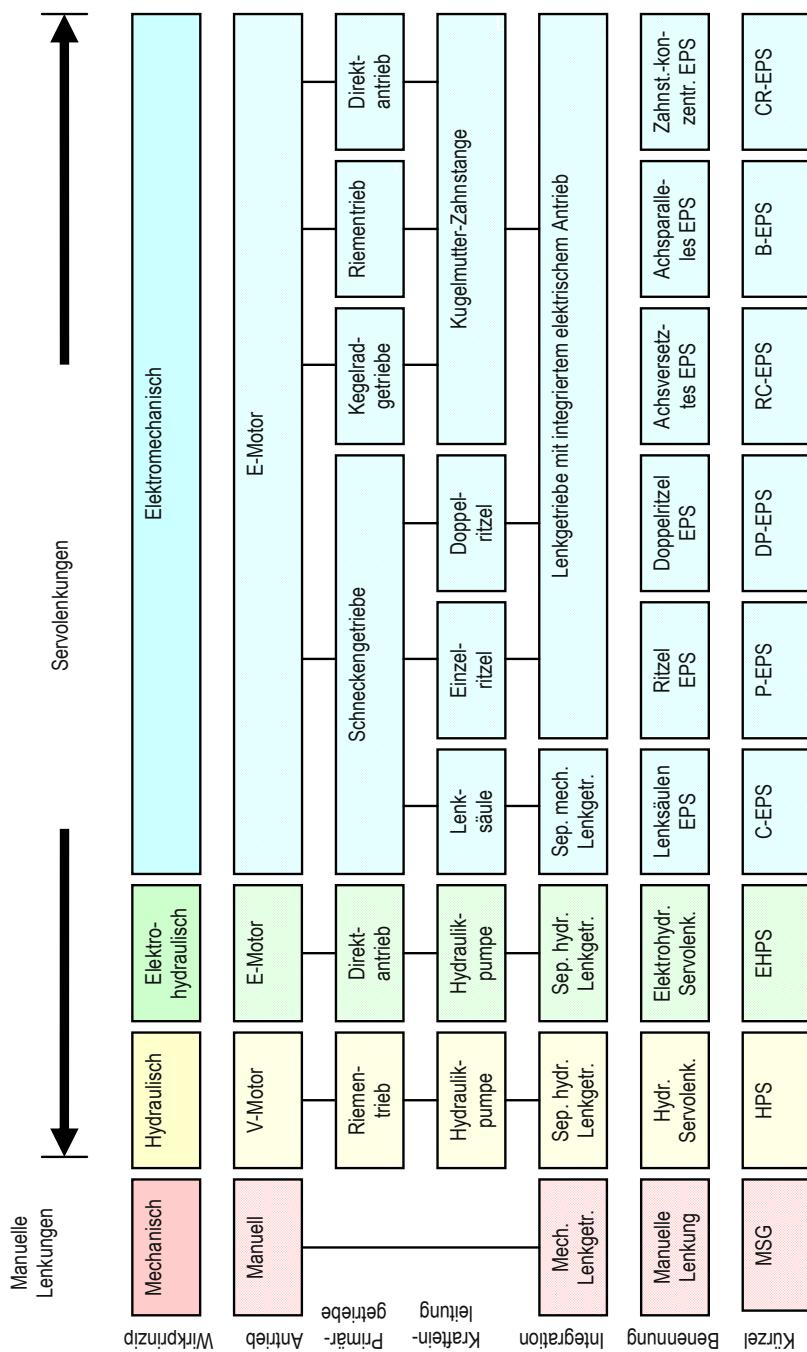
Die Familie der Lenkungsanlagen umfasst neben hydrostatischen Lenkungen und Kugelumlauflenkungen auch manuelle Zahnstangenlenkungen sowie Zahnstangen-Servolenkungen. Bei diesen zuletzt genannten Lenkungen setzt das Zahnstangenlenkgetriebe die Drehbewegung des Lenkrades in die Schiebebewegung der Zahnstange und somit in die Lenkbewegung der Räder um.

Tabelle K-1 zeigt das Ergebnis einer Klassifizierung ausgeführter Lenkungen. Als Unterscheidungsmerkmal für die unterschiedlichen Lenkungstypen sind das Wirkprinzip, der Antrieb, das Primärgetriebe, die Kraftleitung und die Integration gewählt. Die Benennung der Lenkung und das entsprechende Kürzel runden die Darstellung ab.

Bei einer manuellen Zahnstangenlenkung werden die Größen Lenkradwinkel und Lenkradmoment am Lenkrad eingeleitet und mittels der Verzahnungskomponenten Ritzel und Zahnstange in Zahnstangenkraft und Zahnstangenverschiebung umgesetzt. Außer diesen mechanischen Größen wird der manuellen Zahnstangenlenkung keine weitere Energie zur Verschiebung der Zahnstange zugeführt.

Die Zahnstangen-Servolenkungen arbeiten im Wesentlichen nach dem gleichen Wirkprinzip, wobei hier eine „Hilfskraft“ die Lenaktivitäten des Fahrers unterstützt. Diese Hilfskraft kann sowohl hydraulischer, elektrohydraulischer als auch elektromechanischer Natur sein. So wird z. B. bei der elektromechanischen Zahnstangenlenkung zur Verschiebung der Zahnstange die Hilfskraft über einen Elektromotor aufgebracht, der mittels eines zusätzlichen Unterstützungsgtriebes eine entsprechende Energiezufluhr ermöglicht. Im hydraulischen Fall versorgt eine vom Verbrennungsmotor angetriebene Hydraulikpumpe das Lenksystem. Im Gegensatz hierzu ist das Lenksystem bei der elektrohydraulischen Variante vom Verbrennungsmotor entkoppelt und die Hydraulikpumpe wird von einem Elektromotor angetrieben. Der Aufbau dieser Servolenkungen zeichnet sich dadurch aus, dass für die Steuerung der Hilfskraft das anstehende Lenkradmoment herangezogen wird. Als Basis für die Erfassung des Lenkradmoments wird in der Regel ein Drehstab eingesetzt, der bei den hydraulischen und elektrohydraulischen Lenkungen die Aktivierung des Lenkventils ermöglicht und bei den elektromechanischen Lenkungen einen entsprechenden Verdrehwinkel im Drehmomentsensor zulässt. Die manuelle Lenkung verfügt über keinen Drehstab.

In diesem Kapitel werden zunächst die mechanischen Zahnstangenlenkgetriebe betrachtet, die entweder manuell angetrieben werden oder bei denen das oben genannte Unterstützungsgtriebe vom mechanischen Zahnstangenlenkgetriebe räumlich getrennt ist.

Tabelle K-1 Klassifizierung ausgeführter Lenkungen

2 Verwendbarkeit/Vor- und Nachteile

Manuelle Zahnstangenlenkungen sowie Zahnstangen-Hilfskraftlenkungen werden fast ausschließlich in Fahrzeugen mit Einzelradaufhängungen an der Vorderachse verwendet. Das sind Pkw annähernd aller Fahrzeugklassen sowie in zunehmendem Maße leichte Nutzfahrzeuge.

Im direkten Vergleich zu den früher auch in diesen Fahrzeugklassen stark verbreiteten Kugelumlauflenkgetrieben sind die Vorteile (+) und die Nachteile (-) in der **Tabelle K-2** dargestellt. Zahnstangenlenkungen haben durch die geringere Lenkelastizität, den geringeren Raumbedarf, das geringere Gewicht des gesamten Lenksystems sowie die geringeren Herstellkosten die Kugelumlauflenkung fast aus allen Fahrzeugen verdrängt, die mit einer Einzelradaufhängung an der Vorderachse ausgerüstet sind. Die Nachteile der Zahnstangenlenkung in Bezug auf die geringere Dämpfung von Kraftimpulsen, die von außen eingeleitet werden (Stößigkeit), den Verlauf der Lenkübersetzung und die von den Spurstangen eingeleiteten Querkräfte werden durch konstruktive Maßnahmen ausgeglichen.

Tabelle K-2 Vergleich zwischen Zahnstangenlenkungen und Kugelumlauflenkungen

Beurteilungskriterium	Zahnstangenlenkung	Kugelumlauflenkung
Leichtgängigkeit	+	-
Wirkungsgrad	+	-
Stößigkeit	-	+
Lenkelastizität	+	-
Hubbegrenzung	+	-
Spurstangen – Querkräfte	-	+
Verwendbarkeit bei Starrachsen	-	+
Abfall der Gesamtlenkübersetzung über dem Lenkradwinkel	-	+
Aufbaukomplexität	+	-
Raumbedarf	+	-
Herstellungskosten	+	-
Gewicht inklusive Lenkgestänge	+	-

3 Kinematische Unterscheidungsmerkmale von Lenkgetrieben

Ein erstes grundsätzliches Kriterium zur kinematischen Unterscheidung der Lenkgetriebe ist die Position des Lenkrades im Fahrzeug, wobei zwischen Linkslenker- und Rechtslenker-Ausführungen unterschieden wird. Um alle Märkte bedienen zu können, werden in Europa für die meisten Fahrzeuge beide Varianten entwickelt und angeboten. Im einfachsten Fall, wenn die Fahrzeugeinbaumgebung es erlaubt (Package), sind die Lenkgetriebe beider Varianten spiegelsymmetrisch zur Fahrzeulgängsachse ausgelegt.

Darüber hinaus gibt es auch Ausführungen in einigen Sport- bzw. Rennfahrzeugen, bei denen das Lenkrad mittig positioniert wird. Diese sollen hier aber nicht näher betrachtet werden.

3.1 Position des Lenkgetriebes relativ zur Vorderachse

Bei der Positionierung eines Lenkgetriebes im Fahrzeug relativ zur Vorderachse wird grundsätzlich zwischen vier Möglichkeiten unterschieden, je nachdem ob die Zahnstangenachse eines Lenkgetriebes (Lenkgetriebeachse) und das von Spurhebel und Spurstange gebildete so genannte Lenkdreieck vor oder hinter der Vorderachse liegt (siehe Bild D-19, D-22, D-23, D-24).

Bei Fahrzeugen mit Vorderradantrieb und querliegender Motor-Getriebeeinheit liegen normalerweise sowohl das Lenkgetriebe als auch das Lenkdreieck hinter der Vorderachse. Diese Anordnung erlaubt eine einfache Integration der Lenksäule ins Package des Fahrzeugs. Allerdings stellt sich bei dieser Anordnung häufig der Nachteil einer hohen thermischen Belastung ein, da die Abgasanlage nahe am Lenkgetriebe verläuft.

Bei Fahrzeugen mit Standardantrieb werden überwiegend das Lenkgetriebe und das Lenkdreieck vor der Vorderachse positioniert. Auf diese Weise werden Konflikte im Package zwischen der längsliegenden Antriebseinheit und dem querliegenden Lenkgetriebe vermieden, während sich die Lenksäule leicht am Motor vorbeiführen lässt.

Die unterschiedliche Positionierung von Lenkrieben und Lenkdreiecken (z. B. das Lenkgetriebe hinter der Fahrzeugvorderachse und das Lenkdreieck vor der Fahrzeugvorderachse) wird kaum verwendet (siehe Kapitel D, Abschnitt 4).

Da die Positionierung des Lenkdreiecks letztendlich die Richtung des Verfahrweges der Zahnstange beim Lenken vorgibt, ist diese entscheidend bei der Verzahnungsauslegung und definiert die Steigungsrichtung der Ritzelverzahnung.

3.2 Anbindung des Lenkgetriebes im Fahrzeug

K

Bei der Mehrzahl der Fahrzeuge wird die Lenkung auf einem separaten Hilfsrahmen befestigt, der wiederum mit der Karosserie verbunden ist. Da auch die radführenden Komponenten des Fahrwerks zumindest teilweise an diesem Hilfsrahmen angebunden sind, ergibt sich so eine steife Verbindung zwischen der Lenkung und den Vorderrädern. Diese schafft die Basis für eine gute Lenkpräzision auch unter Einfluss von hohen Querkräften an den Rädern. Weiterhin ist der Hilfsrahmen von der Karosserie akustisch entkoppelt, so dass die Übertragung von Fahrwerksgeräuschen über das Lenkgetriebe in die Karosserie vermindert wird.

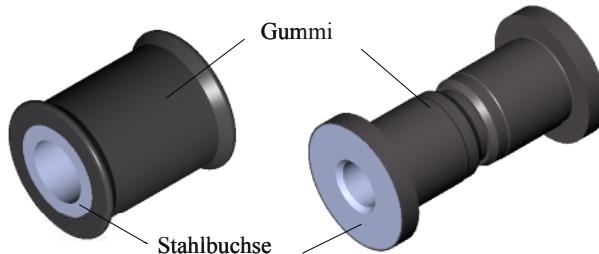
Darüber hinaus gibt es Fahrzeuge, bei denen die Lenkung alternativ getrennt von der Vorderachse direkt mit der Karosserie verbunden wird. Häufig wird diese Befestigung durch das Package vorgegeben, beispielsweise bei Fahrzeugen mit Vorderradantrieb und längsliegendem, vor der Vorderachse angeordnetem Motor (Beispiel Audi A6 bis Baujahr 2011). Teilweise wird die Lenkung als besonders kostengünstige Lösung auch direkt an der Spritzwand, also der Abtrennung zwischen Motorraum und Passagierraum, befestigt. Akustische Nachteile dieser Anordnung müssen, wenn sie nicht akzeptiert werden können, durch Zusatzmaßnahmen wie beispielsweise gedämpfte Spurstangen und eine elastische Anbindung des Lenkgetriebes an die Spritzwand ausgeglichen werden.

Die Befestigungspunkte können sowohl starr als auch flexibel, d. h. mittels so genannter Silentblöcke bzw. Gummilager ausgeführt werden. Eine starre Anordnung ermöglicht die höchste Steifigkeit des Lenksystems, hat aber Nachteile hinsichtlich der Akustik und der Stößigkeit. Die Anbindung über Gummilager bietet die Möglichkeit, das Ansprech- und Dämpfungsverhalten der Lenkung abzustimmen und einen für das jeweilige Fahrzeug optimalen Kompromiss zu erzielen.

Ein Gummilager, auch Gummimetalllager genannt, besteht prinzipiell aus einer meist aus Stahl hergestellten Buchse, die in einen Gummikörper einvulkanisiert wird. Dieser wirkt wie eine progressive Feder und bietet die dem Werkstoff Gummi eigene Materialdämpfung. Die für die jeweilige Anwendung notwendigen Steifigkeiten in radialer und axialer Richtung und die gewünschten

Dämpfungseigenschaften werden mittels Fahrzeugsimulationen und Fahrversuchen ermittelt. **Bild K-1** zeigt typische einteilige und zweiteilige Ausführungen von Gummilagern.

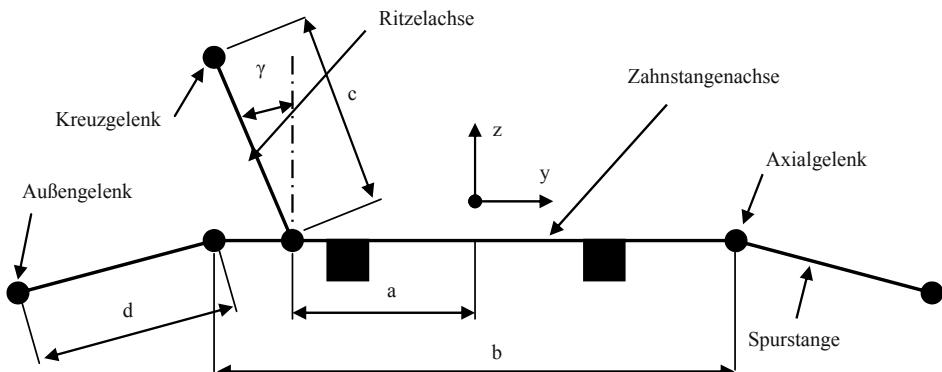
Die Anzahl von Befestigungspunkten kann variieren, von mindestens zwei zur präzisen Ausrichtung des Lenkgetriebes im Fahrzeug bis zu vier oder mehr, die zusammen mit den entsprechend abgestimmten Gummilagern eine präzise, kontrollierte Elastokinematik ermöglichen.

**Bild K-1**

Darstellung typischer Gummimetalllager in einteiliger und zweiteiliger Ausführung

3.3 Ausrichtungen des Lenkgetriebegehäuses

Die Koordinaten von Hauptpunkten eines Zahnstangenlenkgetriebes, im Einzelnen die Gelenkpunkte der Axialgelenke der Spurstangen, das untere Kreuzgelenk der Lenksäule sowie der Kreuzungspunkt der Zahnstangen- und Ritzelachse, werden vom Package des Gesamtfahrzeugs bestimmt und sind in **Bild K-2** skizziert. Demzufolge kann das Ritzelgehäuse sowohl nach außen als auch nach innen – bezogen auf die Fahrzeugmittelebene – ausgerichtet werden. Die Ausrichtung des Ritzelgehäuses nach innen bzw. senkrecht zu der Zahnstangenachse ist allerdings ungewöhnlich und wird hauptsächlich bei Rennfahrzeugen verwendet.

**Bild K-2** Typische Hauptpunkte eines Zahnstangenlenkgetriebes

3.4 Anbindung der Spurstangen

Je nachdem, wie die beiden Spurstangen mit der Zahnstange verbunden sind, wird zwischen Zahnstangenlenkungen mit Mittenabgriff und solchen mit einseitigem oder zweiseitigem Endabgriff unterschieden. Bei Zahnstangenlenkungen mit zweiseitigem Endabgriff werden die inneren Gelenke der Spurstangen (auch Axialgelenke genannt) direkt an die beiden Enden der Zahnstange ge-

schraubt. Diese Konfiguration stellt heute den Stand der Technik dar, **Bild K-3**. Sie bietet eine hohe Steifigkeit bei geringem Gewicht, weil die Zahnstangenachse durch die Gelenkpunkte beider Axialgelenke verläuft. Biegemomente in der Zahnstange entstehen nur durch von den Spurstangen eingeleitete Querkräfte, die abhängig vom Spurstangenwinkel sind (siehe auch **Bild K-2**). Da die Zahnstange in einem mechanischen Lenkgetriebe bei den üblichen Zahnstangenhuben in der Länge kompakt gestaltet werden kann, bleibt für diese Ausführung in der Regel auch ausreichend Platz im Package. Es können relativ lange Spurstangen verwendet werden, die dann auch bei voller Ein- oder Ausfederung der Vorderachse nur geringe Beugungswinkel aufweisen und somit auch nur geringe Querkräfte in die Zahnstange einleiten. Bei Zahnstangenlenkungen mit Mittenabgriff gibt es nur einen Anbindungspunkt für beide Spurstangen, der sich in der Stellung der Lenkung für Geradeausfahrt in der Fahrzeugmitte befindet. Dieser Lenkungstyp wird aufgrund des Gewichts und der benötigten Platzverhältnisse in neuen Applikationen kaum noch verwendet (siehe hierzu auch Kapitel K 9.1). Auch die so genannten Kurzlenkgetriebe mit einseitigem Endabgriff werden heute nicht mehr eingesetzt. Sie waren sehr kompakt gestaltet, so dass sie auf der Fahrerseite montiert werden konnten. Analog zu einem Lenkgetriebe mit Mittenabgriff wurden die Spurstangen an einem Ende der Zahnstange befestigt, während die andere Seite frei blieb. Diese Bauform war eher für rein manuelle Lenkungen mit entsprechend geringen maximalen Spurstangenkräften geeignet.



Bild K-3 Mechanisches Lenkgetriebe mit zweiseitigem Endabgriff (Renault Scenic 3)

K

3.5 Art des Übersetzungsverhältnisses

Als Übersetzungsverhältnis eines Zahnstangenlenkgetriebes wird üblicherweise der Hub der Zahnstange bei einer Umdrehung des Ritzels angegeben. Das heißt, bei einer höheren Übersetzung des Lenkgetriebes (mehr Zahnstangenhub pro Ritzelumdrehung), sinkt die gesamte Lenkübersetzung im Fahrzeug (Verhältnis Lenkradwinkel zu Lenkwinkel der Räder). Eine hohe Übersetzung des Lenkgetriebes bedeutet also einen verringerten Lenkradwinkelauflauf, beispielsweise auf kurvenreichen Straßen oder auch beim Abbiegen im Stadtverkehr. Andererseits erschwert eine hohe Lenkgetriebeübersetzung das präzise Einstellen von sehr kleinen Radlenkwinkeln, beispielsweise wenn geringfügige Kurskorrekturen der Geradeausfahrt bei hoher Geschwindigkeit vorgenommen werden sollen. Weiterhin bringt eine hohe Lenkgetriebeübersetzung bei manuellen Lenkungen hohe Lenkkräfte mit sich oder bedingt bei elektromechanischen Lenksystemen hohe Unterstützungsmomente.

Die Mehrzahl der in Serie befindlichen Lenkgetriebe hat eine konstante Lenkgetriebeübersetzung. Ändert sich die Lenkgetriebeübersetzung als Funktion des Lenkradwinkels oder des Zahnstangenhubes, spricht man von einer variablen Lenkgetriebeübersetzung. Dabei kann diese Variabilität mit zunehmendem Lenkradwinkel auf verschiedenen Teilstrecken konstant, steigend oder fallend ausgeführt werden. Dies ermöglicht eine Lösung der oben genannten Zielkonflikte. Bei den manuellen und mechanischen Zahnstangenlenkgetrieben werden die Übersetzungskurven meist mit zunehmendem Lenkeinschlag fallend ausgeführt, um dem kinematisch bedingten Anstieg der Lenkradmomente entgegen zu wirken. Auch so genannte „M“-förmige (steigend – fallend) Ausführungen sind bekannt, die diese Eigenschaft wiederum mit einer geringen Übersetzung bei Geradeausfahrt kombiniert. Typische Lenkübersetzungen unterschiedlicher Ausführungen sind in **Bild K-20** gegenübergestellt. Auf die fahrzeugelevanten Unterschiede, die daraus resultierenden Übersetzungskurvenverläufe sowie die Auslegungskriterien und Herstellungsmöglichkeiten eines variablen Lenkgetriebes wird näher in Kapitel K 5. Verzahnung und Lenkgetriebeübersetzung eingegangen.

4 Aufbau und Hauptkomponenten eines mechanischen Zahnstangenlenkgetriebes

Zu den wesentlichen lenkungsrelevanten Komponenten eines mechanischen Zahnstangenlenkgetriebes gehören die in **Bild K-4** und **K-5** gezeigten Einzelheiten:

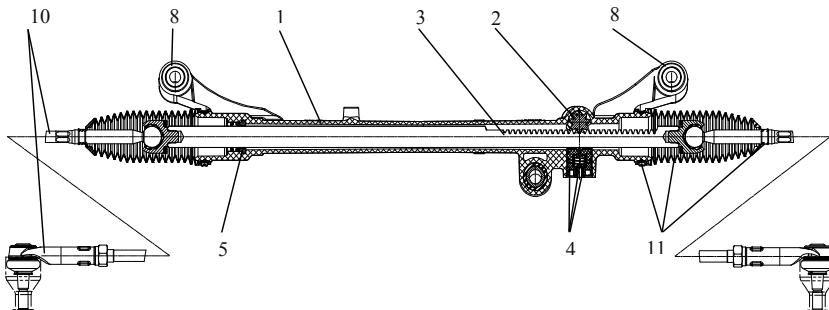
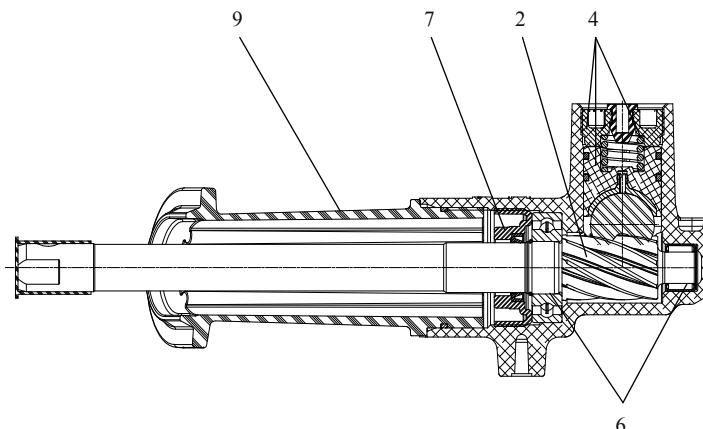


Bild K-4 Schnittbild eines mechanischen Zahnstangenlenkgetriebes



K

Bild K-5 Schnitt durch das Ritzelgehäuse eines mechanischen Zahnstangenlenkgetriebes

- 1 Lenkgetriebegehäuse
- 2 Lenkritzel
- 3 Zahnstange
- 4 Druckstückelemente einschließlich Feder und Einstellschraube des Druckstückspiels
- 5 Zahnstangenlagerbuchse
- 6 oberes und unteres Wälzlagerelemente des Lenkritzels
- 7 obere Ritzelschraube als Sicherungselement zur axialen Fixierung des Lenkritzels
- 8 Anbindungselemente zur Aufnahme und Fixierung des Lenkgetriebegehäuses im Fahrzeug
- 9 Abdichtelement des Lenkgetriebegehäuses zum Fahrzeuginnenraum und zwar im Bereich der Anbindung des Lenkritzels zur Lenksäule (Einsatz ist abhängig von der Einbausituation des Lenkgetriebes im Fahrzeug)
- 10 Spurstangen (Innengelenk und Außengelenk)
- 11 Faltenbalg einschließlich Klemmschellen

4.1 Lenkgetriebegehäuse

Das Lenkgetriebegehäuse dient zur Aufnahme bzw. Anbindung aller Lenkgetriebekomponenten und ist mit dem Fahrzeug starr oder elastisch über so genannte Gummi- oder Gummimetalllager (siehe **Bild K-1**) verbunden. Zusätzlich kommt dem Lenkgetriebegehäuse die Aufgabe zu, alle auftretenden Lenkkräfte in Form von eingeleiteten Lenkradmomenten und die von den Rädern über die Spurstangen auf die Zahnstange einwirkenden Kräfte aufzunehmen. Die Begrenzung des Lenkungshubs sowie die Aufnahme der Lenkanschlagkräfte zählen zu den weiteren Funktionsbestandteilen.

Einteilige und zweiteilige Lenkgetriebegehäuse sind die am meisten verbreiteten Ausführungsarten. Sie werden im Folgenden näher beschrieben.

4.1.1 Einteiliges Lenkgetriebegehäuse

Die einteilige Bauart ist in der Praxis am häufigsten vertreten und beispielhaft in **Bild K-6** dargestellt. Bei dieser Ausführung besteht das Lenkgetriebegehäuse aus Druckgussaluminium und bietet somit folgende Vorteile: Die Befestigungsflansche für die Anbindung des Lenkgetriebegehäuses an das Fahrzeug werden im Gussverfahren direkt mit angeformt. Durch dieses Verfahren lassen sich ebenfalls zusätzliche Halter und Befestigungselemente darstellen. Das Aluminiumdruckgussgehäuse weist ein geringes Gewicht auf und es bedarf keiner aufwendigen Schweißarbeiten sowie keines zusätzlichen Oberflächenschutzes, wie es bei Stahlteilen erforderlich ist.

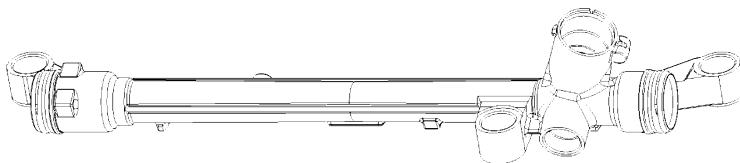


Bild K-6 Einteiliges Lenkgetriebegehäuse aus Aluminiumdruckguss

Typische Aluminium-Druckgusswerkstoffe für Lenkgetriebegehäuse sind z. B. GD AlSi9Cu3 oder GD AlSi12Cu. Eine Auflistung entsprechender Kennwerte zeigt **Tabelle K-3**. Weiterhin ist in der Tabelle der Sandguss G-AlSi7Mg0,3 mit seinen mechanischen Eigenschaften genannt, der vielfach im Prototypenbau und bei kleinen Stückzahlen eingesetzt wird.

Tabelle K-3 Typische Aluminium-Druckguss- und Sandgusswerkstoffe und deren mechanische Eigenschaften

	GD-Al Si 9 Cu 3 Druckguss	GD-Al Si 12 Cu Druckguss	G-Al Si 7 Mg 0,3 Sandguss (T6)
Zugfestigkeit N/mm ²	240–310	220–300	230–310
Streckgrenze (0,2 %) N/mm ²	140–240	140–200	190–240
Dehnung %	0,5–3	1–3	2–5
Brinell Härte (250 kg, 5 mm)	80–120 HB	60–100 HB	75–110 HB

4.1.2 Zweiteiliges Lenkgetriebegehäuse als Verbundkonstruktion

Bei der zweiteiligen Bauart besteht das Ritzelgehäuse aus Aluminium und das Zahnstangengehäuse aus einem Stahlrohr wie in **Bild K-7** gezeigt. Die Verbindung der Gehäuseteile erfolgt durch ein Verpressen beider Bauteile oder durch ein Umgießen des Stahlrohrs während des Druckgussprozesses. Während der ritzelgehäuseseitige Befestigungsflansch zur Lenkgetriebegehäuseanbindung ans Fahrzeug direkt durch den Gussprozess angeformt wird, erfolgt die stahlrohrseitige Lenkgetriebegehäuseanbindung zum Fahrzeug entweder durch einen ans Stahlrohr angeschweißten Halter oder durch einen um das Stahlrohr gegossenen Befestigungsflansch aus Aluminium. Eine sehr kostengünstige Variante zur Anbindung eines zweiteiligen Lenkgetriebegehäuses ans Fahrzeug lässt sich mit einer separaten stahlrohrseitigen Befestigungsschelle mit Gummieinsatz umsetzen.

Ein Vorteil dieser zweiteiligen Lenkgetriebegehäuseausführung liegt im Vergleich zum einteiligen Aluminiumgehäuse in dem geringeren Bauraumbedarf des Stahlrohrs aufgrund der niedrigeren Wandstärke. Das Stahlrohr benötigt jedoch einen separaten galvanischen oder lackierten Oberflächenschutz.

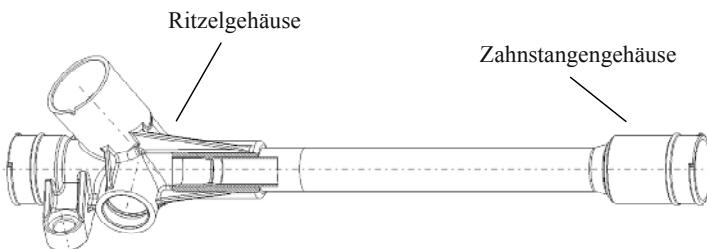


Bild K-7 Zweiteiliges Lenkgetriebegehäuse in Verbundkonstruktion

4.2 Lenkritzel

Das Lenkritzel ist einerseits über die Lenkzwischenwelle mit der Lenksäule und dem Lenkrad verbunden und befindet sich andererseits im Verzahnungseingriff mit der Zahnstange. Somit kommt dem Lenkritzel die Hauptaufgabe zu, die vom Lenkrad eingeleitete Drehbewegung in eine Schiebebewegung der Zahnstange umzusetzen.

4.2.1 Lenkritzellagerung

Eine weit verbreitete Anordnung der Lenkritzellagerung von mechanischen Zahnstangenlenkgetrieben besteht aus einem unteren Nadellager als Loslager in Kombination mit einem oberen Rillenkugellager als Festlager, das zusammen mit dem Lenkritzel axial fixiert ist, **Bild K-8**. Das obere Rillenkugellager wird zusammen mit dem Lenkritzel wiederum durch die obere Ritzelschraube axialspielfrei im Lenkgetriebegehäuse befestigt. Somit übernimmt das obere Rillenkugellager die Abstützung der axialen Verzahnungskräfte, die aufgrund der üblichen Schrägverzahnung von Ritzel und Zahnstange entstehen. Des Weiteren trägt es zusammen mit dem unteren Nadellager sowohl die radialen Verzahnungskräfte als auch die Kräfte, die von den Spurstangen über die Zahnstange auf das Ritzel wirken.

Neben dieser typischen Lagerung des Lenkritzels mittels Rillenkugellager und Nadellager gibt es noch die in **Bild K-9** gezeigte weniger verbreitete Variante mit zwei Schräkgugellagern. In diesem Fall wird jeweils ein Schräkgugellager oberhalb und unterhalb der Ritzelverzahnung angeordnet. Beide Lager übernehmen gleichzeitig sowohl die axialen und radialen Kräfte. Diese Variante der Ritzellagerung hat sich aufgrund der höheren Bauteilkosten nicht durchgesetzt.

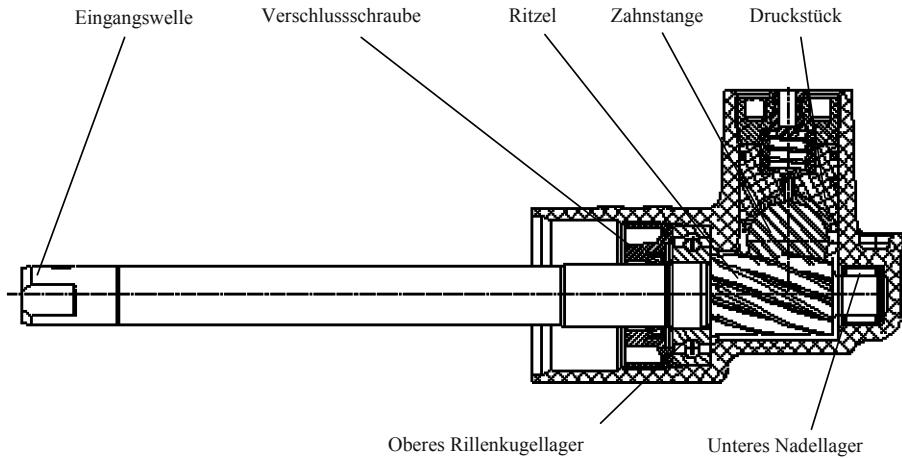


Bild K-8 Ritzellageranordnung mit Rillenkugellager (oben) und Nadellager (unten)

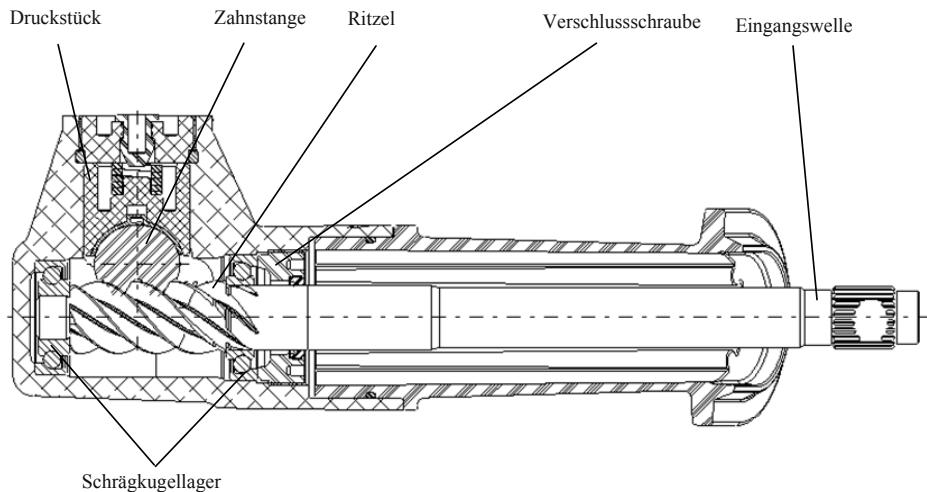


Bild K-9 Ritzellageranordnung mit zwei Schrägkugellagern

4.2.2 Ausführung der Lenkritzelpverzahnung

Das Lenkritzelp ist üblicherweise schräg verzahnt, um eine größere Verzahnungsüberdeckung im Zusammenspiel mit der Zahnstangenverzahnung zu erreichen. Dadurch ist gewährleistet, dass mehr als ein Zahn im Eingriff ist und dass ein gleichmäßiges Verzahnungskämmen sowie eine gleichförmige Drehmomentübertragung zwischen Lenkritzelp und Zahnstange erreicht werden. Mechanische Lenkgetriebe werden grundsätzlich mit großen Verzahnungsmodulen ausgelegt, um eine ausreichende Zahnfestigkeit aufgrund der hohen zu übertragenden Lenkmomente zu erhalten.

Als übliche Fertigungsverfahren für die Lenkritzelpverzahnung seien hier das am meisten angewandte Abwälzfräsen und das weniger verbreitete Verzahnungsstoßen genannt. Besondere Anforderungen

werden hierbei an den Rundlauffehler der Lenkritzelverzahnung (maximal 40 µm) gestellt, um einen gleichmäßigen Reibungsverlauf über dem Zahnstangenhub bei einem geringen Druckstückspiel zu erzielen.

4.3 Zahnstange und Zahnstangenführung

Die Zahnstange hat die Aufgabe, die über das Lenkrad ins Lenkritzel eingeleitete Rotationsbewegung über den Verzahnungseingriff zwischen Lenkritzel und Zahnstange in eine Schiebebewegung der Zahnstange und der daran befestigten Spurstangen umzusetzen. Dabei muss die Zahnstange die auftretenden maximalen Lenk- und Spurstangenkräfte in axialer und radialer Richtung übertragen. Der Zahnstangendurchmesser und deren Werkstoff zählen somit zu den zentralen Auslegungskriterien eines Zahnstangenlenkgetriebes. Primär sollte die Zahnstange eine ausreichende Biegefestigkeit aufweisen, um den maximal von den Spurstangen eingeleiteten Querkräften zu widerstehen. Typische Zahnstangenwerkstoffe und deren mechanische Eigenschaften sind in **Tabelle K-4** vergleichend gegenübergestellt.

Die Zahnstange wird im Allgemeinen aus einem Rundstahl gefertigt. Die Verzahnung wird entweder durch Umformen oder durch mechanische Bearbeitung eingebracht. Um das Gewicht zu optimieren, wird sie in der Regel teilweise oder ganz hohlgebohrt. Es existieren auch Ausführungen von Zahnstangen, bei denen ein Rohr entsprechend umgeformt wird wie in Kapitel K 5.5. über die Herstellverfahren von Zahnstangen näher beschrieben ist.

Tabelle K-4 Typische Zahnstangenwerkstoffe und deren mechanische Eigenschaften

	SAE 1040 C40-C43	EN8C	37CrS4 41CrS4
Zugfestigkeit N/mm ²	640	695	775
Streckgrenze (0,2 %) N/mm ²	440	495	620
Dehnung %	19	17	13

4.3.1 Zahnstangenführung

Die Schiebebewegung der Zahnstange wird durch zwei Lagerstellen ermöglicht. An der dem Lenkritzel gegenüberliegenden Seite läuft die Zahnstange in einer Gleitlagerbuchse (siehe **Bild K-4**) die die Zahnstangenquerkräfte in radialer Richtung aufnimmt.

Verzahnungsseitig wird die Zahnstange zwischen dem Lenkritzel und einem federbelasteten Druckstück geführt, siehe **Bild K-4, K-8 und K-9**. Das Druckstück umschließt dabei den Durchmesser der Zahnstange auf ihrer dem Lenkritzel abgewandten Seite (im Querschnitt betrachtet) nahezu vollständig und drückt mittels einer Druckfeder die Zahnstangenverzahnung möglichst spielfrei gegen die Lenkritzelverzahnung. Das Druckstück selbst wird möglichst spielfrei in einer Gehäusebohrung geführt. Damit garantiert auch diese Lagerstelle die Aufnahme der Zahnstangenquerkräfte in radialer Richtung. Die Darstellung in **Bild K-10** zeigt die auf das Druckstück wirkenden Kräfte, die sich aus Verzahnungstrennkraft, Zahnstangenquerkraft und Druckstückfederkraft zusammensetzen. Zur Gewährleistung einer sicheren Funktion der Zahnstangenlagerung wird in der Regel ein axiales Druckstückspiel von 50 bis 100 µm eingestellt. Der Aufbau des Druckstücks mit den Einzelkomponenten ist **Bild K-11** zu entnehmen.

Diese Lagerkonstellation reduziert die Bewegung der Zahnstange auf zwei Freiheitsgrade: Die erwünschte Schiebebewegung und ein mögliches, unerwünschtes Rollen der Zahnstange um ihre

Längsachse. Der Kontaktbereich zwischen den Verzahnungen von Lenkritzel und Zahnstange entlang der Lenkritzelachse weist eine relativ große Länge auf, wodurch die Zahnstange bei einer Rollbewegung vom Lenkritzel weggedrückt wird. Hierzu muss zuerst die Federvorspannung überwunden und die Druckstückfeder komprimiert werden, bis dass das Druckstück an der Einstellschraube zur Anlage kommt. Folglich sind die möglichen Rollbewegungen stark eingegrenzt und bewegen sich in einem Rahmen, der die Funktion des Lenkgetriebes nicht beeinträchtigt.

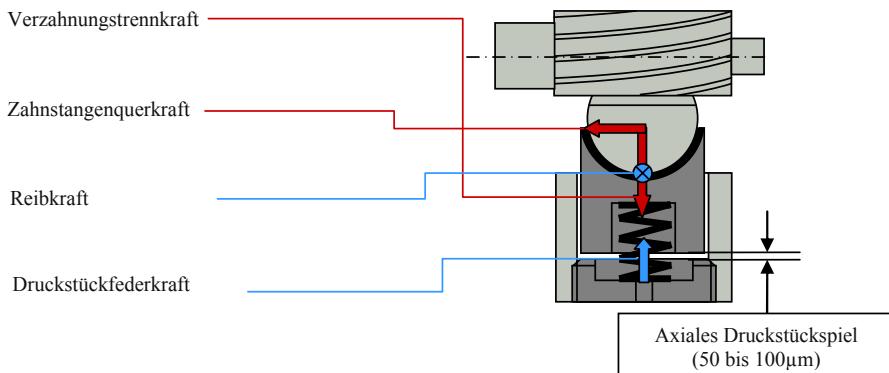


Bild K-10 Darstellung der auf das Druckstück wirkenden Kräfte und des axialen Druckstückspiels

4.3.2 Druckstück

Im Lenkgetriebetrieb hat das Druckstück folgende Funktionen zu erfüllen:

- Gewährleistung einer möglichst spielfreien Gleitlagerung von axialen Zahnstangenhubbewegungen
- Gewährleistung eines möglichst spiel- und geräuschofreien Verzahnungseingriffs zwischen Lenkritzel und Zahnstange
- Abstützung von radialen und axialen Verzahnungstrennkräften zwischen Lenkritzel und Zahnstange
- Abstützung von lenkritzelseitigen Spurstangenkräften
- Ausgleich von fertigungsbedingten Verzahnungstoleranzen zwischen Lenkritzel und Zahnstange
- Abstimmung von Lenkeigenschaften durch Variation der Reibungspaarung zwischen Zahnstange und Druckstück
- Unterdrückung von mechanischen Geräuschen

Aufbau des Druckstücks

Um den Anforderungen gerecht zu werden, hat sich in der Praxis folgender Aufbau des Druckstückzusammenbaus durchgesetzt. Bei dem Druckstück handelt es sich um ein außenrundes Gleitlagerelement, das sich in einer entsprechend tolerierten Lenkgetriebe-Gehäusebohrung axial verschiebt. Wie die Darstellung des Druckstückaufbaus in **Bild K-11** zeigt, befindet sich zahnstangenseitig eine Gleitfolie, die am Druckstück fixiert ist und eine reibungssame Bewegung der Zahnstange zulässt. Zur radialen Dämpfung des Druckstücks können ein oder zwei O-Ringe integriert werden, die in entsprechenden Nuten Platz finden. Die Druckfeder sowie die Einstellschraube gewährleisten ein sicheres Abstützen der Zahnstange. Die zur direkten Ermittlung des Druckstückspiels in der Einstellschraube befindliche Bohrung, lässt sich nach der Messung mit dem Abdichtstopfen verschließen.

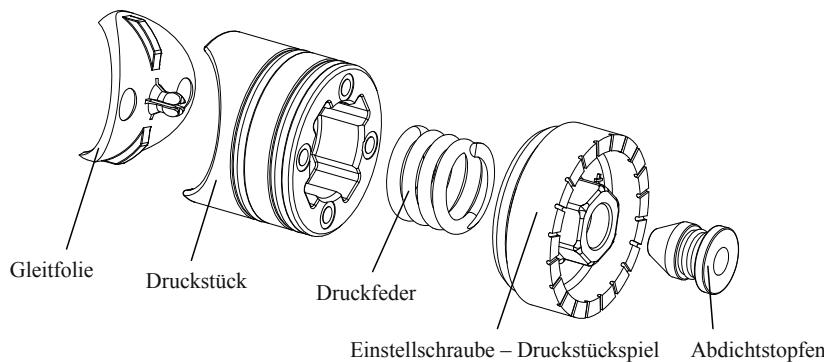


Bild K-11 Aufbau des Druckstückzusammenbaus im Lenkgetriebegehäuse

Bild K-12 zeigt potenzielle Geräuschquellen im System der Zahnstangenlagerung durch das Druckstück. Diese Lagerkonstellation kann unter bestimmten Belastungen wie bei wechselnden Spurstan genkräften (beispielsweise bei einer Fahrt über unebenes Kopfsteinpflaster) oder beim Wechsel der Bewegungsrichtung der Zahnstange („Umlenkklopfen“) zu Klappergeräuschen führen, die durch entsprechende Maßnahmen möglichst vollständig verhindert werden sollen.

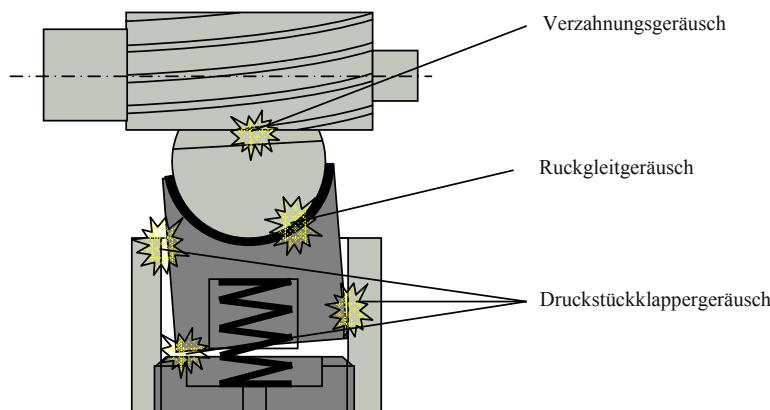


Bild K-12 Potenzielle Geräuschquellen im Verzahnungs- und Druckstückbereich

Um Geräusche vom Druckstück zu vermeiden, wird ein möglichst geringes radiales und axiales Spiel des Druckstücks in der Gehäusebohrung angestrebt.

Das radiale Lagerspiel ergibt sich primär aus den erreichbaren Toleranzen für den Außendurchmesser des Druckstücks und den Innendurchmesser der Druckstückbohrung. Es hängt damit sowohl von der gewählten Art der Bearbeitung dieser Durchmesser als auch von der Werkstoffpaarung ab, da bei unterschiedlicher Wärmedehnung ein Klemmen des Druckstücks konstruktiv verhindert werden muss.

Das axiale Lagerspiel wird direkt durch die Einstellschraube für das Druckstückspiel vorgegeben, die letztlich einen Anschlag für den Druckstückkörper darstellt und eine weitere Bewegung verhindert. Auch hier gilt, dass das Spiel möglichst gering sein sollte. Dennoch ist zu beachten, dass ein unzureichendes Druckstückspiel einen starken Anstieg der Reibung an der Zahnstange zur Folge

hat, die vom Fahrer als sehr unangenehm empfunden wird und von ihm gegebenenfalls mit einem Klemmen der Zahnstange gleichgesetzt wird. Daher muss das Druckstückspiel so eingestellt werden, dass es neben den bereits erwähnten Toleranzen und Dehnungsdifferenzen auch noch die erlaubten Abweichungen der Zahnprofile von Zahnstange und Lenkradkranz, den Rundlauffehler des Lenkradkranzes und die erlaubte statische Durchbiegung der Zahnstange ausgleichen kann. In die Definition des Druckstückspiels fließen somit die erlaubten Toleranzen der genannten Komponenten ein. Allgemein ist ein Druckstückspiel von maximal 100 µm üblich. Die Messung des Druckstückspiels erfolgt während der Justierung der Einstellschraube direkt durch eine Bohrung in ihrer Mitte. Nach der Einstellung des Spiels wird die Bohrung in der Einstellschraube durch den Abdichtstopfen verschlossen.

Die Einstellschraube kann weiterhin im Kontaktbereich zum Druckstück optional auch mit einem integrierten O-Ring ausgestattet werden, um eine weitere Geräuschkopplung in diesem Bereich zu erreichen, falls im Betrieb der Lenkung das Druckstück auf der Einstellschraube anschlägt.

Als mögliche Druckstückmaterialien kommen Aluminium, Zink-Aluminiumlegierungen, Sintermetall oder auch Kunststoff zum Einsatz. Bei den Metalldruckstücken wird die Reibkontaktefläche zur Zahnstange durch eine zusätzliche Gleitfolie aus Kunststoff oder aus Verbundmetallwerkstoff mit Bronze und PTFE-Auflage gebildet. Die verschiedenen Gleitmaterialien ermöglichen in Kombination mit der Vorspannung der Druckstückfeder eine Abstimmung der Reibung auf das gewünschte Niveau. Generell wird dabei eine möglichst geringe Reibung angestrebt, um dem Fahrer ein gutes Lenkgefühl zu ermöglichen. Gleichzeitig muss die Lenkung aber auch von außen wirkende Störungen und Vibrationen dämpfen, wozu eine definierte Reibung ihren Beitrag leistet. Allen Gleitmaterialien ist aber gemein, dass der Unterschied zwischen Gleitreibung und Haftreibung möglichst gering sein sollte, um Stick-Slip-Effekte und dadurch verursachte Geräusche oder auch sprunghafte Zahnstangenbewegungen bei kleinen Lenkkorrekturen zu vermeiden.

Je nach Zahnstangengeometrie im Verzahnungsbereich, d. h. Halbrundform, Y-Form oder V-Form (siehe Kapitel K 5.5. Herstellungsverfahren), werden die Reibkontakteflächen des Druckstücks zur Zahnstange entsprechend angepasst. Durch den Einsatz von Y- oder V-förmigen Druckstücken lässt sich das verzahnungsbedingte Zahnstangenrollen weitestgehend unterbinden.

K

Druckstückabstimmung

Zusammenfassend bietet das Druckstück mit seinen Komponenten die Möglichkeit, eine Abstimmung der Lenkungseigenschaften vorzunehmen und mechanische Geräusche sowie Zahnstangeschwingungen zu dämpfen und das Lenkverhalten zu optimieren. Die konstruktiven Einflussfaktoren sind die Höhe der Druckstückfederkraft, die Gleiteigenschaften der Kontaktfläche des Druckstücks zur Zahnstange bzw. ihr Reibungskoeffizient sowie das Lagerspiel des Druckstücks und der Einsatz von O-Ringen am Umfang. Diese Faktoren wirken sich auf das Ansprech-, Dämpfungs- und Geräuschverhalten eines mechanischen Lenkgetriebes aus und können die Lenkungseigenschaften in gewissen Grenzen beeinflussen.

Veränderungen im Druckstückbereich werden in der Praxis oft in Anspruch genommen, um Geräusche und Schwingungen zu dämpfen, die erst spät im Entwicklungsprozess erkannt werden, ohne fundamentale Änderungen am Lenkgetriebe vorzunehmen.

4.3.3 Zahnstangenlagerbuchse

Bei der Zahnstangenlagerbuchse, die neben dem Druckstück mit Lenkradkranz die zweite Zahnstangenlagerstelle eines mechanischen Lenkgetriebes bildet, handelt es sich um ein Gleitlager, welches die von den Spurstangen in die Zahnstange eingeleiteten Querkräfte abstützt und die Schiebebewegung der Zahnstange reibungsfrei und geräuscharm gewährleistet. In einigen Anwendungen übernimmt die Zahnstangenlagerbuchse auch die Funktion des Lenkungsendanschlages, der den Zahnstangenhub begrenzt.

Bei mechanischen Zahnstangenlenkgetrieben und Lenkgetrieben für Lenkritzel-EPS haben sich Gleitlager aus Kunststoffmaterial durchgesetzt, Gleitlager aus Sintermetall sind weniger verbreitet. Analog zum Kontaktbereich von Zahnstange und Druckstück lässt sich auch hier die gewünschte Reibung durch die Wahl der Werkstoffpaarung einstellen. Um Klappergeräuschen entgegenzuwirken, werden bei den Kunststoffgleitlagern zum Teil zwei O-Ringe am Außendurchmesser der Zahnstangenbuchse angeordnet. Hierdurch wird eine gute Geräuschdämpfung erreicht. Zusätzlich lässt sich mit Hilfe dieser O-Ringe auch eine gewisse Dämpfung von axialen Zahnstangenbewegungen bei kleinen Hubbewegungen erzielen. Darüber hinaus werden auch schlagartige Lastimpulse in radialer Richtung mit Hilfe dieser Lagerausführung gedämpft. Ein Beispiel für eine Zahnstangenlagerbuchse aus Kunststoff mit zwei O-Ringen zeigt **Bild K-13**.

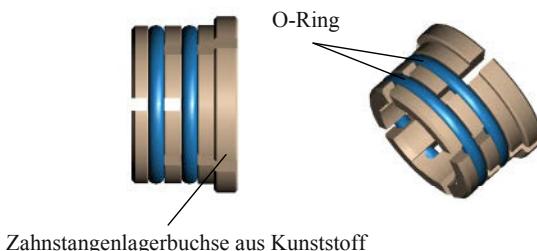


Bild K-13
Zahnstangenlagerbuchse
mit zwei O-Ringen

5 Verzahnung und Lenkgetriebeübersetzung

Ziel der Verzahnungsauslegung ist die Berücksichtigung verschiedener Grenzkriterien wie hohe Tragfähigkeit, hoher Wirkungsgrad, geringe Geräuschneigung und hohe Biegefestigkeit der Zahnstange. Da die einzelnen Maßnahmen zum Teil gegenläufige Effekte haben, muss in der Regel ein Kompromiss gefunden werden. Für einen vorgegebenen Zahnstangendurchmesser wird im Allgemeinen angestrebt, die größtmögliche Profil- und Sprungüberdeckung zu erreichen. Dabei darf der Restquerschnitt aus Gründen der Biegefestigkeit der Zahnstange nicht zu stark geschwächt werden. Es wird zwischen einer konstanten und einer variablen Lenkgetriebeübersetzung unterschieden.

5.1 Konstante Lenkgetriebeübersetzung

Der Einsatz von Lenkgetrieben mit konstanter Übersetzung (auch CGR – Constant Gear Ratio genannt) ist in der Automobilindustrie im Bereich herkömmlicher Lenkungen weit verbreitet. Der Grund liegt in der historisch gesehen einfacheren Herstellung mit Hilfe des Räumverfahrens. Dieses gilt als etabliertes Fertigungsverfahren für die „normale“ Zahnstangenverzahnung und wird am meisten angewandt; zu den weniger verbreiteten Verfahren zählen das Schleifen und das Fräsen von Verzahnungen.

Für ein konstant übersetztes Lenkgetriebe wird die Gesamtlenkübersetzung durch die Mittenübersetzung und die Lenkachsgeometrie des Fahrzeugs bestimmt. Folglich ist die Wahl einer geeigneten Übersetzung ein Kompromiss zwischen der bevorzugten Lenkübersetzung im Mittenbereich oder der „geradeaus“ Position, der gewünschten Manövriergeschwindigkeit des Fahrzeugs und der Gesamtanzahl der Lenkradumdrehungen von Lenkanschlag zu Lenkanschlag.

Die Möglichkeit der individuellen Anpassung der Lenkeigenschaften mit Hilfe einer variablen Übersetzung stellt eine komfortable Lösung dar, um den bestmöglichen Kompromiss bei der Auslegung und Anpassung eines Lenksystems zu finden.

Für die Regeln zur Auslegung der Verzahnung ist die konstante Übersetzung ein Spezialfall der variablen Übersetzung, so dass die in den folgenden Abschnitten behandelten Auslegungskriterien auch auf die Verzahnung mit konstanter Übersetzung anwendbar sind.

5.2 Variable Lenkgetriebeübersetzung

Bei den so genannten variablen Verzahnungen mit einer sich über den Hub ändernden Flankengeometrie sind die oben genannten Fertigungsverfahren nicht anwendbar. Aus diesem Grund werden die Zahnstangen mit variablen Verzahnungen in der Serienfertigung entweder warm oder kalt umgeformt.

Verzahnungen mit variabler Übersetzung (auch als VGR – Variable Gear Ratio bekannt) verwenden ebenso wie die Varianten mit konstanter Lenkgetriebeübersetzung ein schrägverzahntes Ritzel. Die Zahnflanken der Zahnstangenzähne sind so gekrümmmt, dass sich zu jedem Zeitpunkt des Eingriffs gleiche Eingriffswinkel für die sich in Kontakt befindenden Zähne ergeben. **Bild K-14** zeigt links den Stirnschnitt durch die Zahnstange und Ritzelverzahnung. Im Abstand des Teilkreisdurchmessers d_1 haben die Zähne der Zahnstange eine Stirnteilung p_{t1} (Normalteilung zur Ritzelachse) und einen hiermit verbundenen Eingriffswinkel. Wird der Eingriffswinkel erhöht, führt dies zu einer Verschiebung der Kontaktlinien hin zum Kopf des jeweiligen Ritzelzahns. Rechts in **Bild K-14** ist eine Erhöhung des Eingriffswinkels im Stirnschnitt dargestellt. Entsprechend befinden sich die Kontaktlinien zwischen Ritzel- und Zahnstangenzähnen im Abstand des Teilkreisdurchmessers in der Nähe der Zahnpöpfen des Ritzels. Der Schrägungswinkel β_{z2} der Zahnstangenverzahnung wird mit vergrößertem Teilkreisdurchmesser d_2 größer, da der Schrägungswinkel der Ritzelzähne mit steigendem Teilkreisdurchmesser größer wird.

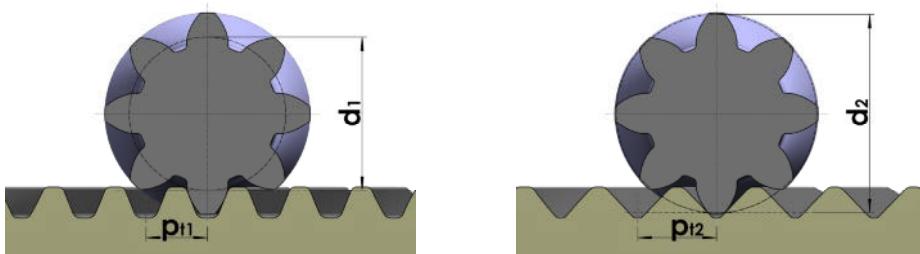


Bild K-14 Stirnschnitte durch Ritzel zeigen unterschiedliche Eingriffswinkel

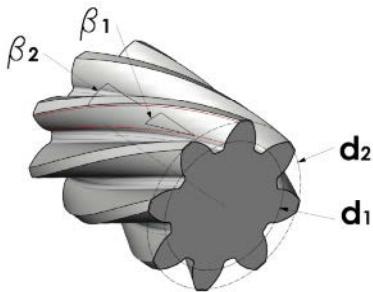
In **Bild K-15** sind die unterschiedlichen Schrägungswinkel des Ritzels bei unterschiedlichen Teilkreisdurchmessern dargestellt. Unter dem Einfluss eines kleinen Eingriffswinkels ergibt sich bei einem angenommenen „Achskreuzwinkel“ oder auch „Installationswinkel“ γ des Lenkgetriebes die Axialteilung p der Zahnstangenzähne:

$$p_1 = p_{t1} * \cos(\gamma + \beta_{z1}) / \cos(\beta_{z1}) \quad \text{K.1}$$

Der Zahnstangenweg s_y , der pro Lenkradumdrehung zurückgelegt wird („Steigung“ oder auch „C-Faktor“), berechnet sich mit der Anzahl der Ritzelzähne n zu:

$$s_y = p_1 * n \quad \text{K.2}$$

In Folge der Variation des Eingriffswinkels (im Normalschnitt) der Zahnstangenzähne ändern sich somit auch der Schrägungswinkel β_z und das Modul m (vgl. **Bild K-15**).

**Bild K-15**

Unterschiedliche Schrägungswinkel bei unterschiedlichen Teilkreisdurchmessern des Ritzels

5.2.1 Entwicklungsgeschichte

Variable Übersetzungen (VGR) sind seit 1963 für Kugelumlauf-Lenkgetriebe im Einsatz. Die Entwicklung der Zahnstange mit variabler Verzahnung hat wesentlich länger gedauert. Obwohl die ersten Patente bereits 1955 eingereicht wurden, begann die tatsächliche Entwicklung mit dem Patent von Henry Merritt erst 1964. Bei Merritts Ausführung wurde ein Stirnradritzel in einem 90° -Winkel zur Zahnstange montiert. Diese Art der variablen Lenkgetriebeübersetzung bot eine nur sehr geringe Erhöhung der Übersetzung von ca. 8 % im Vergleich zur Grundübersetzung.

Nach verschiedenen weiteren Patenten zur variablen Verzahnung und entsprechenden Weiterentwicklungen ließ Arthur Bishop die moderne variable Übersetzung einer Zahnstange mittels eines schrägverzahnten Evolventenritzels patentieren. Diese Art der Übersetzung wurde erstmalig im Rahmen eines mechanischen Lenkgetriebes für den Isuzu Piazza angewandt, der 1981 auf den japanischen Markt kam. Das Lenkgetriebe wurde in Japan von dem Lenkgetriebehersteller Jidosha Kiki Company (JKC) hergestellt. Danach begann auch ZF mit der Nutzung von variablen Lenkgetriebeübersetzungen im Opel Ascona, Ford Sierra, in der BMW 3-Serie (E30) und dem Fiat Daily 1985. Die anfänglichen Einsatzbereiche beschränkten sich meist auf mechanische Lenksysteme zur Reduzierung des Lenkaufwands hin zum Lenkanschlag. In den 90er Jahren kam die variable Übersetzung zunehmend im Bereich hydraulischer Lenkungen zum Einsatz. Die erstmalige Verwendung von variablen Übersetzungsverhältnissen in Verbindung mit elektrisch angetriebenen Lenksäulensystemen erfolgte 2001 von TRW beim Fiat Stilo und von Koyo-Seiko beim Saturn Vue.

K

5.3 Anwendungen

Zahnstangen mit variabler Übersetzung wurden zunehmend gefragt, um die Zielkonflikte im Bereich der Auslegung der Lenkübersetzung zu bewältigen und neue Möglichkeiten zu eröffnen. Obgleich die ersten Anwendungen darauf ausgerichtet waren, ohne großen Einfluss auf die Manövriergeschicklichkeit ausreichend Zahnstangenkraft zur Verfügung zu stellen, konzentrierten sich spätere Lösungen mehr auf das Bedürfnis nach verbesserten dynamischen Eigenschaften und ergonomischen Vorteilen.

5.3.1 Lenksystem-orientierte Anwendung

Die ersten Anwendungen der variablen Lenkgetriebeübersetzung konzentrierten sich stark auf den mechanischen Vorteil für das Lenksystem. Die Gesamtlenkübersetzung eines Lenksystems mit konstanter Lenkgetriebeübersetzung wird geringer, wenn der Vorderradwinkel in Richtung Lenkungsanschlag ansteigt. Dieses Phänomen ist eine Folge des effektiven Lenkhebelarmradius r_L , der sich durch Drehung der Vorderräder aus der Geradeausstellung bis hin zum Volleinschlag reduziert. Durch die variable Ausführung kann die Lenkgetriebeübersetzung mit zunehmendem Lenkeinschlag unter Beibehaltung einer hohen Gesamtlenkübersetzung reduziert werden.

Mechanisches Lenkgetriebe – Reduziertes Drehmoment

Eine grundlegende Herausforderung für die Ingenieure von Lenksystemen war es, für mechanische Lenkgetriebe einen Kompromiss zur Lenkübersetzung im Mittenbereich zu finden. Dieser sollte den Anstieg der Lenklasten bei Annäherung an den maximalen Einschlag begrenzen und gleichzeitig die Gesamtanzahl an Umdrehungen des Lenkrades auf ein akzeptables Maß reduzieren. Diese Aufgabe wird zusätzlich durch steigende Achslasten und steigende Lenklasten bedingt durch die Fahrwerksgeometrie erschwert.

Eine Reduzierung der Übersetzung zum partiellen Ausgleich der erhöhten Lasten im Parkierbereich ermöglicht die Aufrechterhaltung einer größeren Übersetzung in der Mittenlage. Dies führt zu einer geringeren Anzahl von Lenkradumdrehungen im Vergleich zu einem System, welches eine konstante Übersetzung aufweist. Der Einsatz einer variablen Übersetzung in klassischen mechanischen Lenkgetrieben war in den vergangenen Jahren eher rückläufig. Die jüngste Anwendung einer Zahnstange mit variabler Verzahnung für ein mechanisches Lenkgetriebe erfolgte beim Smart, dem MRR Roadster. Den Übersetzungsverlauf der mechanischen Lenkung in diesem Fahrzeug zeigt **Bild K-16**.

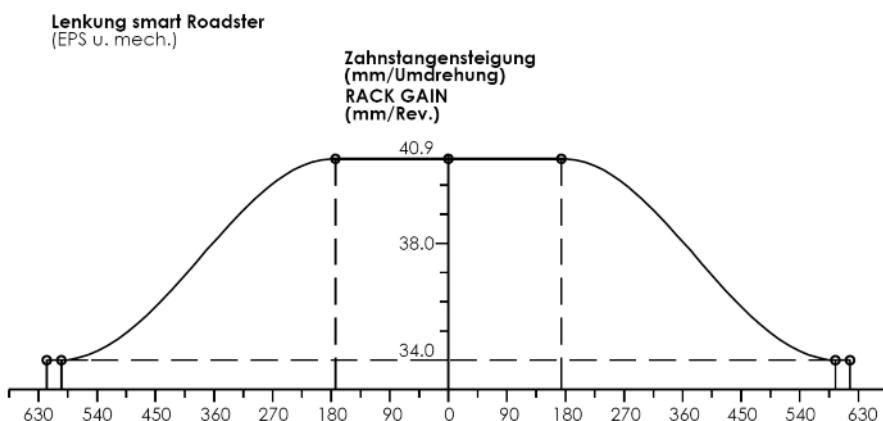


Bild K-16 Übersetzungsverlauf des mechanischen Lenkgetriebes im smart Roadster (Quelle: Daimler)

Im Gegensatz zu hydraulischen und zahnstangenunterstützten elektromechanischen Lenkgetrieben bauen mechanische Lenkgetriebe zwar kleiner, sind aber in der Regel höheren Ritzelmomenten und Belastungszyklen ausgesetzt. Hieraus resultieren erhöhte Kräften in der Verzahnung, welche zu Verschleißproblemen führen können. Besonderes Augenmerk gilt hierbei der Zahndurchbiegung und den Kontaktspannungen in der Verzahnung.

Servounterstütztes Lenkgetriebe – Reduzierter Leistungsbedarf

Lenkkraftunterstützte Systeme mit konstanter Lenkgetriebeübersetzung haben oft nicht genug Leistung, um die Zahnstange mit der geforderten Lenkradwinkelgeschwindigkeit in die Anschlagsposition zu bewegen. Als Ursache hierfür können ein hohes Vorderachsgewicht, hohe Lenklasten oder eine begrenzte Leistung des Servosystems genannt werden.

Eine begrenzte Leistungsversorgung kann auch bei einigen lenksäulen- und ritzelunterstützten EPS Systemen festgestellt werden. Diese Systeme werden in der Mehrzahl in Fahrzeuge mit kleineren Vorderachslenkräften verbaut, bei denen Platzbedarf und Kosten eine entscheidende Rolle spielen.

Die Art der variablen Verzahnung, die für lenksäulen- oder ritzelunterstützende EPS Systeme verwendet wird, ähnelt der in manuellen Lenkgetrieben verwendeten Übersetzung. Übereinstimmung besteht darin, dass die Übersetzung im Bereich außerhalb der Mitte geringer ist als im Mittenbereich.

reich. Durch diese Maßnahme wird bei diesen Systemen im Vergleich zum manuellen Lenkgetriebe der gleiche Vorteil des reduzierten Ritzelmoments erzielt. Dennoch sind die Belastungen auf die Verzahnung in dieser Art von Lenkgetrieben erwartungsgemäß höher als bei anderen Lenkgetriebetypen, da das gesamte Fahrer- und Unterstützungsmoment auf die Verzahnung von Zahnstange und Ritzel wirkt.

Bei der Auslegung von hydraulischen oder elektro-mechanischen zahnstangengetriebenen Systemen besteht ein Ziel darin, die Zahnstange in ihrer Bewegung hin zur Anschlagsposition zu begrenzen. Hierdurch wird der Leistungsbedarf reduziert und innerhalb der spezifizierten abgegebenen Leistung des Servosystems gehalten.

In allen Fällen kann der Anspruch an die variable Übersetzung als Funktion der Lenkgeometrie dargestellt werden. Dadurch wird der Leistungs- und Drehmomentbedarf des Servosystems begrenzt.

5.3.2 Fahrerorientierte Anwendung

Lenkkraftunterstützte Systeme in Verbindung mit einer variablen Lenkgetriebeübersetzung ermöglichen bei geeigneter Abstimmung eine erleichterte Handhabung des Fahrzeugs im Fahrbetrieb. Vorteile wie ein leichteres Einparken, eine geringere Lenkungs-Nervosität bei hohen Fahrgeschwindigkeiten sowie ein verbessertes dynamisches Verhalten des Fahrzeugs zählen hierbei zu den Hauptmerkmalen.

Ergonomie

Im Gegensatz zu der oben beschriebenen Verringerung der Zahnstangenübersetzung bei zunehmendem Lenkeinschlag ist bei ausreichender Servounterstützung auch eine Zunahme der Übersetzung denkbar. Durch den vermehrten Einsatz von leistungsstarken lenkkraftunterstützten Systemen konnte die mechanische variable Übersetzung zur Steigerung der Übersetzungserhöhung hin zur Anschlagsposition über die gewünschte Übersetzung in der Mittenposition hinaus angewandt werden. Somit konnte eine bedeutende Reduzierung der Anzahl von Lenkradumdrehungen von Anschlag zu Anschlag erzielt werden. Dies erleichtert sowohl das Manövrieren bei niedrigen Geschwindigkeiten als auch das Parken des Fahrzeugs. Gleichzeitig werden die Reaktionen auf geringe Korrekturen am Lenkrad bei hohen Geschwindigkeiten während der Geradeausfahrt verringert.

Üblicherweise begann die Änderung der Übersetzungssteigerung bei einem Ritzel- bzw. Lenkradwinkel im Bereich zwischen 30° und 90° und endete bei der maximalen Übersetzung im Winkelbereich zwischen 180° und 270° . Diese Änderung der Erhöhung ist typischerweise für den Fahrer nicht oder kaum wahrnehmbar, hat aber den Vorteil der reduzierten Gesamtanzahl an Lenkradumdrehungen von Anschlag zu Anschlag auf drei oder weniger. Hierdurch wurde einerseits das frühzeitige Ermüden beim Fahren in der Stadt oder auf kurvenreichen Straßen vermieden und andererseits die Fahrsicherheit durch die erhöhte Manövriergängigkeit des Fahrzeugs in diesen Situationen bedeutend gesteigert.

Das erste Mal wurde dieser Typ der variablen Verzahnung beim Ford Sierra 1985 angewandt. Die Nutzung dieser Art von Lenkgetriebe stieg im Laufe der 90er Jahre nur langsam an, ist aber heute bei den Fahrzeugen der gehobenen Klasse des 21. Jahrhunderts weit verbreitet. Auch bei Geländewagen hat sich eine solche Lösung durchgesetzt, da diese Fahrzeuge eine relativ hohe Rollachse besitzen, die zu Instabilitäten bei einer direkten, mittigen Lenkübersetzung führen kann (vgl. Hethershaw et al. 2002).

Bis Ende der 90er Jahre wuchs die Anzahl geeigneter Prozesse zur Herstellung hochgenauer variabler Übersetzungen, so dass diese Systeme für alle Hersteller von Lenkgetrieben kommerziell zugänglich waren.

Fahrzeugdynamik

Anfang des 21. Jahrhunderts war die Entwicklung der variablen Übersetzung bereits fortgeschritten und weitere Vorteile konnten genutzt werden. Die variable Übersetzung der ergonomischen Art war rein auf die Bedürfnisse des Fahrers gerichtet. In zunehmendem Maße stieg der Bedarf an einer bedeutend höheren Übersetzungssteigerung innerhalb einer geringeren zurückgelegten Wegstrecke der Zahnstange. Diese ermöglicht eine Optimierung des dynamischen Fahrverhaltens des Fahrzeugs.

Die Einführung der „Active Front Steering“ (AFS, Aktivlenkung) von BMW in der 5-Serie 2003 hat gezeigt, dass eine Änderung der Lenkübersetzung das Verhalten der Giergeschwindigkeit bei geringen bis mittleren Fahrgeschwindigkeiten deutlich verbessert, wenn auch zu erheblichen Kosten. Das AFS-System verwendet ein mechatronisches Lenkwinkelüberlagerungssystem, um eine von der Fahrgeschwindigkeit abhängige variable Übersetzung bereitzustellen. Hierzu kann laut Heathershaw (2004) die winkelabhängige variable Übersetzung als eine nicht ganz vergleichbare, aber kostengünstigere Alternative gesehen werden.

Eine Relation zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und den Grenzen der korrespondierenden Lenkwinkelvariation wurde erstmals Mitte der 50er Jahre von Arthur E. Bishop an einem normalen Fahrzeug untersucht. Auf dieser Grundlage und unter Berücksichtigung der typischerweise erzeugten Querbeschleunigung von 0,2–0,5 g ist es möglich, eine winkelabhängige variable Übersetzung darzustellen, die weitgehend an die Giergeschwindigkeitskennlinie von Fahrzeugen mit geschwindigkeitsabhängigem variablen Übersetzungssystem heranreicht. Da ein derartiges System nicht geschwindigkeitsabhängig ist, ist es von wesentlicher Bedeutung, dass die Übersetzung in der „geradeaus“ Position entsprechend indirekt ausgelegt wird, um auch dem erwarteten Lenkgefühl des Fahrzeugs bei Hochgeschwindigkeit gerecht zu werden.

Ziel dieser Maßnahme ist es, die Änderung der Lenkübersetzung für den Fahrer wahrnehmbar zu machen. Dieser Ansatz weicht hierdurch von den Grundsätzen einer „ergonomischen“ variablen Zahnstangenübersetzung ab. Heutzutage wird diesem Prinzip entsprechend eine Übersetzungssteigerung von 25 % auf 50 % über der Zahnstangenmittübersetzung und typischerweise innerhalb der ersten Lenkradumdrehung zwischen 90° und 120° erreicht. Die relativ großen Änderungen der Übersetzungssteigerung führen zu hohen Krümmungsgraden der Zahnstangenzähne und deren Zahnrändern mit entsprechend hohen Anforderungen an die Zahnformgenauigkeit.

Die beschriebene Art der variablen Zahnstange wurde erstmalig von Daimler im Jahr 2008 genutzt und anfänglich im SL, SLK und CLC im Rahmen der Daimler „Direkt Lenkung“ eingesetzt. Entsprechende Ausführungen der Lenkgetriebeübersetzung, der gesamten Lenkübersetzung und der variablen Verzahnung sind in Bild K-17 bis K-19 dargestellt.

5.3.3 Sonderanwendungen

Lenkgetriebe mit variabler Übersetzung können ferner für kombinierte Anforderungen, für Sonderlenkübersetzungsziele oder zur Korrektur von Asymmetrien innerhalb der Lenkgeometrie eingesetzt werden.

Kombinierte Anwendungen

Es gibt Anwendungsfälle, die nach einer Kombination von Fahrer und System bedingten Anforderungen an eine variable Lenkgetriebeübersetzung verlangen. Die Einführung einer fahrerorientierten variablen Lenkgetriebeübersetzung kann zu einer Übersetzungssteigerung zwischen Mittenbereich und maximalem Lenkeinschlag (Anschlagsposition) genutzt werden. Wie bereits erläutert, führt dies in der Regel zu einem überhöhten Leistungsbedarf des unterstützenden Servosystems. Eine Überbeanspruchung der Servo-Unterstützung kann in diesem Fall mit Hilfe der Reduzierung der Übersetzungssteigerung hin zur Anschlagsposition gelöst werden.

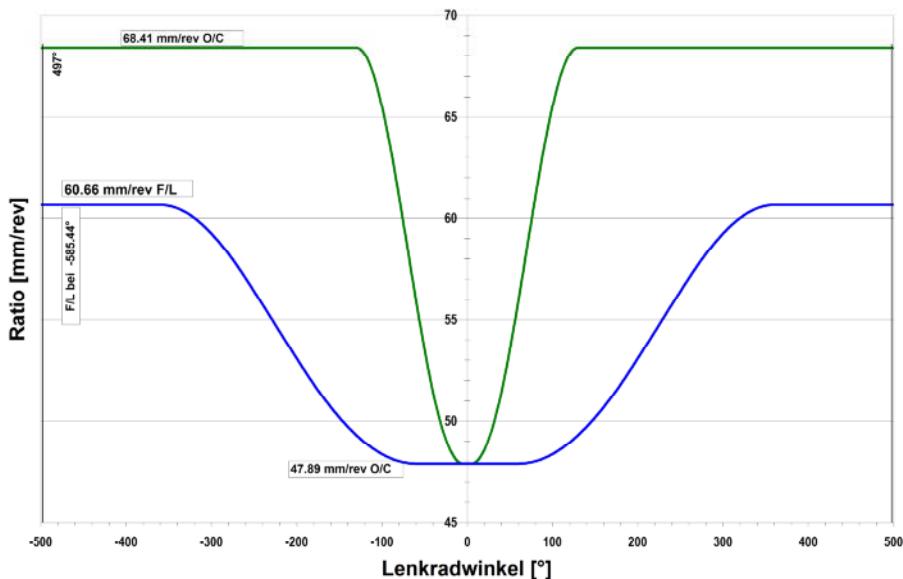


Bild K-17 Lenkgetriebeübersetzung einer Standardlenkung mit variabler Übersetzung (blau) im Vergleich zur Daimler „Direkt Lenkung“ (grün) in der Mercedes 2009 ML Klasse
(Quelle: Daimler)

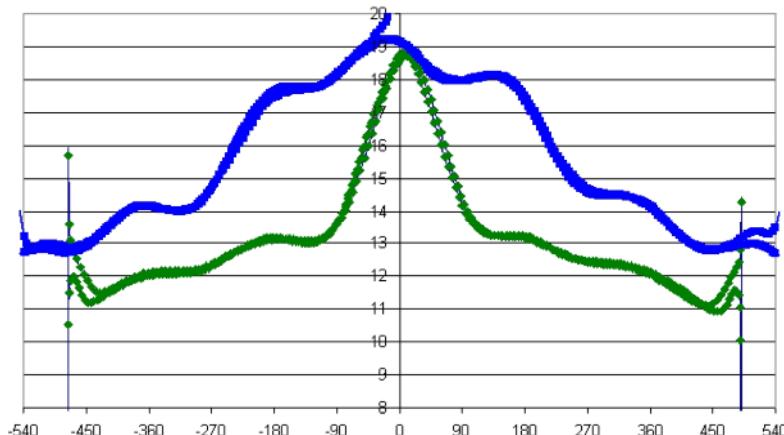


Bild K-18 Gesamt Lenkübersetzung einer Standardlenkung mit variabler Übersetzung (blau) im Vergleich zur Daimler „Direkt Lenkung“ (grün) in der Mercedes 2009 ML Klasse
(Quelle: Daimler)



Bild K-19 Variable Bishop-Lenkgetriebeübersetzung – Verzahnung der Daimler „Direkt Lenkung“ in der Mercedes 2009 ML Klasse (Quelle: Daimler)

Um diesen zum Teil gegenläufigen Anforderungen gerecht zu werden, ermöglichen einige Herstellungsverfahren die Umsetzung von zwei oder mehr Übersetzungsveränderungen innerhalb einer Verzahnung. Die Beschränkungen in Konstruktion und Herstellung einer variablen Verzahnung bestimmen das bei einer Verzahnung umsetzbare höchste und niedrigste Übersetzungsniveau. Das höchste Übersetzungsverhältnis wird für den Bereich außerhalb der Mitte gewählt. Das niedrigste Übersetzungsverhältnis befindet sich entweder in der Mitten-Position oder im Bereich der Anschlags-Position (oder in beiden dieser Bereiche im Falle gleicher Übersetzungsverhältnisse).

Ein Beispiel für die Umsetzung von drei Übersetzungsverhältnissen in einem Lenkgetriebe mit variabler Übersetzung zeigt die M-Kurven-variable Lenkgetriebeübersetzung im Opel Corsa von 2006. Ihr Name ist von der Form des Übersetzungsverlaufes abgeleitet, da dieser dem Buchstaben „M“ gleicht. Als „progressiv-variable Lenkung“ wurde die M-Kurven-VGR für die Sportmodelle des Corsa 2006 von Opel eingesetzt. Entsprechende Verläufe der M-Kurven Gesamtlenkübersetzung und der Lenkgetriebeübersetzung sind in **Bild K-20** und **K-21** dargestellt. Der M-Kurve in **Bild K-20** sind darüber hinaus noch die Kennlinie einer konstanten und einer variablen Lenkübersetzung gegenübergestellt.

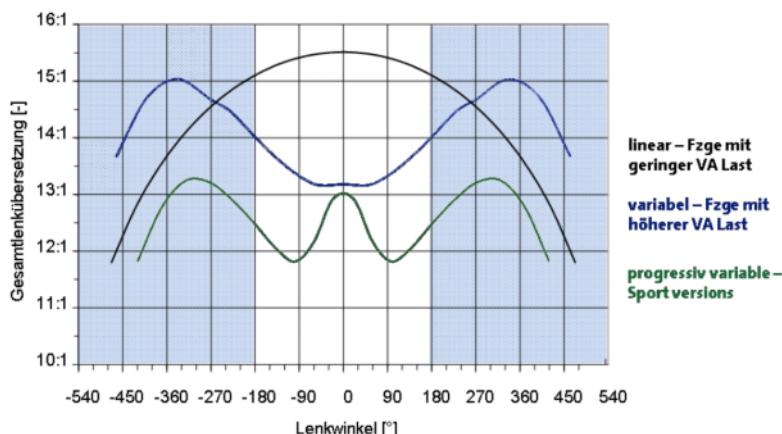


Bild K-20 Lenkübersetzungen im Opel Corsa: CGR für Benziner, VGR für Diesel und „M-Kurve“ VGR für „Progressiv Variable Lenkung“ (Quelle: IKA-RWTH)

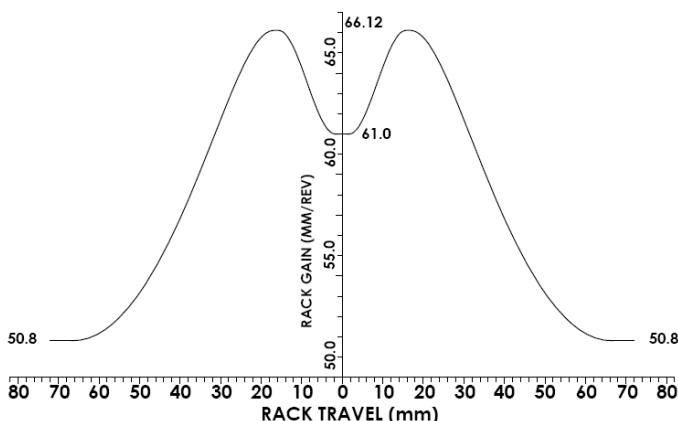


Bild K-21 Lenkgetriebeübersetzung der Opel Corsa M-Kurve-VGR für die „Progressiv Variable Lenkung“ (Quelle: IKA-RWTH)

Asymmetrische und spezielle Lenkübersetzungsziele

Die variable Lenkgetriebeübersetzung kann auch genutzt werden, um Probleme in Verbindung mit der Lenkgeometrie zu bewältigen. Eine besondere Herausforderung besteht in der gelegentlichen Abweichung der Lenkübersetzung von der gewünschten Übersetzungskurve. Innerhalb der mechanischen Systemgrenzen kann eine auf der Mittenübersetzung und der Lenkgeometrie basierende variable Lenkgetriebeübersetzung für eine Anpassung an einen Soll-Lenkübersetzungsverlauf entwickelt werden.

Einige Lenkgeometrien weisen bei Verwendung einer konstanten Lenkgetriebeübersetzung oder einer symmetrischen variablen Lenkgetriebeübersetzung erhebliche Asymmetrien auf, die zu einem asymmetrischen Lenkübersetzungsverlauf führen. Eine asymmetrische variable Lenkgetriebeübersetzung wird in diesem Fall zum Ausgleich der Asymmetrien verwendet, wodurch eine relativ symmetrische Lenkreaktion erzielt werden kann.

5.4 Technische Grenzen

Eine variable Lenkübersetzung wird mit Hilfe der Veränderung des Normaleingriffswinkels der sich im Eingriff befindlichen Zähne von Zahnstange und Ritzel erreicht. Für ein bestimmtes Ritzelmodul ist somit das theoretische minimale und maximale Übersetzungsverhältnis definiert, wenn der Maximal- und Minimalwert des Eingriffswinkels im Normalschnitt als Ober- und Untergrenze festgelegt sind.

Für eine konventionelle Ausführung der konstanten Übersetzung wird die Verzahnung hinsichtlich Kontaktüberdeckung, Stabilität, Reibung sowie Zahnußspannungen und Festigkeit optimiert. Diese Aufgabe ist in Verbindung mit einer variablen Übersetzung komplexer, da eine akzeptable Konstruktionslösung für alle Normal-Eingriffswinkel gefunden werden muss, die bei der variablen Lenkgetriebeübersetzung im Bezug auf eine Ritzelgeometrie verwendet wird.

K 5.4.1 Größenordnung der Übersetzungserhöhung

Die absoluten Grenzen für eine Übersetzungssteigerung werden durch den Herstellungsprozess bestimmt. Es existieren jedoch auch einige Begrenzungen durch die Produktentwicklung, die die „Randbedingungen“ definiert. Frühe Entwicklungen sahen einen minimalen Eingriffswinkel von nur 14° vor. Diese geringen Eingriffswinkel besitzen jedoch zwei Nachteile. Einerseits zeigt sich die Tendenz des „Verkeilens“ unter Last, bei der sich die Verzahnung des Ritzels mit den Zähnen der Zahnstange verkeilt, was zu übermäßiger Reibung und hohem Verschleiß führen kann. Ein weiterer Nachteil ist, dass bei einer Verringerung des Eingriffswinkels eine höhere Genauigkeit der Zahnhakenoberflächen erforderlich ist, um denselben Grad an Eingriffsgenauigkeit in „vertikaler“ Richtung zu erzielen. Hinsichtlich der Übersetzungsveränderung und des Zahneingriffs muss der vertikale Anteil bei jeder Abweichung kontrollierbar sein, da Abweichungen der Oberflächen in vertikaler Richtung erheblichen Einfluss haben. Der horizontale Bestandteil, der zur Übersetzungssteigerung beiträgt, ist weniger bedeutend. Eine Reduktion des Eingriffswinkels hat eine Erhöhung der Genauigkeitsanforderungen zur Folge, führt jedoch zur Verringerung einer weiteren Variation der Zahnußübersetzung. Als Ergebnis wird in der Praxis eine untere Grenze des Normaleingriffswinkels von 20° verwendet.

Die Obergrenze des Eingriffswinkels wird durch die Lenkgetriebeanwendung definiert. Das schräg-verzahnte Ritzel überträgt Kräfte auf die Zähne der Zahnstange, die in axiale, transversale und vertikale Vektoren unterteilt werden können. Dementsprechend liegt das allgemeine Konstruktionsziel bei der Gestaltung von Zahnstangenlenkungen insbesondere bei konstanten Lenkgetriebeübersetzungen in der Maximierung der axialen Komponente dieser Kraft. In Bild K-22 sind Ritzel Kraftvektoren mit niedrigem und hohem Verzahnungseingriffswinkel gegenübergestellt.

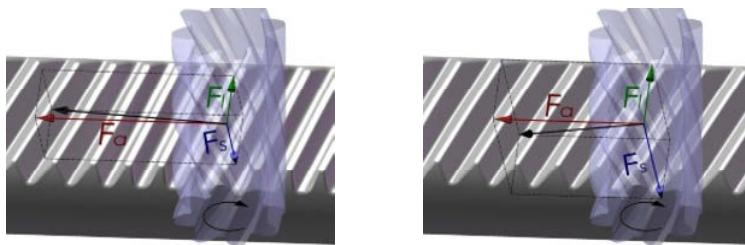


Bild K-22 Ritzel-Kraftvektoren mit niedrigem und hohem Verzahnungs-Eingriffswinkel

Bei variablen Verzahnungen treten an den Zähnen der Zahnstange stets Abweichungen bezüglich dieser Kraftvektoren auf. Hierbei gilt es, den vertikalen Kraftvektor zu minimieren, wenn höhere Ritzellasten übertragen werden sollen. Bei einer hohen vertikalen Kraftkomponente wirken auch entsprechend hohe Kräfte auf die Zahnstangenlagerung bzw. auf das Druckstück der Zahnstange, wodurch wiederum hohe Reibbelastungen hervorgerufen werden können. Vor diesem Hintergrund werden bei Zahnstangen-Ritzel-Systemen mit hohen vertikalen Kraftkomponenten Druckstückkontakteflächen mit geringeren Reibungskoeffizienten verwendet (siehe Kapitel K 4.3.2 Druckstück).

5.4.2 Kontaktlinien

Der Eingriffswinkel beeinflusst auch die Länge der Kontaktlinien zwischen den Ritzel- und Zahnstangenzähnen, die ein Maß für die Güte der Verzahnung darstellt. Beschrieben wird dies durch die Gesamtüberdeckung ϵ_γ , die Summe aus Profil- ϵ_α und Sprungüberdeckung ϵ_β , welche aus der Schrägverzahnung resultiert. Die Gesamtüberdeckung liefert die durchschnittliche Anzahl der Zähne, die sich im Kontakt befinden. Die Theorie der Verzahnungsberechnung für Evolventenverzahnungen ist dokumentiert in der DIN 3960.

K

Typischerweise verringert sich die Profilüberdeckung bei Erhöhung des Normaleingriffswinkels relativ schnell, wohingegen die Sprungüberdeckung nur minimal ansteigt.

Unterschiedliche Gesamtüberdeckungsgrade werden als Standard für verschiedene Arten von Lenksystemen genutzt. Hinsichtlich der Auslegung einer variablen Lenkgetriebeübersetzung ist sicherzustellen, dass diese Standards berücksichtigt werden.

Eine größere Veränderung des Übersetzungsverhältnisses nutzt daher einen größeren Verzahnungsbereich als ein konstantes Übersetzungsverhältnis, um eine angemessene Gesamtüberdeckung aufrecht zu erhalten. Um die gewünschte Änderung der Übersetzung realisieren zu können, kann es notwendig sein, die Reduzierung der Profilüberdeckung durch eine Vergrößerung der Sprungüberdeckung, dies bedingt eine größere Verzahnungsbreite, auszugleichen, um eine akzeptable Funktion zu erhalten.

5.4.3 Stabilität und Geräusch (NVH)

Die Kraftübertragung zwischen Ritzel- und Zahnstangenverzahnung erfolgt entlang der Kontaktlinien. Im Regelfall befinden sich zwei oder mehrere Zähne in Kontakt. Wird das Ritzel gedreht und die Zahnstange angetrieben, wandern die Kontaktlinien entlang der Zahnstangenzähne. Sofern immer mindestens ein Kontaktkraftvektor einer Kontaktlinie auf jeder Seite der Drehachse der Zahnstangenverzahnung wirkt, wird eine Drehbewegung der Zahnstange um ihre Drehachse (Zahnstangenrollen) verhindert. In diesem Fall haben die wirkenden Drehmomente der Kontaktkraftvektoren die gleiche Größenordnung und gegensätzliche Richtungen. **Bild K-23** zeigt die Kontaktlinienverschiebung angrenzender Zähne bei drehendem Ritzel. Die Drehbewegung des Ritzels führt zu einer Verschiebung der Kontaktlinien und deren resultierenden Kräften.

In Abhängigkeit von der Ritzelgeometrie, dem Eingriffswinkel, dem Schrägungswinkel der Ritzelzähne und dem Abstand der Zahnstangenverzahnung zur Drehachse kann es zu einer Situation kommen, in der alle Kontaktkräfte gleichgerichtete Momente um die Drehachse der Zahnstange erzeugen. In diesem Fall befindet sich die Zahnstange in einem instabilen Zustand und tendiert dazu, eine leichte Drehbewegung um ihre Drehachse auszuführen. Die Lagerung der Zahnstange im Lenkgetriebegehäuse erfolgt durch ein Druckstück, das die Zahnstangenverzahnung gegen die Ritzelverzahnung drückt. Wie in Kapitel K 4.3.2 bereits beschrieben, ermöglicht das Druckstückspiel den Ausgleich der Verzahnungstoleranzen und lässt unter hohen Belastungen ein leichtes Rollen der Zahnstange zu.

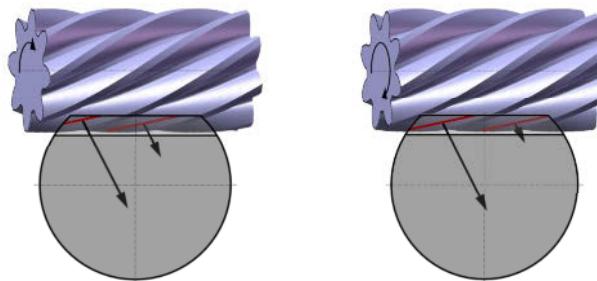


Bild K-23 Kontaktlinienverschiebung angrenzender Zähne während der Ritzel-Drehbewegung

In **Bild K-24** (links) sind die Kraftlinienvektoren dargestellt, die die Instabilität und damit das Drehen der Zahnstange verursachen. Hierdurch wird das federbelastete Druckstück gegen die im Lenkgetriebegehäuse fixierte Druckstück-Einstellschraube gedrückt. Dreht sich das Ritzel weiter, kommt der nächste Zahn in Eingriff und es wird ein Ausgleichsmoment um die Zahnstangenachse geschaffen (siehe **Bild K-24** rechts). Die Zahnstange dreht sich dabei zurück in die Ausgangsposition des vollen Eingriffs, in dem das Druckstückspiel wieder hergestellt ist. Mit Ausnahme aller anderen in diesem Fall wirkenden Kräfte auf die Zahnstange, können die in diesem instabilen Zustand beschriebenen Bewegungen zu einem Geräusch innerhalb des Lenkgetriebes beitragen. Die Änderung der Momente der Eingriffskinematik kann auch zu Übertragungsfehlern bei der Übersetzungssteigerung und zu Änderungen in der axialen Zahnstangenkraft führen.

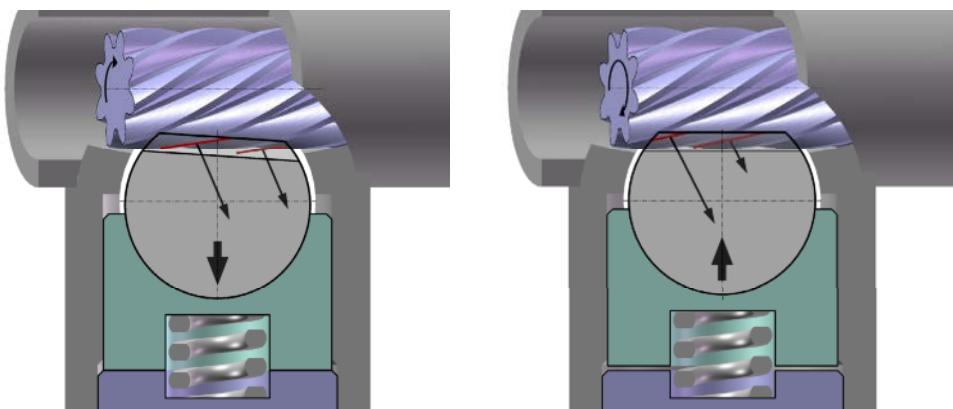


Bild K-24 Drehung der Zahnstange durch instabile Kontaktlinienvektoren und Verschiebung des Druckstücks (links), stabile Kontaktlinienvektoren (rechts) mit vollem Ritzelkontakt und Druckstückspiel

Eine kurze Eingriffsstrecke von Zahnstangenzähnen und Ritzel oder hinsichtlich ihrer Drehachse höher platzierte Zähne der Zahnstange gelten als Indikatoren für einen instabilen Verzahnungseingriff.

In **Bild K-25** wird verdeutlicht, dass die Gleitreibung zwischen den Oberflächen von Zahnstangen- und Ritzelverzahnung den Winkel des Vektors der Kontaktkräfte beeinflusst. Das Drehmoment des Ritzels (von Seiten des Fahrers) führt zu einer größeren vertikalen Komponente des Kontaktkraftvektors (in blau dargestellt), während die von den Spurstangen ausgehende Zahnstangenkraft eine geringere vertikale Komponente erzeugt (in grün dargestellt). Das Ergebnis lässt durch Fahrwerksanregungen eine erhöhte Gefahr des instabilen Eingriffs und den damit zu erwartenden Geräuschen erkennen. Hierbei ist der von der Straße ausgehende Kraftfluss wie z. B. beim „road kickback“ kritischer zu betrachten als die vom Fahrer ausgehende Kraftübertragung.

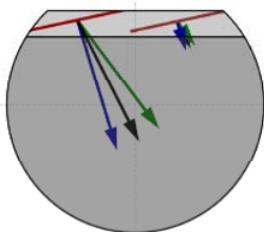


Bild K-25

Auswirkung der Reibung auf die Kontaktvektorkräfte (instabile Situation bei Rückstößen [grün])

Da der Einsatz der variablen Lenkgetriebeübersetzung eine Änderung der Eingriffsgeometrie zur Folge hat, sollte bei der Anwendung sichergestellt werden, dass für Minima und Maxima des Übersetzungsverlaufes keine erhöhte Tendenz eines instabilen Verzahnungseingriffs vorliegt.

K

5.5 Herstellungsverfahren

Seit der Einführung von Zahnstangen mit variabler Übersetzung im Jahr 1981 wurden viele verschiedene Verfahren für die Massenproduktion genutzt. Die Hauptanforderung an einen geeigneten Serienprozess ist die Herstellung einer Verzahnung mit dreidimensional gekrümmten, nicht präzisen Zähnen. Hierbei soll eine Krümmung sowohl in vertikaler als auch transversaler Richtung möglich sein. Hohe Krümmungsgrade von Flächen oder 3D-Formen erfordern zudem einen höheren Grad an Genauigkeit der Verzahnung und eine entsprechende Verzahnungsgüte.

Das erste Verfahren, das 1981 von JKC in Japan eingeführt wurde, war eine Kombination aus Warmschmieden, Entgraten und Kaltprägen. Obwohl dieses Verfahren über zwei Jahrzehnte für Losgrößen mit geringer Stückzahl eingesetzt wurde, wies es als Folge des Warmschmiedens eine bedeutende Entkohlung der Zahnoberflächen auf, was zu einer Beeinträchtigung der Verschleißfestigkeit führte. Als weitere Nachteile dieser Art der Herstellung galten die geringe Lebensdauer der Werkzeuge und das Risiko einer nicht präzisen Ausrichtung der Teile beim Kalibrierverfahren.

Heutzutage werden nur noch drei Verfahren zur Herstellung von variablen Verzahnungen genutzt.

5.5.1 Taumelfließpressen

Das Taumelfließpressverfahren wurde in Zusammenarbeit von ZF Friedrichshafen und der Heinrich Schmid AG Anfang 1980 entwickelt und ging 1985 in Produktion. Beim Taumelfließpressverfahren führt eine kreisförmige Bewegung des oberen Zahnwerkzeugs zur schrittweisen Umformung des Materials. Zur Herstellung von Zahnstangenverzahnungen wird die kreisförmige Bewegung des oberen Werkzeugs allerdings auf eine schwingende Bewegung, parallel zur Zahnstangenachse begrenzt. Um den gewünschten Umformungsgrad in rissfreiem Zustand zu erreichen, wird das Aus-

gangsmaterial einem speziellen Weichglühprozess unterzogen. Gleichzeitig wird der Rohling noch mit einem Graphitschmiermittel versehen, um eine höhere Werkzeuglebensdauer zu gewährleisten.

Überschüssiges verdrängtes Material sammelt sich bei dieser Art der Herstellung als Grat an den Seiten der Verzahnung, welcher während eines Folgeprozesses entfernt wird. Erfolgt die Herstellung einer Rundrücken Zahnstange (D-Form Zahnstange), wird vor der Umformung Material mittels eines spanenden Prozesses entfernt, um den Verzug der Zahnstange während des Taumelprozesses zu vermeiden. Die Kaltverfestigung der Oberfläche der Zahnstange wird hierbei genutzt, um die geringe Festigkeit des Rohmaterials auszugleichen.

Der beschriebene Prozess erlaubt die Herstellung von Rundrücken Zahnstangen und Y-Form Zahnstangen. In **Bild K-26** sind die Querschnitte der beiden Zahntangengerücken beispielhaft gegenübergestellt. Ein Ausgleich der Schwungbewegung des oberen Zahnwerkzeugs muss bei der Werkzeugkonstruktion berücksichtigt werden. Dieses führt zu Einschränkungen bezüglich der hiermit herstellbaren maximalen Krümmung der Zahntangengerücken, welche heutzutage für die fahrdynamische Ausführung einer variablen Übersetzung benötigt werden.

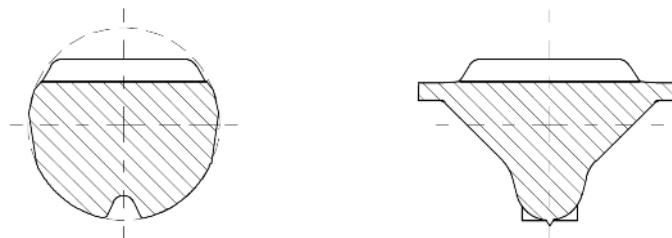


Bild K-26 Typische getaumelte Zahntangengerüchte (Quelle: Heinrich Schmid AG)

5.5.2 Halbwarm Schmieden

Um das Entkohlungsproblem zu umgehen, wurde 1982 von James N. Kirby Ltd. und Bishop das Halbwarmschmieden eingeführt, allerdings war auch bei diesem Prozess das Kalibrieren bzw. das Kaltprägen nach wie vor erforderlich.

Im Jahr 1984 stellte Bishop einen Halbwarmschmiedeprozess für Y-förmige Zahntangengerüchte vor, der keine Kalibrierung mehr benötigte. Während der Folgejahre wurde dieser Ansatz weiterverfolgt, bis letztendlich 1994 ein neuentwickelter Prozess zur Verfügung stand. Die erste nach diesem Verfahren hergestellte, grätfrei geschmiedete Zahntange mit variabler Übersetzung wurde erstmalig für die mechanische Lenkung des Fiat Punto serienmäßig eingesetzt.

Innerhalb eines einzigen Schmiedevorgangs erfolgt die Herstellung der variablen Zahntangengerüchte bei einer Temperatur von 700 °C bis 800 °C. Mit Hilfe dieses Fertigungsverfahrens ist es jetzt möglich, einen hohen Krümmungsgrad der Zähne und Flanken mit der geforderten Genauigkeit zu erreichen. Hierbei werden im Vergleich mit anderen Prozessen gute Oberflächenbeschaffenheiten erreicht, Eigenspannungen vermieden und eine Entkohlung der Zahntangengerüchte verhindert. Dieses Verfahren, das keine weiteren Bearbeitungsschritte im Zahnbereich erfordert, bietet somit die Möglichkeit einer hohen Abbildungsgenauigkeit der Verzahnung unter Ausnutzung des größtmöglichen Übersetzungsbereichs und der schnellstmöglichen Übersetzungsänderung.

Bishop entwickelte diesen Prozess weiter und im Jahr 2005 erfolgte die Schmiedung ihrer ersten variablen Verzahnung an einer Zahntange mit Rundrücken. Der neue Prozess macht es nun möglich, eine größere Vielfalt an Querschnittsformen zur Verbreiterung der Verzahnung, Querschnittsvergrößerungen (im Vergleich zum Schaftbereich) und alle Arten von D, Y oder V-Zahntangengerüchten im Verzahnungsbereich herzustellen. In **Bild K-27** sind typische halbwarm geschmiedete Zahntangengerüchte gegenübergestellt.

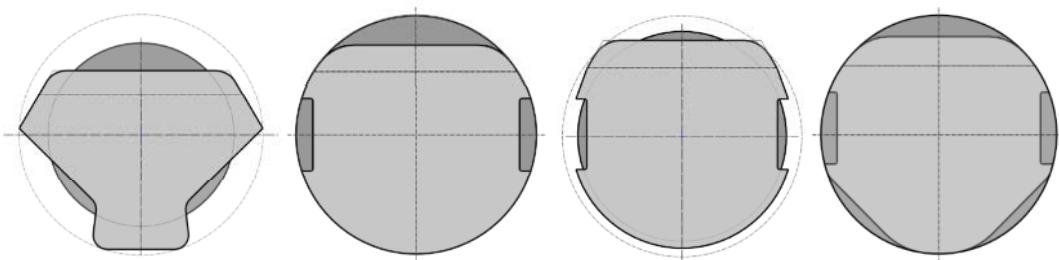


Bild K-27 Typische halbwarm geschmiedete Zahnstangenquerschnitte
(Quelle: Bishop Steering Technology Limited)

Wie in Kapitel K 5.4.2 erläutert, erfordert eine große Änderung des Übersetzungsverhältnisses oftmals größere und breitere Zähne, um die für die Anwendung günstige Kontaktüberdeckung erreichen zu können. Das Bishop Halbwarmeschmiedeverfahren ermöglicht die Herstellung von Zahnstangen mit Verzahnbreiten von bis zu 115 % des Zahnstangendurchmessers.

Vor dem eigentlichen Schmiedevorgang wird der Rohling erhitzt und nach dem Schmieden abgekühlt, um die gewünschten Materialeigenschaften zu erhalten. Eine genaue Kontrolle des Erwärmens und Abkühlens ist daher von großer Bedeutung. Mittlerweile können alle üblichen chemischen Zusammensetzungen und Lieferzustände von Stahl geschmiedet werden, was in Zusammenhang mit den heute vermehrt auftretenden EPS Systemen sehr vorteilhaft ist. Beispiele aktueller D und Y geförmter Zahnstangenquerschnitte mit variabler Verzahnung zeigt **Bild K-28**.



Bild K-28
Beispiele von D- und Y-geformten
„ActivRak™“ Zahnstangen

5.5.3 Rohrumformung

Mitte der 80er Jahre wurde in Japan ein anderer Weg zur Herstellung von Zahnstangen beschritten. Mit dem Ziel, eine gewichtssparende Variante einer Zahnstange zu entwickeln, wurde als Rohling ein umgeformtes Rohr gewählt. Bei den konventionellen „massiven“ Lenkungszahnstangen trägt das Material in der Mitte nahe der Zahnstangenachse zum Zahnstangengewicht, aber nur wenig zur Zahnstangenbiegefesteitigkeit bei. Daher wird in vielen Fällen dieses Material zumindest im nichtverzahnten Bereich der Zahnstange durch Tieflochbohren zur Verringerung des Gewichts entfernt. Die Herstellung von Zahnstangen aus Rohren ist somit eine elegante Lösung, bei der Gewicht und Effizienz der Materialnutzung die beherrschenden Kriterien sind.

Im Gegensatz zu den oben beschriebenen Taumelfließpressverfahren oder Halbwarmumformungsverfahren wird das Rohr umformen durch Einsatz von internen Dornen erzielt. Das Rohr wird vorgeformt, um lokal die Wandstärke im Zahnbereich zu erhöhen. Das Rohr wird dann zwischen Stempel gespannt, wobei die gewünschte Zahnform in einer Stempelhälfte enthalten ist. Mehrere Dorne (bis

zu 16) werden dann nacheinander in kaltem Zustand durch das Rohr geschoben, um schrittweise das Material in das Zahnwerkzeug zu drücken. In **Bild K-29** ist ein Schnitt durch die Rohrzahnstange im Verzahnungsbereich dargestellt.



Bild K-29

Typische Rohrzahnstange im Querschnitt,
hier von einem Mazda 6

Das für das Rohrumformverfahren erforderliche Material hat einen geringeren Kohlenstoffgehalt als bei den meisten anderen Lenkzahnstangenanwendungen üblich, die normalerweise einen Kohlenstoffgehalt von 0,30 % aufweisen. Das Rohr wird nach dem Formen und der Bearbeitung durchgehärtet und vergütet, um die erforderliche Biegefestigkeit zu erhalten. Die Oberflächenhärté ist allerdings geringer als bei Wettbewerbsverfahren und -materialien.

Das Rohrumformverfahren wurde erstmals für Lenkgetriebe mit konstanter Zahnstangenübersetzung bei hydraulischen Lenksystemen eingesetzt. Dennoch können mit diesem Verfahren auch Verzahnungen mit variabler Übersetzung realisiert werden. Allerdings gibt es im Vergleich zu den Schmiedeverfahren einen wesentlichen Verlust bei der Zahnbreite, da das Zahnstangenmaterial zur Bildung der einzelnen Zähne vom Inneren des Rohrs nach außen in die Zahnform gedrückt werden muss. Um vergleichbare Zahnbreiten und Genauigkeiten der Zahnform zu erzielen, sind entsprechend größere Rohrdurchmesser zu wählen.

6 Anforderungen an ein mechanisches Zahnstangenlenkgetriebe

In diesem Kapitel werden die allgemeinen Anforderungen an Funktion und Festigkeit von mechanischen Zahnstangenlenkgetrieben erläutert, die in der Regel durch Prüfstandtests nachgewiesen werden. Vor der eigentlichen Prüfung wird das Lenkgetriebe einem Einlaufprozess unterzogen, um mögliche Setzeffekte vorwegzunehmen und die Prüfergebnisse zu stabilisieren.

Tests, die wesentliche funktionale Aspekte des Lenkgetriebes abprüfen, werden schon nach dem Zusammenbau des Lenkgetriebes in der Produktionslinie zu 100 % durchgeführt. Aufwendigere Prüfungen werden stellvertretend für ein Los von Lenkgetrieben an repräsentativen, zufällig ausgewählten Teilen vorgenommen (Auditprüfung). Hingegen sind die Festigkeits-, Verschleiß- und Umweltprüfungen Bestandteil des Entwicklungsprogramms. Nach der Serienfreigabe werden sie in reduziertem Umfang in festgelegten Zeitabständen (z. B. einmal jährlich) als serienbegleitende Prüfungen wiederholt.

6.1 Funktionsanforderungen an Lenkgetriebe

Alle Funktionsprüfungen werden üblicherweise an einem Lenkgetriebe ohne Spurstangen in der Einbaulage bei Raumtemperatur ($20^\circ \pm 5^\circ$) durchgeführt. Bei den Funktionsanforderungen unterscheiden einige Fahrzeughersteller zwischen dem Komfortbereich mit einem Lenkradwinkel von $\pm 180^\circ$ bzw. einem Zahnstangenweg von ± 25 mm um die Zahnstangenmittenposition und dem restlichen Bereich der Verzahnung.

6.1.1 Druckstückspiel

Obwohl die Begrenzung des maximalen Druckstückspiels (z. B. 100 µm max) sich eigentlich als eine indirekte Funktionsanforderung darstellt, ist diese ausschlaggebend für die weiteren Funktionsanforderungen bzw. für das Reibungs- und Geräuschverhalten eines Zahnstangenlenkgetriebes (siehe auch Kapitel K 4.3.2 Druckstück und Kapitel K 5.4.3 Stabilität und Geräusch (NVH)). Das maximale Druckstückspiel wird üblicherweise in der Mittellage der Zahnstange definiert und durch eine entsprechende Bohrung in der Druckstückeinstellschraube bzw. im Druckstückdeckel gemessen. Dabei erfasst ein Wegaufnehmer die Relativbewegung des Druckstückes zum Lenkgetriebehäuse. Der Referenzpunkt für das Druckstückspiel wird gebildet, indem das Druckstück durch Aufbringen eines querkraftfreien Auslenkmoments um die Längsachse der Zahnstange in Höhe von 5 Nm bis 10 Nm zur Anlage an den Druckstückdeckel gebracht wird. Im unbelasteten Zustand federt das Druckstück dann zurück und die vom Wegaufnehmer erfasste Relativbewegung ergibt den Wert des Druckstückspiels, siehe Bild K-30. Das Druckstückspiel kann auch in Abhängigkeit von der Zahnstangenposition erfasst werden. Treten dabei sehr kleine Werte auf, so ist ein Anstieg der Reibung an der Zahnstange wahrscheinlich. Wird im Gegensatz dazu der obere Grenzwert des Druckstückspiels überschritten, dann besteht die Gefahr von Lenkungsklappern im Fahrzeug.

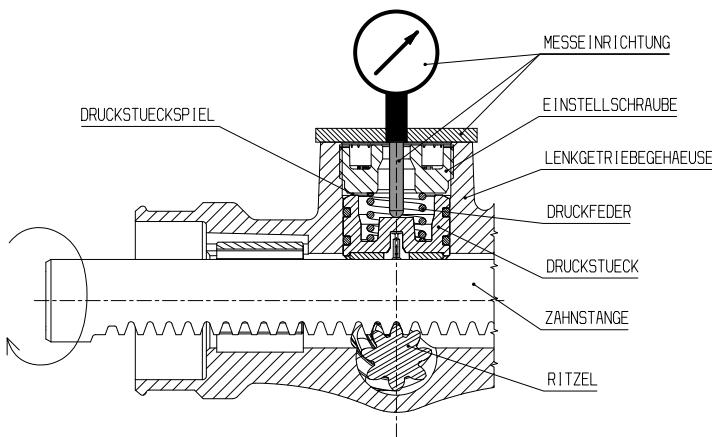


Bild K-30 Ermittlung des Druckstückspiels durch Aufbringen eines querkraftfreien Auslenkmoments auf die Zahnstange

6.1.2 Lenkritzeldrehmoment

Zur Messung des Lenkritzeldrehmoments wird eine verspannungsfreie, drehzahlkonstante und spielfreie Drehbewegung an der Eingangswelle eingeleitet. An der Zahnstange befinden sich keine lastaufbringenden Elemente, so dass diese sich frei bewegen lässt. Während des Messzyklus werden der Drehwinkel sowie das Drehmoment an der Eingangswelle aufgezeichnet.

Aufgrund des festgelegten Maximal- und Minimalwertes des Durchdrehmoments und auch dessen Oszillation über dem Hub, gilt bei einer Überschreitung dieses Wertes die Prüfung als nicht bestanden. Der typische Wert für das Lenkritzeldrehmoment liegt im Bereich von 0,8 Nm bis 2,0 Nm. Er wird in der Regel mit einer Lenkritzeldrehgeschwindigkeit von 15 Umdrehungen pro Minute ermittelt. Bild K-31 zeigt das Ergebnis einer Messung des Lenkritzeldrehmoments, das sich für Linksdrehung und Rechtsdrehung jeweils im spezifizierten Bereich bewegt. Das laut Spezifikation für diese Lenkung maximal zugelassen Lenkritzeldrehmoment ist in der Darstellung entsprechend gekennzeichnet und sollte im Komfortbereich geringer als 1,2 Nm sein und außerhalb des Komfortbereichs 1,6 Nm nicht überschreiten.

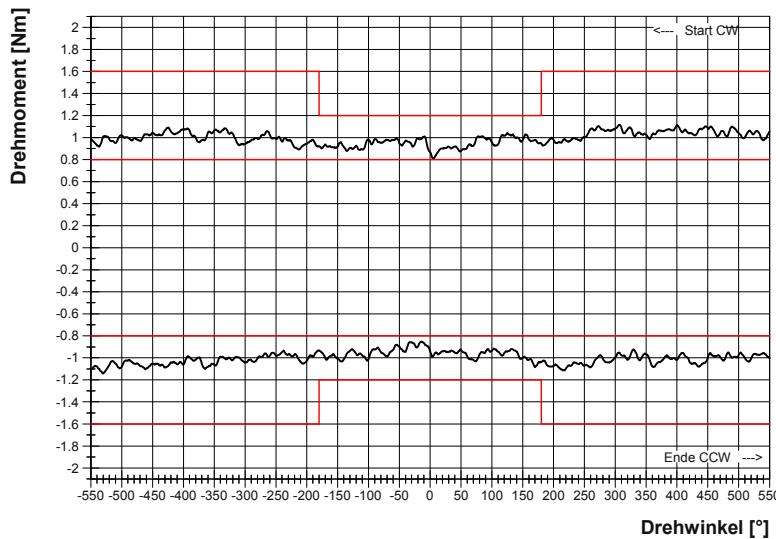


Bild K-31 Lenkritzeldrehmoment einer mechanischen Zahnstangenlenkung

K

6.1.3 Zahnstangenverschiebekraft

Ein Linearantrieb wird verspannungsfrei und spielfrei an der Zahnstange angekoppelt. An der Eingangswelle befinden sich keine zusätzlichen Lasten, so dass die Welle sich frei bewegen lässt, während die Zahnstange je nach Spezifikation mit einer konstanten Verschiebegeschwindigkeit von 5 bis 10 mm pro Sekunde bewegt wird. Dabei werden Zahnstangenkräfte im Bereich von 150 N bis 350 N zugelassen. Aufgezeichnet werden während des Messzyklus die Größen Zahnstangenweg sowie Zahnstangenkraft. Überschreitet der maximale Messwert der Verschiebekraft den vorgegebenen Grenzwert, so gilt die Prüfung als nicht bestanden. Falls gefordert, wird auch die Oszillation der Verschiebekraft mitbewertet.

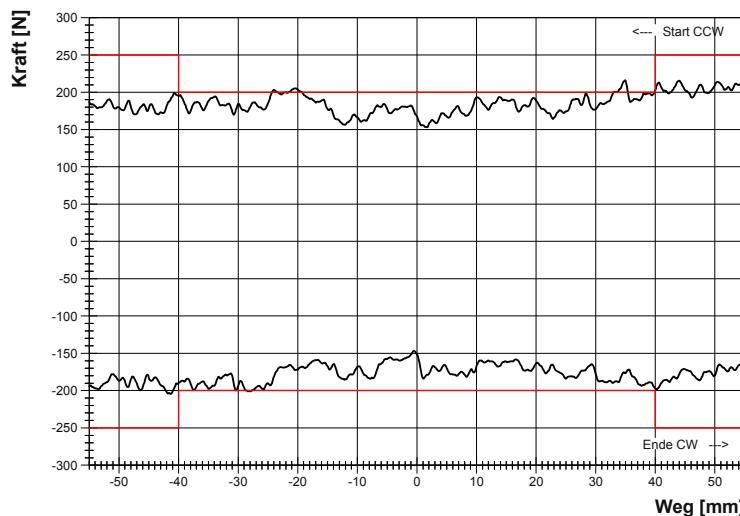


Bild K-32 Zahnstangenverschiebekraft einer mechanischen Zahnstangenlenkung

Die Zahnstangenverschiebekraft einer mechanischen Zahnstangenlenkung ist in **Bild K-32** beispielhaft über dem Zahnstangenweg aufgetragen. Im Zahnstangenmittenzonenbereich waren in diesem Fall Werte bis 200 N zugelassen, wobei im Verzahnungsausenbereich auch 250 N erreicht werden dürfen. Die Zahnstangenverschiebekräfte fallen bei mechanischen Lenkgetrieben in der Regel etwas höher aus als beispielsweise bei zahnstangenunterstützten Servolenkgetrieben. Dieses beruht darauf, dass beim mechanischen Lenkgetriebe alle Zahnstangenkräfte direkt über die Verbindung Lenkrad-Zahnstange übertragen werden. Hohe Eingangslenkmomente erzeugen hohe Kräfte in der Verzahnung, die sich zum großen Teil am Druckstück abstützen. Die dadurch notwendige hohe Vorspannkraft des Druckstücks in Verbindung mit einer den Kräften entsprechenden Gleitfolie beeinflussen die Zahnstangenverschiebekraft.

6.1.4 Wirkungsgrad

Des Weiteren verlangen einige Fahrzeughersteller Informationen über den Wirkungsgrad des Lenkgetriebes, wobei hier zwischen dem direkten und dem indirekten Wirkungsgrad unterschieden wird. Beim direkten Lenkgetriebewirkungsgrad wird die Übertragung der Drehbewegung der Eingangswelle in die Schiebebewegung der Zahnstange betrachtet, also bei einer Bewegung des Lenkrades die erreichbare Zahnstangenkraft ins Verhältnis zum Lenkradmoment gesetzt. Beim indirekten Wirkungsgrad, auch als Rückstellwirkungsgrad bezeichnet, wird die vom Fahrwerk auf die Zahnstange übertragene Bewegung berücksichtigt, also bei einer Bewegung der Zahnstange der Quotient aus erreichbarem Lenkradmoment und Zahnstangenkraft ermittelt. Der über der Zahnstangenverschiebung ermittelte direkte Wirkungsgrad einer typischen mechanischen Zahnstangenlenkung ist in **Bild K-33** aufgetragen.

Das Ergebnis bestätigt die für den direkten Wirkungsgrad eines mechanischen Zahnstangenlenkgetriebes üblichen Werte, die je nach Last im Bereich von 85 % bis 92 % liegen. Häufig fällt der indirekte Wirkungsgrad des mechanischen Lenkgetriebes etwas geringer aus, was aber von der Verzahnungsauslegung abhängt.

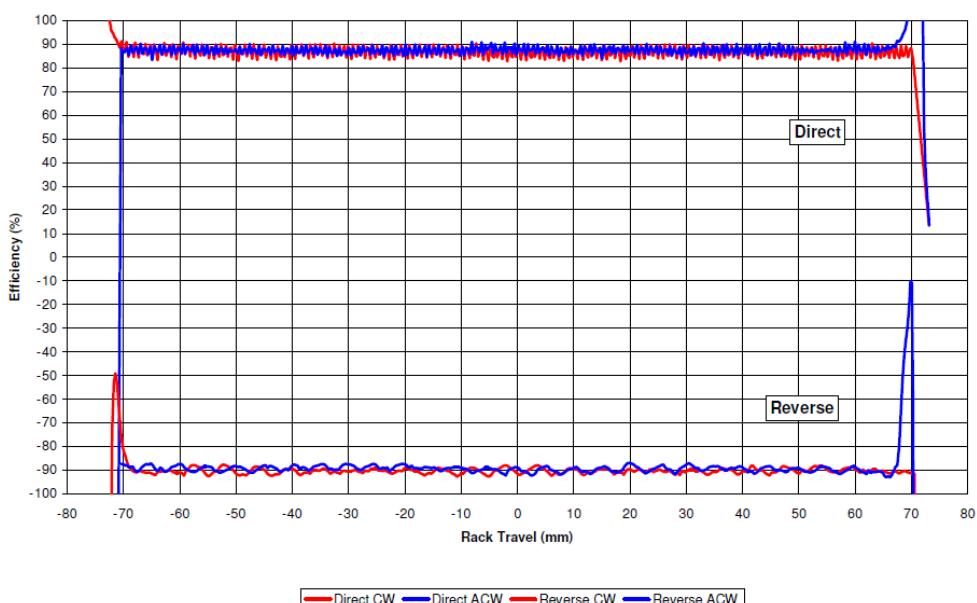


Bild K-33 Direkter und indirekter Wirkungsgrad eines mechanischen Zahnstangenlenkgetriebes

6.1.5 Geräusch-(NVH)-Anforderungen

Als allgemeine NVH(Noise, Vibration, Harshness)-Anforderung bei einem mechanischen Zahnstangenlenkgetriebe gilt das „Nichtvorhandensein“ von störenden Klappergeräuschen. Daher beginnen Betrachtungen zur Geräuschvermeidung bereits bei der konstruktiven Auslegung des Lenkgetriebes. Berechnung und Simulation unterstützen diese Betrachtungen. Sobald erste Prototypen zur Verfügung stehen, folgen Hardwareuntersuchungen auf dem Prüfstand. Hierzu wird das Lenkgetriebe auf dem Prüfstand fixiert und praxisnah belastet. Je nach Frequenz und Anregungsamplitude zeigen sich an den Lagerstellen der Zahnstange entsprechende Reaktionen, die dann in Bezug auf die Praxisrelevanz bewertet werden. Besteht Optimierungsbedarf im Druckstückbereich, dann können die in Kapitel K 4.3.2 diskutierten Abhilfemaßnahmen wie z. B. die Veränderung des Druckstückspiels und der Druckstückfedersteifigkeit sowie der Einsatz von O-Ringen untersucht und abgestimmt werden. Nach erfolgreicher Abstimmung erfolgt eine Bestätigung im Fahrzeugtest.

6.2 Festigkeitsanforderungen an Lenkgetriebe

Hinsichtlich der Festigkeitsanforderung ist die Überprüfung der statischen und der dynamischen Festigkeit maßgeblich.

6.2.1 Statische Festigkeit

Die statische Festigkeit eines mechanischen Zahnstangenlenkgetriebes wird hauptsächlich durch die „Bruchmomentenprüfung“ und die „Schlagpendelprüfung“ bestätigt.

Bruchmomentenprüfung

Der Schwerpunkt dieser Untersuchung liegt in der Überprüfung der statischen Festigkeit von Zahnstange, Lenkrad und Gehäuse. Durch Aufbringung eines querkraftfreien Drehmoments auf die Eingangswelle in beide Richtungen werden die Bauteile bei blockierter Zahnstange bis zum Ausfall getestet. Die Prüfung gilt als bestanden, wenn mindestens ein definiertes Momentenniveau erreicht wird, bevor ein Drehmomenteneinbruch und damit das Versagen eines Bauteils in der Lenkung eintritt. In der Regel liegen die Anforderungen hierfür im Bereich von 250 Nm.

Schlagpendelprüfung

Die Einleitung des Stoßes in das Lenkgetriebe erfolgt mittels einer Spurstange über den Kugelzapfen des Außengelenks. Die Stellung der Spurstange entspricht der Einbaulage bei voller Einfederung. Dabei wird die Zahnstange auf der Belastungsseite voll ausgefahren. Das Trägheitsmoment der Lenksäule und des Lenkrades wird durch eine Ersatzmasse an der Eingangswelle nachgebildet. Die Anforderungen an das Lenkgetriebe gelten als erfüllt, falls je nach Belastungsstufe die volle Funktionsfähigkeit nachgewiesen wird und kein Bauteilbruch vorliegt.

6.2.2 Dynamische Festigkeit und Verschleißprüfung

Im Rahmen der Überprüfung der dynamischen Festigkeit werden Parkier- und Verschleißprüfungen durchgeführt.

Parkierprüfung

Der Parkiertest ist ein Prüfstandstest, der mit hohen Zahnstangenlasten in kurzer Zeit die Lebensdauerbelastung eines Lenkgetriebes nachbildet. Da für fast alle Komponenten Lebensdaueraussagen aus diesem Test gewonnen werden, ist diese Prüfung ein wichtiger Bestandteil des Prüfprogramms

für mechanische Zahnstangenlenkungen. Die Eingangswelle wird mit einer über den Zahnstangenhub konstanten Geschwindigkeit angetrieben. Hierbei wirkt eine Prüflast, die der maximalen Betriebslast der Lenkung entspricht, der Zahnstangenbewegungsrichtung entgegen. Die Betriebslast wird zu gleichen Teilen an den beiden Außengelenken rechts und links aufgebracht. Im Anschlag hat das Axialgelenk mit dem Lenkgetriebegehäuse Kontakt. In dieser Position wird das Drehmoment an der Eingangswelle auf das Weiterdrehmoment erhöht und dann gehalten. Anschließend werden die Drehrichtung der Eingangswelle und die Richtung der Last an den Spurstangen umgekehrt.

Verschleißprüfung

Der Verschleißtest wird auf einem Prüfstand durchgeführt, der die Lebensdauerbelastung des Lenkgetriebes aufgrund der Höhe der eingeleiteten Kräfte und Momente in relativ kurzer Zeit nachbildet. Schwerpunktmaßig werden hierbei Komponenten wie Lenkritzel, Zahnstange, Lager sowie die innere Verschmutzung des Lenkgetriebes durch Abrasion getestet.

Die Eingangswelle wird mit einer über den Zahnstangenhub konstanten Geschwindigkeit gegen eine Prüflast an der Zahnstange angetrieben. Die Aufbringung der Prüflast erfolgt über die Spurstangenaußengelenke und die Eingangswelle der Lenkung. Im Anschlag (Hubendlage) hat das Axialgelenk Kontakt mit dem Lenkgetriebe und ermöglicht eine Drehmomenterhöhung. Nach Erreichen des Maximaldrehmoments erfolgt eine Drehrichtungsumkehr an der Eingangswelle, wobei sich auch die Richtung der Zahnstangenkraft umkehrt.

Entsprechen die Funktionswerte der Lenkung nach dem Verschleißtest nicht mehr der vorgegebenen Spezifikation, so gilt die Prüfung als nicht bestanden. Weiterhin führt ein Druckstückspiel von größer oder gleich 0,5 mm zum Nichtbestehen der Prüfung.

6.3 Umweltanforderungen an Lenkgetriebe



Um den Umweltanforderungen gerecht zu werden, müssen der Salzsprühnebeltest und der Schmutzwassertest in einer Umweltsimulation bestanden werden.

6.3.1 Salzsprühnebelprüfung

Bei der Salzsprühnebelprüfung werden Lenkungen mit verschiedenen NaCl-Lösungen nach DIN ISO 9227 besprüht. Dabei gelten die folgenden Anforderungen:

- Keine Grundmetallkorosion
- Absolute Dichtheit
- Funktionsfähigkeit nach dem Test

6.3.2 Schmutzwasserprüfung

Diese Prüfung erfolgt an einer kompletten Lenkung, die durch Einleitung einer Drehbewegung am Lenkritzel wiederholend zwischen ihren Endanschlägen verfahren wird. In der Regel beinhaltet diese Prüfung zwei Betriebzustände, die aus dem Besprühen der Lenkung mit anschließendem Trockenlauf bestehen. Während des Sprühbetriebes wird die ganze Lenkung inklusive Spurstangen mit Schmutzwasser drucklos besprüht. Bei dem Trockenlauf wird das Lenkgetriebe mit Warmluft aufgeheizt. Ähnlich wie bei der Salzsprühnebelprüfung wird auch hier die absolute Dichtheit des Lenkgetriebes nach dem Test gefordert.

7 Designverifikation und Produktvalidierung eines Zahnstangenlenkgetriebes

Der Freigabeprozess und die dafür zu absolvierenden Prüfungen sind Bestandteil des Lasten- und Pflichtenheftes. Die Freigaben erfolgen dabei an wichtigen Punkten des Entwicklungsprogramms.

Üblicherweise wird der gesamte Freigabeprozess mit dem Kunden (OEM) bereits vor der Nominierung des Lenkgetriebelieferanten abgestimmt und festgelegt. Dadurch wird dieser Freigabeprozess zu einem obligatorischen Teil des Lastenheftes. Nur die Lenkungen, die alle in den Testspezifikationen beschriebenen Prüfungen bestehen, können eine interne Produktfreigabe vom Lenkungshersteller erhalten.

Nachfolgend werden die Ziele dieser Prüfungen und die Anforderungen an die jeweiligen Prüflinge beschrieben.

7.1 Konzeptverifikation (CV)

Ziel der Prüfung ist die Verifikation von Produktmerkmalen sowohl qualitativ (der Betrieb des Produktes ist ohne Gefährdung der Sicherheit möglich) als auch quantitativ (die Forderungen der Pflichten- und Lastenhefte werden eingehalten). Die Konzeptverifikationsphase ist durch Entwicklungsschleifen gekennzeichnet und wird mit der endgültigen Festlegung des Designs beendet.

7.2 Designverifikation (DV)

Ziel der Prüfungen zur Designverifikation ist der Nachweis von Produkteigenschaften an Prüflingen, die mit Behelfswerkzeugen erstellt werden. Mit diesen Prüfungen wird der Nachweis erbracht, dass das Produktdesign den Qualitätsanforderungen genügt. Die Prüfungen werden nach der endgültigen Festlegung des Designs durchgeführt, Entwicklungsschleifen werden nicht mehr durchlaufen.

7.3 Produktvalidierung (PV)

Ziel der Prüfung zur Produktvalidierung ist der Nachweis von Produkteigenschaften an Prüflingen, die im Serienfertigungsprozess (industrielle Fertigung) erzeugt werden. Bei der Erstellung der Prüflinge müssen die Parameter des späteren Serienfertigungsprozesses exakt eingehalten werden. Hierzu zählen im Einzelnen die Teilesfertigung, die Montage, die eingesetzten Maschinen und Werkzeuge, die Prozessreihenfolge und die Qualitätssicherungsmaßnahmen.

Die Prüfung zur Produktvalidierung (und das trifft auch für die Designverifikation zu) sind derart konzipiert, dass jeweils schwerpunktmäßig die Produkteigenschaften in Bezug auf:

- Statische Festigkeit
- Dynamische Festigkeit
- Verschleißfestigkeit und
- Umweltbeständigkeit

abgeprüft werden. Die Größe der aufzubringenden Prüflasten richtet sich generell nach den zu erwartenden Betriebslasten für das Produkt. Das Freigabeprogramm ist bestanden, wenn alle Anforderungen der relevanten Prüfnormen innerhalb des definierten Validierungsumfangs erfüllt sind.

7.4 Serienbegleitende Prüfung

Ziel der serienbegleitenden Prüfung ist die stichprobenartige Kontrolle von Produktmerkmalen, die bei den Qualitätssicherungsmaßnahmen in der Produktion nicht erfasst werden können. Typischerweise handelt es sich hierbei um Merkmale, die in der generischen Produktspezifikation beschrieben werden. Es wird mit diesen Prüfungen die Güte der Zulieferteile und die Stabilität des Montageprozesses erfasst. Die Prüflinge müssen daher unter Einhaltung der vorgeschriebenen und freigegebenen Prozessparameter gefertigt sein.

8 Hydraulische Lenkungen

Die hydraulische Servozahnstangenlenkung stellt eine Weiterentwicklung der manuellen Lenkung dar, bei der Zusatzeinrichtungen zur Verstärkung der Zahnstangenkraft eingebracht wurden. Wie in **Bild K-34** dargestellt, besteht sie aus einem mechanischen Teil, welcher der in den Kapiteln K 4 und K 5 beschriebenen mechanischen Zahnstangenlenkung sehr ähnlich ist und einem hydraulischen Teil, der die notwendigen Komponenten zur Kraftübertragung (Zylinder/Kolben), Steuerung (Lenkventil) und Übertragung der Hilfsenergie (Transferleitungen und Hydraulikanschlüsse) umfasst.

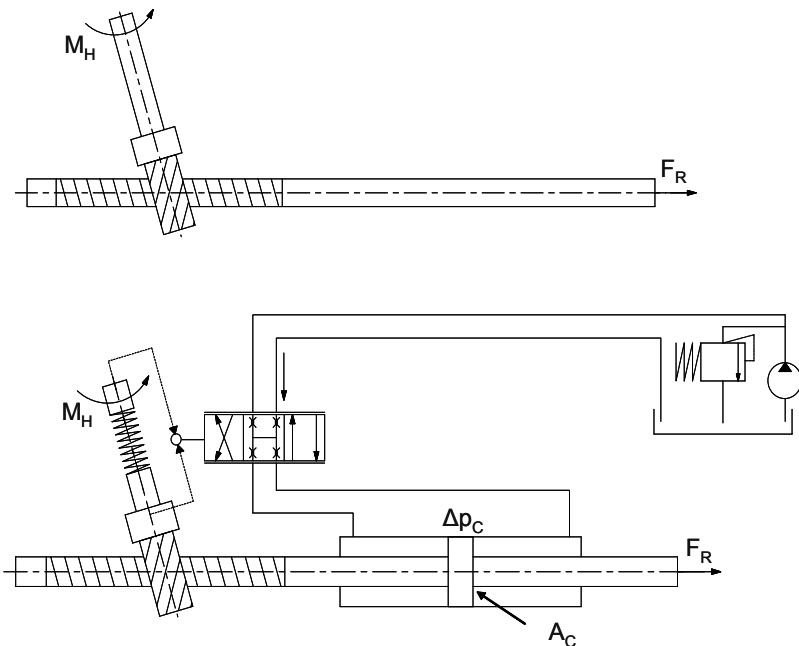


Bild K-34 Konzeptvergleich zwischen mechanischer und hydraulischer Lenkung

Die wirksame Zahnstangenkraft wird bei diesem Lenkungstyp durch eine Überlagerung der mechanisch aufgebrachten Kraft und der hydraulischen Kraft erzeugt:

$$FR = F_{mech} + F_{hydr} = \frac{MH}{r_{Pi}} + \Delta p C(MH) \cdot AC \quad K.3$$

8.1 Zielsetzung

Verringerung der Lenkkräfte

Primäres Ziel bei der Entwicklung von Servolenkungen war die Reduktion der notwendigen Lenkkräfte, insbesondere bei stehendem Fahrzeug, und damit eine Steigerung des Komforts für den Fahrer. Die Notwendigkeit für diese Entlastung des Fahrers hat sich mit den stetig steigenden Vorderachslasten und den daraus folgenden höheren Zahnstangenkräften der Lenkung weiter vergrößert.

Verringerung der Lenkübersetzung

Frühzeitig wurde aber auch die Möglichkeit genutzt, die Lenkübersetzung zu reduzieren. Sie muss bei manuellen Lenkungen hoch gewählt werden, um die Lenkkräfte auf einem für alle Fahrer komfortablen Niveau und auch im Rahmen der Zulassungsvorschriften (ECE-Regelung R79) zu halten. Mit einer solchen Auslegung sind häufig bei geringer Fahrgeschwindigkeit keine schnellen Richtungsänderungen möglich, da die dafür notwendigen Lenkradwinkel vom Fahrer physisch nicht schnell aufgebracht werden können. Die Reduktion der Lenkübersetzung bei Servolenkungen bewirkt also, neben einem weiter gesteigerten Lenkomfort, auch eine Steigerung der Fahrsicherheit, da beispielsweise schnelle Ausweichmanöver im Stadtverkehr besser unterstützt werden. Der Trend zu weiter verringerten Lenkübersetzungen oder variablen Übersetzungen, die ausgehend von der Mittenposition der Zahnstange abnehmen, hält an und ist zu einer wichtigen Zielsetzung für Servolenkungen geworden.

Erhöhung der Dämpfung des Lenksystems

Ein weiteres Ziel ist es, die Dämpfung des Lenksystems für die verschiedenen auftretenden Schwingungsformen zu erhöhen und von der Straße eingeleitete Störungen im Lenksystem zu unterdrücken. Insbesondere wird dabei angestrebt, die bei mechanischen Lenkgetrieben teilweise notwendigen Zusatzeinrichtungen zur Lenkungsdämpfung in die Servolenkung zu integrieren und damit die Mehrkosten der Servolenkung teilweise zu kompensieren.

K

Größere Freiheit bei der Auslegung des Fahrwerks

Seitdem eine Servolenkung in den meisten Fahrzeugklassen zur Grundausstattung gehört, wird auch die Möglichkeit genutzt, Kompromisse bei der Fahrwerksauslegung zugunsten geringerer Lenkkräfte zu vermeiden. Dies betrifft z. B. die Definition des Nachlaufs, aber auch die Wahl der Reifenbreite.

8.2 Notwendige Veränderungen am Fahrzeug gegenüber der manuellen Lenkung

Im Package der hydraulischen Lenkung müssen einige Zusatzkomponenten untergebracht werden, durch die das Lenkgetriebe an Kompaktheit einbüßt (siehe Bild K-35). Auf der Eingangswelle ist dies das Lenkventil, welches den minimalen Abstand zwischen der Zahnstangenachse und der Anbindung des Lenkgetriebes an die Lenkzwischenwelle vergrößert. Weiterhin muss der Lenkzylinder in der Verlängerung der Zahnstangenachse oder parallel zu ihr angeordnet werden.

Tiefer greifende Veränderungen bringt die Berücksichtigung der Hilfsenergieversorgung entweder im Nebenantrieb des Verbrennungsmotors oder als elektrisch betriebenes Motor-Pumpen-Aggregat und ihre Verbindung mit der Servolenkung über Rohre und Schläuche mit sich.

Wie bereits erwähnt, sind andererseits Kompromisse bei der Auslegung der Vorderachsgeometrie zugunsten geringerer Lenkkräfte nicht mehr notwendig.

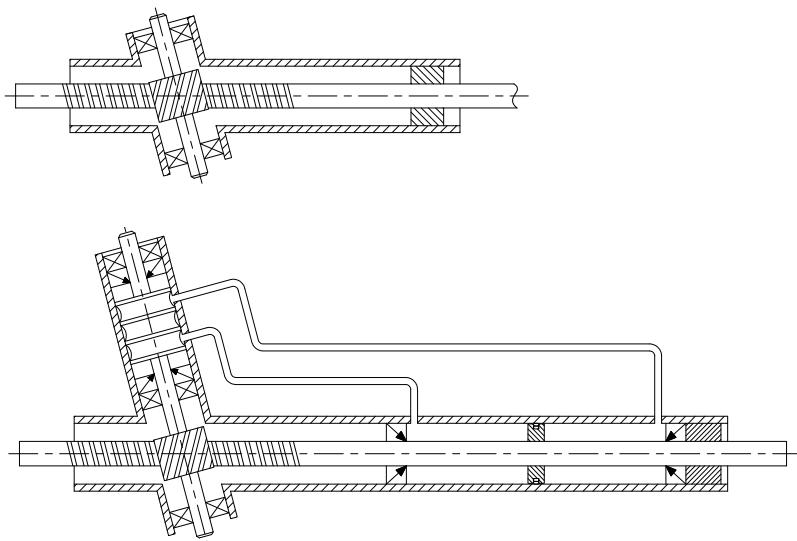


Bild K-35 Packagevergleich von manuellen und hydraulischen Lenkgetrieben

8.3 Notwendige Veränderungen am Lenkgetriebe gegenüber der manuellen Lenkung

K

Das Lenkgetriebe ist auf deutlich erhöhte Betriebslasten auszulegen. Dies ist einerseits bedingt durch die im Allgemeinen erhöhten Lenkräfte, die aus der Auslegung der Vorderachsgeometrie resultieren. Stärker wirkt sich aber eine Änderung des Fahrerverhaltens aus, der deutlich häufiger Lenkmanöver bei stehendem Fahrzeug vornimmt, also in einer Situation mit sehr hohen Zahnstangenkräften, da dies mit einer Servolenkung ohne große Mühe möglich ist. Gleichwohl werden Komponenten des Lenkgetriebes, wie die Verzahnung oder die Lagerung des Lenkritzels, im Fahrbetrieb weniger beansprucht, da sie nur durch die geringeren, vom Fahrer aufgebrachten Momente belastet werden. Für die Auslegung der Festigkeit dieser Komponenten stehen daher wenige oder einzelne hohe Lastspitzen im Vordergrund, die bei Missbrauchssituationen wie dem Bordsteinabdrücken oder Unfallsituationen auftreten, in denen die maximal mögliche Servounterstützung nicht ausreicht und ein großer Anteil der Zahnstangenkraft im mechanischen Teil der Lenkung übertragen wird.

8.4 Besonderheiten für hydraulische Lenkgetriebe beim Einsatz im Fahrzeug

Für die Hydraulik des Lenksystems ist keine Wartung vorgesehen – abgesehen von einer regelmäßigen Kontrolle des Ölstandes im Rahmen der Fahrzeuginspektion, um Funktionsausfälle bei geringen Leckagen zu vermeiden. Dies stellt hohe Anforderungen an das Dichtsystem der Lenkhydraulik.

Beim Sicherheitskonzept des Lenksystems ist bei der Servolenkung gegenüber einer manuellen Lenkung weiterhin ein Ausfall der Lenkunterstützung zu berücksichtigen. Die formalen Anforderungen werden durch einen mechanischen Durchtrieb vom Lenkrad zu den Vorderrädern und durch einen Nachweis der ausreichend geringen Lenkräfte beim Ausfall der Servounterstützung nach

EU-Regelung ECE R79 erfüllt. Darüber hinaus muss aber sichergestellt werden, dass ein Fahrzeug mit ausgefallener Servounterstützung vom Fahrer auch in realen Verkehrssituationen noch hinreichend sicher manövriert werden kann oder dass er bei einem Ausfall frühzeitig gewarnt wird.

9 Aufbau und Komponenten hydraulischer Lenkgetriebe

Die Funktion eines Servolenkgetriebes umfasst folgende Teilaspekte:

- Feste oder elastische Anbindung des Lenkgetriebegehäuses an das Fahrzeug (meist am Hilfsrahmen, der die Vorderachse aufnimmt)
- Definierte Anbindungspunkte der Axialgelenke beider Spurstangen an der Zahnstange in einem festen Abstand
- Translatorische Bewegung der Zahnstange parallel zur y-Achse des Fahrzeugkoordinatensystems (Querachse)
- Definierte Übersetzung zwischen translatorischer Zahnstangenbewegung und rotatorischer Bewegung der Eingangswelle
- Definierter Anbindungspunkt für die Lenksäule an der Eingangswelle des Lenkgetriebes, so dass dessen Lage und die Orientierung der Eingangswelle die Einhaltung der Vorgaben für die Anbindung zum Lenkrad ermöglicht (Package, Freigängigkeit, Gleichförmigkeit der Übersetzung)
- Integration der Lenkungshydraulik, die das an der Eingangswelle anliegende Lenkradmoment erfassst und in eine Unterstützungs kraft in Zahnstangenrichtung übersetzt

Bild K-36 zeigt exemplarisch ein Lenkgetriebe in Explosionsdarstellung mit Benennung der Hauptkomponenten.

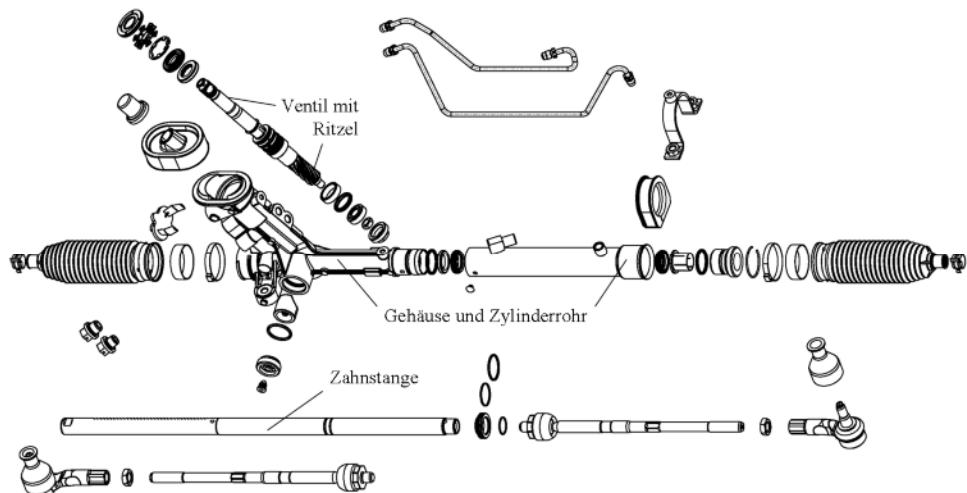


Bild K-36 Hauptkomponenten der hydraulischen Zahnstangenlenkung

Viele Komponenten sind denen des mechanischen Lenkgetriebes ähnlich wie Lenkritzeln, Druckstück, Zahnstange, Zahnstangenbuchse, Lenkungsgehäuse und Lenkungsbälge. Sie wurden bereits in Kapitel K 4 beschrieben. In diesem Kapitel werden daher nur die Komponenten behandelt, die basierend auf dem grundsätzlichen Aufbau einer Zahnstangenlenkung in hydraulischen Servolenkungen zusätzlich zum Einsatz kommen – Lenzkylinder, Lenkventil und Verbindungen.

9.1 Ausführungsformen

Um das Lenkgetriebe an die Erfordernisse des Fahrzeugs hinsichtlich Package und Vorderachsgeometrie anzupassen, wurden verschiedene Ausführungsformen entwickelt, die sich hauptsächlich durch die Anordnung des Lenzkylinders unterscheiden.

9.1.1 Endabgriff

Diese in **Bild K-37** dargestellte Ausführung ist charakterisiert durch die durchgehende Zahnstange, die auf einer Hälfte die Verzahnung aufnimmt (mechanischer Teil des Lenkgetriebes), auf der anderen Hälfte als Kolbenstange mit Kolben ausgeführt ist (hydraulischer Teil des Lenkgetriebes) und an deren Enden die jeweiligen Axialgelenke der Spurstangen angebunden sind. Sie ist heute am weitesten verbreitet.



Bild K-37 Hydraulische Zahnstangenlenkung mit Endabgriff

K

Diese Ausführung der Lenkung ist kompakt und ermöglicht eine steife Anbindung der Räder bei geringem Gewicht, da die Zahnstange ohne weitere Bauteile auch die Verbindung beider Spurstangen herstellt und die Krafteinleitung durch die Spurstangen in das Lenkgetriebe ohne Versatz in die Zahnstangenachse erfolgt. Varianten für Links- und Rechtslenker lassen sich häufig durch Spiegelung der Lenkung in der Mitte der Zahnstange darstellen, also letztlich durch ein Vertauschen von mechanischem und hydraulischem Teil. Nachteilig kann bei dieser Anordnung die relativ geringe verbleibende Länge der Spurstangen sein, welche durch den Abstand der Spurhebel an den Rädern und durch die Gesamtlänge der Zahnstange definiert wird. Einerseits können sich hieraus beim Ein- oder Ausfedern der Vorderräder große Beugungswinkel der Spurstangengelenke ergeben, die auch einen hohen Querkraftanteil bei der Einleitung der Spurstangenkräfte in die Zahnstange zur Folge haben, was bei deren Festigkeitsauslegung berücksichtigt werden muss. Andererseits können damit starke Vorspuränderungen über dem Federweg der Vorderräder verbunden sein, die Kompromisse bei der Auslegung der Fahrwerksgeometrie erzwingen.

Bei entsprechender Auslegung des Fahrwerks können kurze Spurstangen aber auch vorteilhaft genutzt werden, um eine Verringerung der Lenkübersetzung bei hohen Radeinschlagswinkeln noch ausgeprägter zu gestalten.

9.1.2 Mittenabgriff

Auch diese Ausführung, dargestellt in **Bild K-38**, besteht aus einem mechanischen und einem hydraulischen Teil, die durch eine durchgehende Zahnstange verbunden sind. Die Anbindung der Spurstangen erfolgt jedoch achsenversetzt in der Mitte der Zahnstange zwischen dem mechanischen und dem hydraulischen Teil.

Dem Vorteil einer möglichen größeren Spurstangenlänge stehen erhöhter Bauaufwand und erhöhtes Gewicht gegenüber. In den 80er und 90er Jahren, als in den unteren Fahrzeugklassen Servolenkungen als Sonderausstattungen angeboten wurden, bot diese Bauform die Möglichkeit, ein kompaktes und leichtes manuelles Lenkgetriebe mit einseitigem Abgriff (Kurzlenkgetriebe) und ein Servolenk-

getriebe mit Mittenabgriff im selben Fahrzeug ohne weitere Adaption der Befestigung oder der Spurstangen zu realisieren. Heute wird diese Bauform bei Neukonstruktionen gemieden und wurde zuletzt nur bei manchen geländegängigen Fahrzeugen verwendet, bei denen sich die Vorteile der langen Spurstangen für die Fahrwerksgeometrie aufgrund sehr langer Federwege stärker bemerkbar machen.

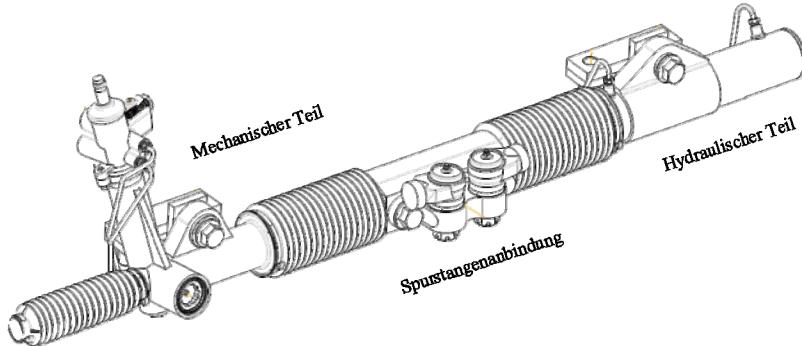


Bild K-38 Zahnstangenlenkung mit Mittenabgriff (Spurstangen nicht dargestellt)

9.1.3 Paralleler Hilfszylinder

Auch die parallele Anordnung des Lenkzylinders zur Zahnstangenachse entstand aus dem Bestreben, in einem ursprünglich für eine manuelle Lenkung entwickelten Fahrwerk ohne fundamentale Änderungen den Einsatz einer Servolenkung zu ermöglichen. Dabei wird ein Differentialzylinder mit dem Lenkgehäuse verbunden, so dass die Kolbenstange parallel zur Zahnstange verläuft und an ihrem Ende durch ein Verbindungselement angebunden ist. Der Zylinder stellt dabei eine eigenständige Einheit dar, das Lenkungsgehäuse ist hauptsächlich zur Aufnahme des Leniventils modifiziert. Nachteilig bei dieser Bauform ist die unterschiedlich wirksame Kolbenfläche in den beiden Zylinderkammern, die dadurch entsteht, dass auf einer Seite des Kolbens die Kolbenstange einen Teil der Kolbenfläche abdeckt. Will man die gleiche Zahnstangenkraft erhalten, so müssen je nach Lenkrichtung unterschiedliche Drücke eingesteuert werden, was bei der Ventilauslegung zu berücksichtigen ist. Durch den Achsversatz leitet die Kolbenstange Biegemomente in die Zahnstange ein und auch das Verbindungselement erfährt hohe Belastungen. Dadurch ist das Gewicht höher als bei einem Lenkgetriebe mit Endabgriff, aber auch der Bauaufwand ist größer mit entsprechenden Kostenachteilen. Die Vorteile liegen in einer möglichen, größeren Spurstangenlänge und einer prinzipiell besseren Packageflexibilität, da sich der Lenkzylinder in verschiedenen Positionen am Lenkgetriebegehäuse anordnen lässt. Für Pkw wird diese Ausführung nicht mehr verwendet, wenn die gesamte Plattform mit Servolenkungen ausgestattet wird.

Für schwere Nutzfahrzeuge gibt es allerdings, wie in **Bild K-39** gezeigt, Prototypen einer ähnlichen Ausführung, die zum Einsatz kommen soll, wenn die heutzutage noch übliche starre Vorderachse mit Kugelumlauflenkung und Lenkgestänge durch eine Einzelradaufhängung mit Zahnstangenlenkung ersetzt wird. Hier werden aber die Axialgelenke an beiden Seiten des Hydraulikzylinders angebunden und der mechanische Teil der Lenkung mit der Zahnstange ist parallel dazu angeordnet.

Diese Auslegung ermöglicht relativ lange Spurstangen, die hilfreich sind, um große Einschlagwinkel der Vorderräder ($>55^\circ$ für das kurveninnere Rad) zu erreichen und dabei die Ackermann-Bedingung weitgehend einzuhalten. Beides ist notwendig, um auch bei langen Radständen einen kleinen Wendekreis zu bieten und in der Praxis nutzbar zu machen. Weiterhin lässt sich die Verringerung der gesamten Lenkübersetzung hin zum vollen Einschlag der Räder limitieren, was bei schweren Nutzfahrzeugen gewünscht ist, um ausreichend Lenkunterstützung über den gesamten Lenkweg mit einem möglichst kleinen und leichten Lenkgetriebe zur Verfügung zu stellen.

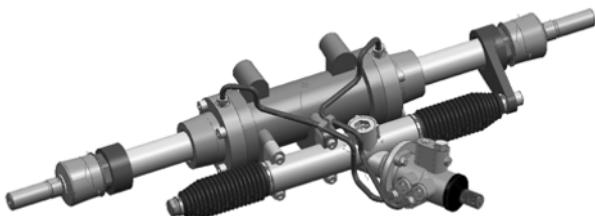


Bild K-39
Prototyp eines Parallelgetriebes
für Nfz

Die Ausführungen in den folgenden Kapiteln beziehen sich auf Lenkungen in der überwiegend gewählten Ausführungsform, dem Endabgriff.

9.2 Zylinder

Der Zylinder einer Servolenkung beinhaltet alle Komponenten, die zur Bereitstellung einer Unterstützungskraft mittels Hydraulik notwendig sind. In **Bild K-40** sind die Komponenten dargestellt und benannt.

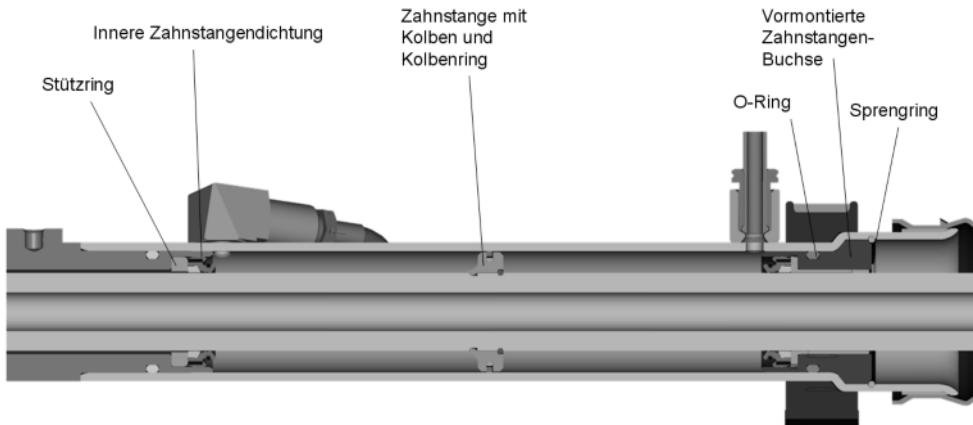


Bild K-40 Zusammenbau Rohr und Zahnstange

Darüber hinaus umfasst der Zylinder außen einen oder mehrere Anbindungspunkte für die Befestigung im Fahrzeug. Weiterhin wird bei Servolenkungen die Lagerbuchse der Zahnstange in den Zylinderbereich gelegt, um einen möglichst großen Abstand ihrer beiden Lagerpunkte innerhalb der Lenkung zu gewährleisten.

9.2.1 Zahnstange im Zylinderbereich

Die Zahnstange hat im Zylinderbereich folgende Funktionen:

- Aufnahme des Kolbens und der Kolbenkräfte
- Abdichtung des Zylinderraums zusammen mit den Zahnstangendichtungen
- Aufnahme von außen eingeleiteter Längs- und Querkräfte mit geringen Elastizitäten
- In den meisten Ausführungen: Luftausgleich zwischen beiden, von den Lenkungsbälgen umschlossenen Räumen bei Bewegungen der Zahnstange

Meistens werden Zahnstangen aus entsprechendem Rundstahl in einem Stück gefertigt – gefügte Konstruktionen aus zwei Teilen für den mechanischen und den hydraulischen Bereich werden selten angewendet. Aus Gewichtsgründen, aber auch um den erwähnten Luftausgleich zu ermöglichen, wird die Zahnstange auf der gesamten Länge oder zumindest im hydraulischen Bereich hohlgebohrt (siehe **Bild K-41**). Nachdem der mechanische Bereich mit der Verzahnung fertig gestellt ist (siehe Kapitel K 4.3.4) und eine radiale Nut zur Befestigung des Kolbens in die Zahnstange eingebracht ist, wird sie im gesamten hydraulischen Bereich geschliffen, um eine ausreichende Oberflächengüte für die Zahnstangendichtungen zu erreichen, welche dann im gesamten weiteren Produktionsprozess nicht beeinträchtigt werden darf.

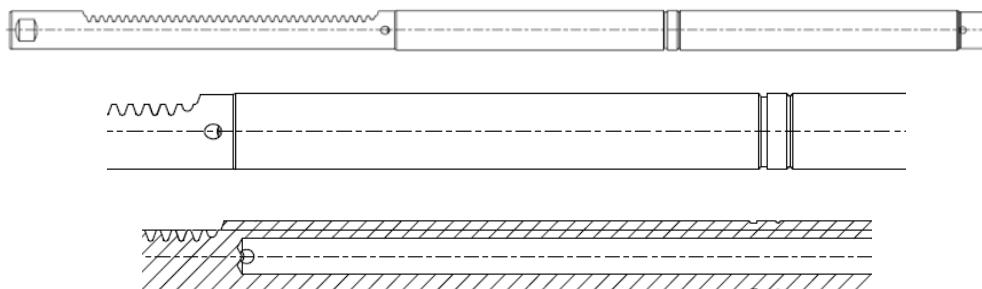


Bild K-41 Zahnstange mit Hohlräumungen und Kolbenbüchse

Für die Auslegung der Festigkeit der Zahnstange sind dieselben Anforderungen wie in mechanischen Lenkungen zu beachten. Sie resultieren insbesondere daraus, dass die Zahnstange eine sicherheitskritische Komponente ist, die unter allen Umständen eine feste Verbindung zwischen den gelenkten Rädern und eine kontrollierte Bewegung entlang ihrer Längsachse gewährleisten muss. Der für die Festigkeit kritische Bereich liegt im Allgemeinen im Bereich der Verzahnung, zur Mitte der Zahnstange orientiert, daher sind im hydraulischen Bereich der Zahnstange keine besonderen Anforderungen zu beachten. Insgesamt muss die Zahnstange jedoch im Vergleich zur manuellen Lenkung auf höhere Festigkeit ausgelegt werden, einerseits wegen der größeren Länge der Zahnstange, die bei Einleitung von Querkräften an ihren Enden höhere Biegemomente entstehen lässt, andererseits wegen der höheren möglichen Zahnstangenkräfte, die besonders in Mißbrauchssituationen wie dem Bordsteinabdrücken durch eine Kombination von maximaler hydraulischer Unterstützung und extrem hohen Lenkradmomenten (sie können über 100 Nm betragen) hervorgerufen werden. Auch in diesem Fall darf die Zahnstange keine plastische Verformung erfahren, die ihre Freigängigkeit im Lenkgetriebe beeinträchtigt.

K

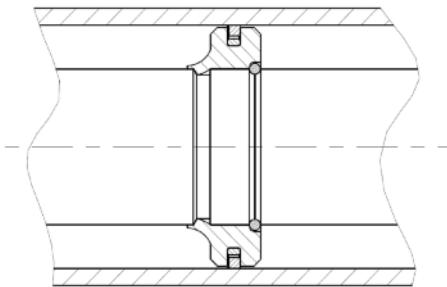
9.2.2 Kolben mit Kolbenring

Der Kolben wird als Dreiteil aus Stahl ausgeführt, der Kolbenring besteht aus einem PTFE Compound (meist mit Bronze oder Graphit als Füllstoff), das im Sinter- bzw. Extrusionsverfahren hergestellt, anschließend abgedreht und abgelängt wird.

Beide zusammen haben folgende Funktionen:

- Hydraulische Trennung der beiden Zylindrerräume bei minimaler interner Leckage
- Übertragung der hydraulischen Kräfte auf die Zahnstange

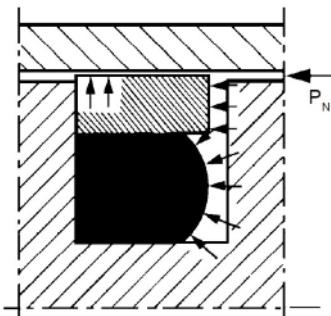
Bild K-42 zeigt Kolben und Kolbenring im montierten Zustand mit ihrer Anbindung an die Zahnstange.

**Bild K-42**

Zusammenbau Zahnstange mit Kolben und Kolbenring

Die Abdichtung der Zylinderkammern ist primäre Aufgabe des Kolbenringes. Der Spalt (ca. 0,1 mm) zwischen dem Außendurchmesser des Kolbens und dem Innendurchmesser des Zylinderrohrs wird durch den Kolbenring geschlossen. Der Kolbenring befindet sich in einer Nut im Kolben, deren Tiefe Ausgleichsbewegungen des Kolbenringes zulässt. Aufgrund des im Vergleich zum Zylinderrohr größeren Außendurchmessers des Kolbenringes und der Vorspannkraft des unter dem Kolbenring befindlichen O-Rings wird eine statische Anpressung erzeugt, um ein Überströmen des Fluids über den Kolbenring bei schnell ansteigendem Druck zu verhindern (Blow-by-Effekt).

Die eigentliche Dichtwirkung resultiert jedoch aus einer Anpressung, die vom Flüssigkeitsdruck aufgebracht wird, einerseits indem der Kolbenring gegen die entsprechende Nutflanke gedrückt wird und andererseits über den O-Ring, der eine radiale Kraft auf den Innendurchmesser des Kolbenrings ausübt. Notwendige Voraussetzung zur Erfüllung dieser Aufgabe ist ein stets freier Zugang des Fluids zum O-Ring. Bei schnellen wechselseitigen Druckbeaufschlagungen kann es dazu kommen, dass der Kolbenring im Umkehrpunkt an der Nutflanke anliegt und den direkten Zutritt des Druckmediums zum O-Ring verhindert, so dass die zur Abdichtung notwendige Anpresskraft nicht hergestellt wird, wodurch es zu Leckage kommen kann. Daher werden beidseitig Nuten am Kolbenring eingebracht, um die hydraulische Verbindung zum O-Ring stets aufrecht zu halten.

**Bild K-43**

Wirkung des Fluiddrucks auf Kolbenring und O-Ring

Der Spalt zwischen Kolbenring und Kolbennut soll Bewegungen des Kolbenringes ermöglichen. Ist er aber zu breit, so bewegt sich der Kolbenring bei einem Wechsel der druckbeaufschlagten Seite (z. B. durch ein Umkehren der Lenkrichtung) in der Nut von einer Anlagefläche zur anderen. Dies verzögert erst den Druckaufbau in der Zylinderkammer, lässt ihn dann aber mit einem hohen Gradienten erfolgen, wenn der Kolbenring seine Endposition erreicht hat und die Abdichtung einsetzt. Dadurch werden Geräuschimpulse im Hydrauliksystem verursacht, die im Fahrzeuginnenraum deutlich hörbar und somit unakzeptabel sind.

Der Spalt zwischen Außendurchmesser des Kolbens und Innendurchmesser des Zylinderrohrs verhindert einerseits, dass der Kolben die Zylinderwand berührt, auch wenn die Zahnstange sich unter Querkrafteinfluss durchbiegt. Andererseits kann der Werkstoff des Kolbenrings bei einem zu großen

Spalt unter dem dauerhaften Einfluss von hohem Druck und hohen Temperaturen (Öltemperatur bis 120 °C, in einzelnen Applikationen sind auch bis 140 °C möglich) beginnen zu kriechen, so dass der Kolbenring in den Spalt extrudiert und damit seine Dichtwirkung einbüsst.

Zur Befestigung des Kolbens auf der Zahnstange werden verschiedene Verfahren verwendet. Ihnen ist gemeinsam, dass Material am Innendurchmesser des Kolbens so umgeformt wird, dass es in eine radiale Nut auf der Zahnstange gepresst wird. Der Kolben verfügt an seinem Innendurchmesser auf einer Seite oder auf beiden Seiten über einen Kragen mit geringer Wandstärke. Dieser wird durch Aufpressen mittels einer entsprechenden Matrize, durch Rollieren oder durch Rundhämtern radial in entsprechende Nuten auf der Zahnstange verformt, wodurch sich eine formschlüssige Verbindung ergibt. Hat der Kolben nur einen einseitigen Kragen, so wird die gegenüberliegende Seite durch einen Sicherungsring abgestützt, der in einer Zahnstangennut liegt.

Grundsätzlich muss der Kolben die maximalen hydraulischen Kräfte in beide Richtungen ohne Relativbewegung zur Zahnstange übertragen können. Andernfalls erzeugt er bei seiner Bewegung Geräuschimpulse im Hydrauliksystem, ähnlich den bereits im Zusammenhang mit dem Kolbenring beschriebenen.

9.2.3 Zahnstangendichtungen und Dichtsystem des Zylinders

Die Hauptfunktion der Zahnstangendichtungen ist, den hydraulischen Bereich des Zylinderrohrs unter allen auftretenden Bedingungen zuverlässig abzudichten, also über die gesamte Lebensdauer keine externe Leckage zuzulassen. Weiterhin sollen sie gewährleisten, dass keine Luft aus dem Raum innerhalb der Bälge in den Zylinder eingezogen wird. Dies kann bei extremen Lenkbewegungen mit hohen Zahnstangengeschwindigkeiten geschehen, wenn Unterdruck in einer Zylinderkammer erzeugt wird, weil der von der Pumpe geförderte Volumenstrom geringer ist als die Volumenänderung der Kammer. Eine weitere, in der Praxis häufig vorkommende und für diesen Effekt kritische Situation, tritt bei angehobenem Fahrzeug auf, wenn bei abgestelltem Fahrzeugmotor die Vorderräder geschwenkt werden.

In **Bild K-44** werden Zahnstangendichtungen im Einbau gezeigt. Das linke Bild stellt eine in die Zahnstangenbuchse eingepresste Dichtung dar, wie sie am Ende des Hydraulikzylinders eingebaut wird (äußere Zahnstangendichtung), das rechte Bild zeigt eine ins Lenkungsgehäuse eingepresste Dichtung an der Grenze zwischen dem mechanischen und dem hydraulischen Bereich des Lenkgetriebes (innere Zahnstangendichtung).

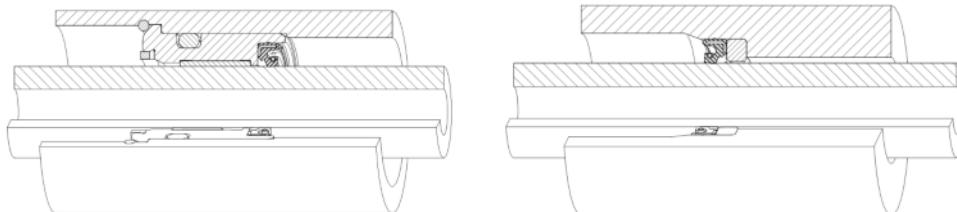


Bild K-44 Äußere und innere Zahnstangendichtung im Einbau

Aufbau einer Zahnstangendichtung

Die Zahnstangendichtung besteht aus einem Metallkörper, der die notwendige Festigkeit gewährleistet, um Drücken von 120 bar und mehr zu widerstehen. Dieser wird mit einer Gummimischung umspritzt, wodurch die Dichtelemente am äußeren und inneren Durchmesser ihre Gestalt erhalten.

Der verwendete Gummiwerkstoff muss neben der Kompatibilität zum verwendeten Hydrauliköl eine ausreichende Festigkeit bei hohen Temperaturen gewährleisten und eine ausreichende Flexibilität bei niedrigen Temperaturen. Weiterhin sind an der Dichtfläche zur Zahnstange eine hohe Abriebfestigkeit und eine geringe Reibung notwendig, um Stick-Slip-Effekte und damit verbundenes, hörbares Dichtungsquietschen zu vermeiden.

Schnittstelle am äußeren Durchmesser

Am äußeren Durchmesser wird die Dichtung ins Gehäuse oder in eine Buchse eingepresst. Um an dieser Stelle eine Abdichtung zu gewährleisten, muss, neben der Auslegung des Pressitzes für ausreichende radiale Vorspannung der Dichtfläche, der Dichtungssitz mit engen Toleranzen bearbeitet werden und er muss eine definierte Oberflächenbeschaffenheit aufweisen. Eine zu raue Oberfläche könnte bei der Montage zu einem Abrieb bzw. Abscheren des Dichtungsaußensitzes führen. Eine zu glatte Oberfläche dagegen könnte dazu führen, dass trotz korrekter dimensioneller Auslegung der Pressitz der Dichtung versagt und diese aus ihrem Sitz gezogen wird, wenn in der entsprechenden Zylinderkammer Unterdruck anliegt. Dies tritt beim Befüllen des Lenksystems und in einigen Betriebszuständen auf. Eine ausreichend große Anlagefläche stützt die Dichtung ab, wenn die Zylinderkammer unter Druck steht. Hierzu dient häufig ein Stützring aus Kunststoff, der in die Dichtung integriert ist.

Schnittstelle am inneren Durchmesser

An dieser Schnittstelle treten Relativbewegungen zwischen der Dichtlippe und der Zahnstange auf. Sie ist so ausgelegt, dass sie beim Ausfahren der Zahnstange nur einen dünnen Ölfilm zur Schmierung auf ihr hinterlässt und beim Einfahren der Zahnstange eine vollständige Rückförderung dieses Ölfilms ermöglicht. Die radiale Vorspannung wird, wie auch in **Bild K-45** illustriert, in Kombination auf drei Arten gewährleistet:

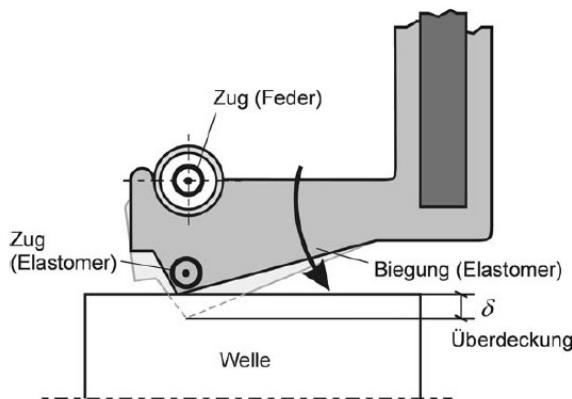


Bild K-45
Statische Vorspannung der Zahnstangendichtung auf der Zahnstange

Erstens werden ca. 50 % der Gesamtradialkraft durch die in die Dichtung integrierte Spiralfeder aufgebracht, indem sie bei der Montage auf den Zahnstangendurchmesser aufgeweitet wird.

Zweitens wird bei der Montage auch der Umfang der Dichtlippe vergrößert, was ca. 40 % der Gesamtradialkraft als Elastomer-Zuganteil beiträgt.

Drittens gibt es einen Elastomer-Biegeanteil (ca. 10 % der Gesamtradialkraft, Angaben jeweils bei Raumtemperatur), der aus der Biegung (Biegwinkel 7 bis 12 °) der Membranfläche beim Aufschieben auf die Zahnstange resultiert.

Zusätzlich zu der statischen Radialkraft entsteht unter Druckbeaufschlagung eine radiale Kraftkomponente auf die Dichtlippe, die proportional zum Druck ansteigt, weil die Dichtlippe nicht senkrecht

zur Zahnstange steht, sondern unter einem Winkel in den Zylinderraum hineinorientiert ist. Weiterhin erfolgt mit zunehmendem Druck eine Verformung der Membranfläche, so dass zusätzlich zu der im statischen Zustand (0 bar Überdruck) wirkenden primären Dichtlippe die bodenseitigen Dichtlippen bzw. die Membranfläche auf der Zahnstange anliegen und die Abdichtung unterstützen (siehe Bild K-46).

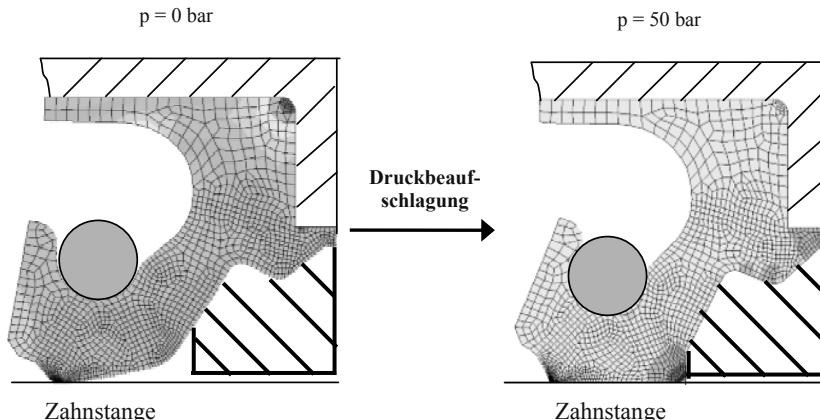


Bild K-46 Funktionsweise der Zahnstangendichtungen

Eine besondere Schwierigkeit bei der Auslegung einer Dichtung ist die große notwendige Flexibilität der Dichtfläche bei radialen Bewegungen der Zahnstange. Bedingt durch das Lagerungskonzept von Zahnstangenlenkungen (Führung über Druckstück und Lenkritzel) treten unter Querkrafteinfluss nicht unerhebliche radiale Bewegungen der Zahnstange relativ zur Dichtung auf, aber auch ein Rollen der Zahnstange beispielsweise durch radiale Verzahnungskräfte zwischen ihr und dem Lenkritzel. Diesen Bewegungen muss die Dichtlippe folgen und dabei stets eine ausreichende radiale Vorspannung um den gesamten Umfang der Zahnstange gewährleisten – andernfalls tritt in solchen Situationen Öl aus. Dies ist insbesondere in extremen Kaltstartsituierungen schwierig, da die Gummimischung dann ihre Flexibilität einbüßt. Weiterhin muss konstruktiv sichergestellt werden, dass diese Bewegungen keine Überdehnung des Gummikörpers zur Folge haben, da dieser sonst seine mechanische Festigkeit einbüßt und frühzeitig unter Druckeinfluss versagt (Durchschuss).

Integration der Dichtung im Lenkgetriebe

Die innere Zahnstangendichtung, die den hydraulischen Bereich vom mechanischen Bereich trennt, wird direkt an einer entsprechend bearbeiteten Stelle im Lenkungsgehäuse eingesetzt.

Die äußere Zahnstangendichtung wird in die Zahnstangenbuchse eingesetzt. Der Außendurchmesser der Zahnstangenbuchse wird dann über einen O-Ring gegenüber dem Zylinderrohr abgedichtet.

Generell wird der maximale Betriebsdruck von Zahnstangenlenkungen durch die Zahnstangendichtungen begrenzt. Ein möglichst hoher Druck wird angestrebt, weil sich so die erforderliche Zahnstangenkraft mit einer kleinen Kolbenfläche erzeugen lässt, was neben Vorteilen im Package und im Gewicht auch die Auslegung auf einen geringen Volumenstrom der Pumpe mit den damit verbundenen Vorteilen bezüglich Energieverbrauch und thermischer Belastung des Lenksystems ermöglicht. Oberhalb einer Grenze von ca. 140 bar bis 150 bar steigt mit den üblichen Dichtungen jedoch innerhalb der vorgesehenen Lebensdauer das Risiko eines Ausfalls der Lenkung aufgrund von Leckage an.

9.2.4 Zylinderrohr mit Anschlässen

Das Zylinderrohr hat vielfältige Aufgaben:

- Umschließen des Zylinderraums mit ausreichender Druckfestigkeit
- Bereitstellung von hydraulischen Anschlässen zur Verbindung der Zylinderkammern und der Transferleitungen zum Lenkventil
- Aufnahme und Abdichtung der Zahnstangenbuchse
- Bereitstellung von Befestigungspunkten für das Lenkgetriebe
- Aufnahme weiterer fahrzeugspezifischer Befestigungspunkte, beispielsweise für ein Heizschutzbild
- Anbindung der Dichtungsbälge

Üblich sind zwei Ausführungsformen, wie in **Bild K-47** und **K-48** dargestellt:

Erstens das Zylinderrohr als integraler Bestandteil des Lenkungsgehäuses aus Aluminium-Druckguss (Integralgehäuse). Die Anbindungspunkte des Lenkgetriebes, Hydraulikanschlüsse und weitere Befestigungspunkte können in die Gussform integriert werden. Analog zum Ventilbereich muss der Zylinderbereich vollständig bearbeitet werden.

Zweitens ein separates Rohr, meist ein Stahlrohr, das auf ein kurzes Lenkgetriebegehäuse, das auch Eingangswelle und Ventil beinhaltet, aufgepresst wird. Die Innenseite des Rohrs erhält durch das so genannte Kalibrieren, das Durchschieben einer Stahlkugel mit definiertem Durchmesser, den Innen-durchmesser und die erforderliche Oberflächengüte ohne weitere Bearbeitung. Hingegen müssen für die Hydraulikanschlüsse zuerst das Zylinderrohr gebohrt werden und dann entsprechende Stutzen am Rohr angeschweißt werden. Auch Befestigungselemente werden am Rohr angeschweißt, was das Risiko eines Schweißverzugs am Rohr mit sich bringt, der im Zylinderbereich nicht akzeptabel ist. Generell ist die Kombination von Lenkgetriebegehäuse und aufgepresstem Stahlrohr preisgünstiger als das Integralgehäuse, welches zudem hohe Anforderungen an die zur Verfügung stehende Druck-gusstechnik stellt und somit den Kreis der potenziellen Hersteller einschränkt. Je nach Anzahl und Komplexität der am Stahlrohr anzuschweißenden Komponenten kann aber auch das Integralgehäuse Kostenvorteile bieten, zusätzlich zum geringeren Gewicht dieser Ausführung.

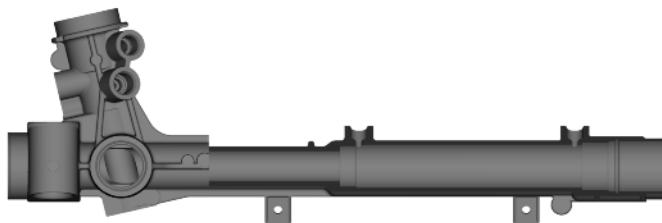


Bild K-47 Lenkgetriebegehäuse als Integralgehäuse

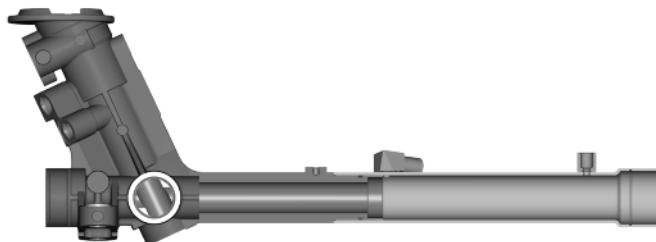


Bild K-48 Lenkgetriebegehäuse mit Rohr-Gehäuse-Verbindung

9.3 Drehschieberventil mit Eingangswelle und Lenkritzel

Das Lenkventil ist, technologisch betrachtet, das Kernstück der hydraulischen Servolenkung. Es ist heute ausschließlich als Drehschieberventil ausgeführt und hat folgende Aufgaben:

- Sicherstellung eines mechanischen Durchtriebs von der Eingangswelle zum Lenkritzel
- Verbindung der beiden Zylinderkammern mit dem Vor- und Rücklauf der Hydraulikversorgung
- Erfassung des vom Fahrer eingebrachten Lenkradmoments und Identifikation der Lenkrichtung
- Einstellen eines hydraulischen Drucks abhängig vom wirkenden Lenkradmoment und Einsteuern dieses Drucks in die der Lenkrichtung entsprechenden Zylinderkammer

Das Lenkventil ist über Lenksäule und Lenkrad direkt mit dem Fahrer verbunden und insbesondere die Höhe der aktuellen Lenkunterstützung, also der vom Lenkventil in eine Zylinderkammer eingesetzte Druck, ist für ihn haptisch deutlich wahrzunehmen. Somit muss das Lenkventil die Unterstützung in jeder Situation für den Fahrer vorhersehbar und wiederholbar aufbauen, d. h. stetig, mit geringer Hysterese und ohne zeitliche Verzögerung. Daraus resultieren hohe Anforderungen an die Präzision der Komponenten des Lenkventils.

Die Komponenten des Lenkgetriebes sind in **Bild K-49** und **K-50** im Zusammenbau und in einer Explosionsdarstellung dargestellt und benannt.

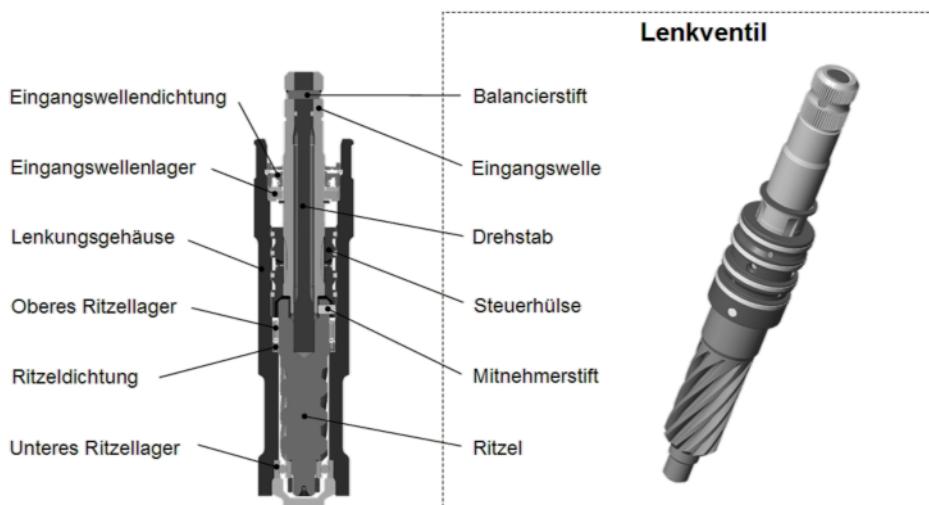


Bild K-49 Lenkventil ZSB mit Benennung der Komponenten

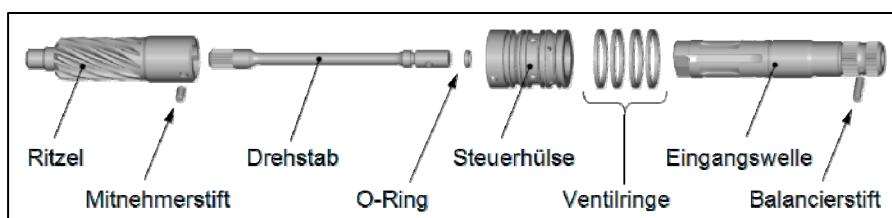


Bild K-50 Komponenten eines Lenkventils in Explosionsdarstellung

9.3.1 Lenkritzel

Das Lenkritzel selbst ist der Ausführung in mechanischen Getrieben sehr ähnlich. Es ist jedoch unmittelbar ober- und unterhalb des Verzahnungsbereiches im Gehäuse gelagert, um Reaktionskräfte aus der Verzahnung nicht in das Lenkventil einzuleiten. Die mechanische Ankopplung der Eingangswelle erfolgt einerseits über einen Drehstab, dessen Ende im Lenkritzelkörper eingepresst ist, andererseits über Anschlagflächen für die Eingangswelle, welche die maximale Verdrillung des Drehstabs begrenzen und damit eine mechanische Überlastsicherung darstellen.

Weiterhin verfügt das Lenkritzel über eine Dichtfläche für einen Wellendichtring zur Abdichtung des Ventilraumes, der meistens unmittelbar oberhalb oder unterhalb des oberen Lenkritzellagers angeordnet wird, so dass das Lager sich entweder im Hydraulikraum befindet und nass läuft oder außerhalb und trocken läuft.

9.3.2 Drehstab und Überlastsicherung

Der Drehstab verbindet einerseits Eingangswelle und Lenkritzel in axialer Richtung, so dass sie zueinander eine definierte Position haben. Andererseits bewirkt er in Abhängigkeit vom Lenkradmoment eine relative Verdrehung zwischen der Eingangswelle und dem Lenkritzel, die zur Steuerung der Lenkunterstützung und ihrer Richtung genutzt wird. Seine Auslegung muss eine genau definierte Torsionsfedersteifigkeit gewährleisten, welche primär durch Durchmesser und Länge des eingeschnürten Bereichs festgelegt wird. Sie hat einerseits einen Einfluss auf die erforderlichen Lenkradmomente (höherer Steifigkeit = höhere Lenkkräfte), beeinflusst andererseits das Lenkgefühl und die Rückmeldung der Lenkung maßgeblich – diese Zusammenhänge werden im Kapitel K 10 näher erklärt. Im Rahmen der maximalen möglichen Winkeldifferenz zwischen Eingangswelle und Lenkritzel, die durch ihre jeweiligen Anschlagflächen definiert wird, muss der Drehstab dauerfest ausgelegt sein. Der gefährdet Querschnitt liegt dabei sowohl im Bereich der Einschnürung als auch im Bereich der O-Ring Nut.

K

Der Drehstab wird an einem Ende in einer Bohrung des Lenkritzels eingepresst. Am anderen Ende wird er mit der Eingangswelle verbunden, üblicherweise, in dem beide quer durchbohrt und verstiftet werden. Dafür wird das vormontierte Ventil in einen hydraulischen Balancierstand eingebracht, der die Umgebung des Lenkgetriebes um das Lenkventil abbildet. Dort wird das Lenkritzel mit der montierten Steuerhülse fixiert und durch Bewegen der Eingangswelle wird der Betrieb des Ventils simuliert. Daraufhin wird die Ventilcharakteristik für eine Verdrehung im Uhrzeigersinn und im Gegenuhrzeigersinn aufgenommen. Schließlich wird die Eingangswelle in eine Position gebracht, von der aus die Ventilkennung für beide Drehrichtungen symmetrisch ist, die so genannte hydraulische Mitte. Das heißt, bei einer Verdrehung von dieser Position aus um einen bestimmten Winkel im Uhrzeigersinn oder im Gegenuhrzeigersinn stellt sich derselbe Druck ein. In dieser Position wird die Eingangswelle mit dem unbelasteten und spannungsfreien Drehstab z. B. durch Bohren und Verstiften verbunden. Durch diesen Vorgang, das so genannte Balancieren des Ventils, wird sichergestellt, dass ohne ein aufgebrachtes Lenkradmoment, weder Druck in die eine noch in die andere Zylinderkammer eingesteuert wird und dass der Druckaufbau unter Lenkradmomenteneinfluss in beiden Drehrichtungen symmetrisch erfolgt.

9.3.3 Steuerhülse mit Ventilringen

Die Steuerhülse ist eine der beiden Komponenten, welche die Funktion des Lenkventils darstellen (siehe Bild K-51). Sie ist mit dem Lenkritzel in Drehrichtung fest verbunden, kann aber einem Winkel- oder Achsversatz zwischen der umschlossenen Eingangswelle und dem Lenkritzel in gewissen Grenzen folgen. Auf der Außenseite verfügt die Steuerhülse über drei radiale Nuten, die nach dem Einbau im Gehäuse drei von den Ventilringen abgeschlossene Kammern bilden. Über

Bohrungen im Gehäuse ist die mittlere Nut mit dem Vorlauf der Hydraulikversorgung verbunden, die obere und untere Nut mit einer der Zylinderkammern.

Die Ventilringe sind in ihrer Funktion und den daraus resultierenden Anforderungen, aber auch in Material und Aufbau weitgehend identisch mit den bereits beschriebenen Kolbenringen.

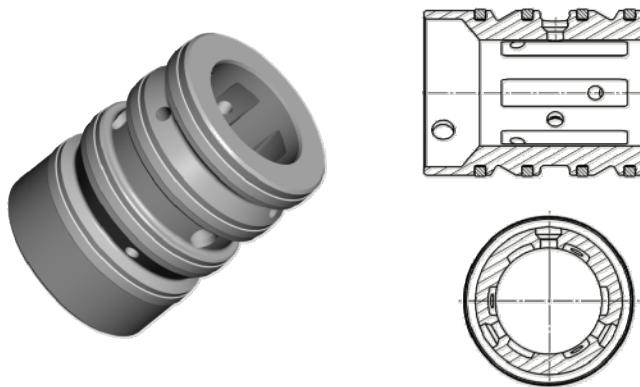


Bild K-51 Steuerhülse mit Ventilringen

An der Innenseite ist die Steuerhülse zylindrisch ausgeführt. Mit einem gewissen Abstand zum Ende der Hülse werden axiale Nuten eingebracht, die im Randbereich scharfe, rechtwinklige Kanten aufweisen. Sie ergeben im Zusammenspiel mit den Nuten und Steuerkanten der Eingangswelle die Ventilfunktion (siehe Kapitel K 9.3.4). Die verbleibenden zylindrischen Bereiche des Innendurchmessers ohne Nuten bewirken zusammen mit den entsprechenden Flächen der Eingangswelle die Abdichtung dieses Ventilbereiches durch einen möglichst geringen verbleibenden Spalt. Daher werden hohe Anforderungen an die Bearbeitung des zylindrischen Innendurchmessers gestellt, sowohl an die Maßhaltigkeit mit sehr geringen Toleranzen als auch an die Oberflächengüte.

9.3.4 Eingangswelle

Die Eingangswelle bildet, neben ihrer rein mechanischen Funktion des Übertragens von Lenkradmomenten, in dem sie diese über die Verstiftung in den Drehstab oder über die Anschlagflächen in das Lenkritzel einleitet, den zweiten Teil des Lenkventils. Sie ist in **Bild K-52** dargestellt.

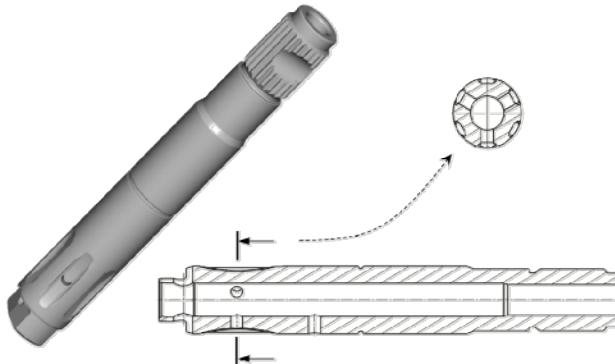


Bild K-52 Eingangswelle

Die Innenseite der Eingangswelle ist hohl gebohrt. Der Hohlraum ist, bei der hier dargestellten Version, über Querbohrungen mit Rücklaufnuten sowie dem Ventilraum außerhalb des Bereiches der Steuerhülse verbunden, der wiederum über eine Gehäusebohrung am Rücklauf der Hydraulikversorgung angeschlossen ist. Nach außen ist der Hohlraum durch einen O-Ring zwischen Eingangswelle und Drehstab abgedichtet.

Im eigentlichen Ventilbereich stellt die Eingangswelle das Gegenstück zur Steuerhülse dar, mit einem hochpräzise bearbeiteten zylindrischen Außendurchmesser und in axialer Richtung eingebrachten Nuten. Deren Randbereiche, die so genannten Steuerkanten, werden jedoch mit einer präzisen Geometrie versehen, entweder durch Schleifen von mehreren Facetten oder durch Prägen einer bestimmten Form der Steuerkanten. Durch diese Geometrie wird, wie im Kapitel K 10.1 näher beschrieben, der Verlauf der Lenkunterstützung über dem Lenkradmoment festgelegt. Die Kontur im Bereich der Steuerhülse bewirkt zusammen mit der Steuerhülse, wie bereits beschrieben, eine Abdichtung des Hochdruckbereiches durch schmale Spalte. An ihrem oberen Ende ist die Eingangswelle gelagert, um die von der Lenksäule eingeleiteten Querkräfte aufzunehmen, und durch eine Radialwellendichtung gegenüber der Umgebung abgedichtet.

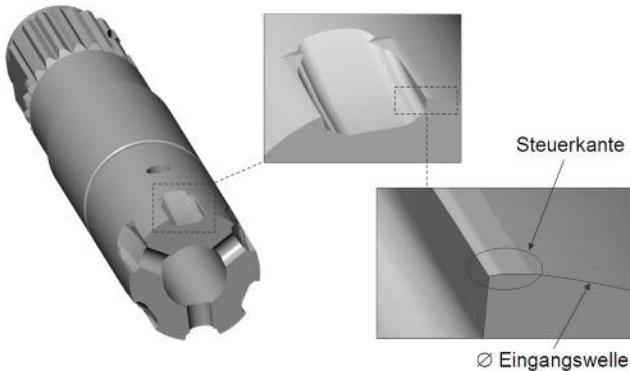


Bild K-53 Eingangswelle im Schnitt mit Steuerkantengeometrie

9.3.5 Ausführungsformen

Viele Varianten des beschriebenen Ventilaufbaus wurden entwickelt, um spezielle Probleme, meist im Packaging, zu lösen. Da diese Varianten jedoch mit Mehrkosten bzw. negativen Begleiterscheinungen wie z. B. erhöhter Reibung verbunden und bei entsprechender Konzeption des Fahrzeugs nicht notwendig sind, haben sie keine Verbreitung gefunden. Auch alternative Ventilbauarten (Sternventil, Spulenventil) sind vom Drehschieberventil vollständig verdrängt worden.

Jedoch unterscheidet man bei den Ventilgehäusen weiterhin zwei Bauarten, wie in **Bild K-54** gezeigt:

Bei der einfacheren Bauform, dem Cartridge-Ventil, ist das Ventilgehäuse Bestandteil des kompletten Lenkungsgehäuses. Bei dieser Version ist das untere Lenkritzellager als Festlager ausgeführt. Weiterhin ist der Außendurchmesser des Lenkritzels begrenzt auf den Innendurchmesser der Lenkritzeldichtung, die wiederum durch den Außendurchmesser der Steuerhülse und den für die Dichtung benötigten Bauraums vorgegeben wird. Der maximale Durchmesser des Lenkritzels legt die größte mögliche Lenkübersetzung fest (Zahnstangenhub pro Lenkritzelumdrehung).

Die alternative Bauform, das Bolt-on-Ventil, ist in einem eigenen Ventilgehäuse komplett vormontiert und wird mit dem Lenkungsgehäuse verschraubt. Das Festlager ist das zwischen Ventil- und Lenkungsgehäuse fixierte obere Lenkritzellager. Die Größe des Lenkritzels wird bei dieser Ausführung nicht durch die Steuerhülse definiert. Dem gegenüber stehen ein höherer Bauaufwand und eine größere Zahl von Einzelteilen.

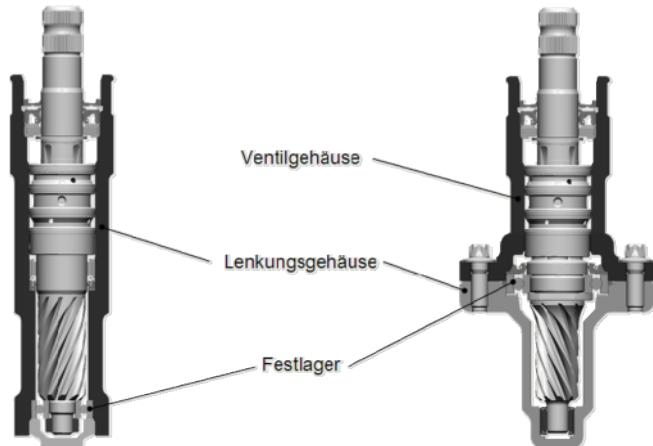


Bild K-54 Cartridge-Ventil (links) und Bolt-on-Ventil (rechts)

9.4 Weitere Komponenten eines hydraulischen Lenkgetriebes

Weitere Komponenten, die bei einem hydraulischen Lenkgetriebe hinzugefügt werden müssen, seien hier kurz der Vollständigkeit halber erwähnt.

9.4.1 Transferleitungen

Die Transferleitungen haben die Aufgabe, den Ventilbereich mit dem Zylinderbereich einzeln für jede Zylinderkammer hydraulisch zu verbinden. Sie werden üblicherweise aus Stahlrohr mit geringem Durchmesser hergestellt und an ihren Enden mit verschiedenen Arten von hydraulischen Verbindungen versehen, abhängig von den Erfordernissen des Bauraums und der Montage.

Die Querschnitte müssen so gewählt werden, dass bei schnellen Lenkbewegungen und entsprechend hohen Volumenströmen in den Transferleitungen kein hoher Strömungswiderstand auftritt, insbesondere nicht bei kaltem und damit höher viskosem Fluid.

9.4.2 Balgentlüftung

Im Gegensatz zu den mechanischen Lenkgetrieben, die bei Bewegungen der Zahnstange einen freien Luftaustausch zwischen dem komprimierten und dem expandierten Balg zulassen, muss bei der hydraulischen Lenkung der abgeschlossene Zylinderbereich umgangen werden. Lösungen, dies über eine externe Verbindung der Bälge mittels eines Rohres zu gewährleisten, werden heute nur noch selten verwendet. Die Kosten für die Bälge steigen durch den notwendigen Rohrabschluss (der Balg ist nicht mehr rotationssymmetrisch), das externe Rohr hat Nachteile im Package und das Luftausgleichssystem neigt im Betrieb zu Undichtigkeit, die langfristig Korrosion auf der Zahnstange und eine daraus folgende Ölündichtigkeit des Lenkgetriebes zur Folge haben könnte.

Häufiger wird die Hohlbohrung der Zahnstange genutzt, um den Luftaustausch zwischen beiden Seiten des Zylinders zu ermöglichen. Dies erfolgt über eine Querbohrung vor der Verzahnung und entweder durch eine weitere Querbohrung am Ende der Zahnstange bzw. eingebrachten Entlüftungsnuten im Axialgelenk.

9.5 Typische Kennwerte hydraulischer Lenkgetriebe

Die Auslegung von Zahnstangenlenkgetrieben für Pkw erfolgt immer spezifisch für die jeweilige Fahrzeugplattform. Konstruktive Besonderheiten durch das Antriebskonzept, die Auslegung des Package oder die Definition des Fahrwerks wirken sich sehr deutlich auf die Anforderungen an das jeweilige Lenkgetriebe aus. Somit gibt es auch signifikante Unterschiede zwischen den Lenkgetrieben für Fahrzeuge, die in derselben Fahrzeugklasse vertreten sind. Das betrifft auch deren Kennwerte.

Tabelle K-5 gibt einen Überblick über repräsentative Kennwerte von Lenkgetrieben in den verschiedenen Fahrzeugklassen:

Tabelle K-5 Exemplarische Kennwerte hydraulischer Zahnstangenlenkgetriebe

Fahrzeugklasse	Kleinwagen	Kompakt-klasse	Mittelklasse	Van/SUV	Leichte Nfz
Vorderachslast	950 kg	1150 kg	1500 kg	1800 kg	2100 kg
maximale Zahnstangenkraft	7000 N	8500 N	11000 N	12500 N	15000 N
Zahnstangendurchmesser	24 mm	26 mm	28 mm	30 mm	32 mm
Kolbendurchmesser	40 mm	42 mm	46 mm	48 mm	52 mm
maximaler Betriebsdruck	90 bar bis 120 bar				
Volumenstrom	6 l/min	7,5 l/min	9 l/min	10,5 l/min	12 l/min
Zahnstangenhub	± 65 mm bis ± 85 mm				
Übersetzung	40 mm/Umdrehung bis 60 mm/Umdrehung (Sportwagen auch 75 mm/Umdrehung)				
Temperatur	-40° C bis +120° C (teilweise auch +140° C)				

K

10 Funktionsweise der Lenkungshydraulik

10.1 Lenkventil – Prinzip der Drosselung

Nach der Terminologie für Hydraulikkomponenten stellt das Lenkventil ein mechanisch betätigtes 4/3-Wege Proportionalventil mit offener Mitte dar. Das bedeutet, dass von der Hydraulikversorgung ein kontinuierlicher Volumenstrom durch das Ventil gefördert wird. In Neutralstellung ist der Strömungswiderstand minimal. Mit zunehmender Auslenkung nimmt der Strömungswiderstand des Ventils stetig zu und der Vorlaufdruck steigt. Gleichzeitig wird, je nach Drehrichtung, eine Kammer des Lenkzylinders mit dem Vorlauf und dem hohen Druckniveau verbunden, die andere mit dem Rücklauf und dem dort herrschenden niedrigen Druckniveau. Das Wirkprinzip des Lenkventils ist also die gezielte Drosselung eines kontinuierlichen Volumenstroms.

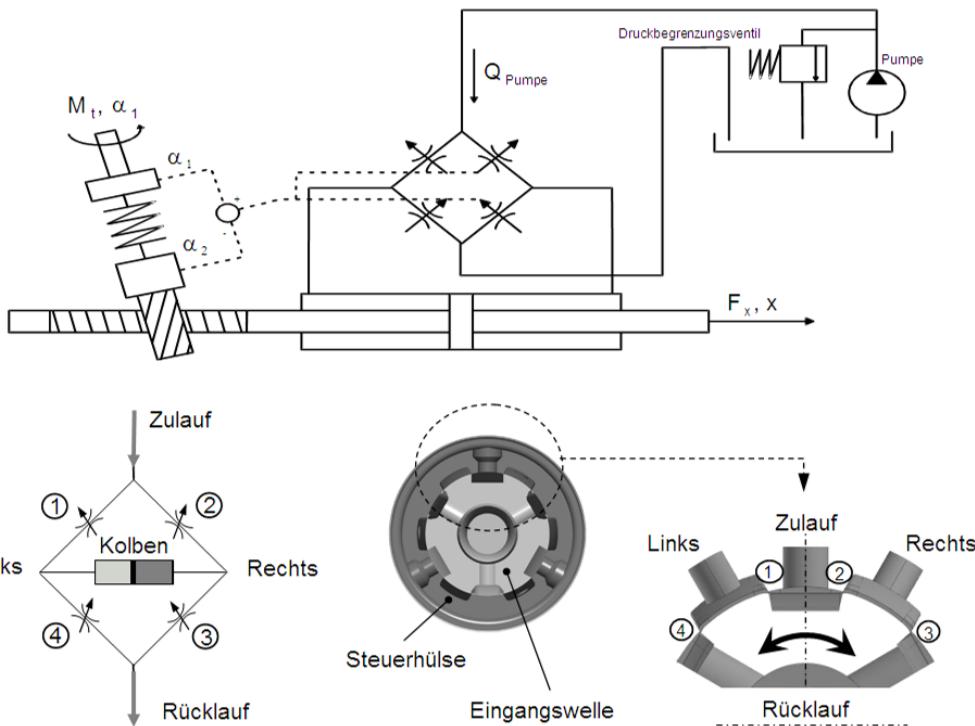


Bild K-55 Ersatzschaltbild der Lenkungshydraulik

K

Wie in **Bild K-55** dargestellt, entspricht der Aufbau des Lenkventils dem einer Wheatstone-Brücke. Durch paarweises Verändern der Strömungswiderstände der Brücken B_1 und B_4 sowie B_2 und B_3 , die permanent vom Hydraulikfluid durchströmt werden, wird ein Differenzdruck erzeugt und in beide Kammern des Lenzkolbens eingesteuert. In real ausgeführten Ventilen sind mehrere Wheatstone Brücken parallel geschaltet, im dargestellten Beispiel drei Brücken. Zum Verständnis des Wirkmechanismus im Ventil wird nur eine Brücke, also ein 120° Segment des Ventilquerschnittes betrachtet.

Der Strömungspfad der Hydraulikflüssigkeit im Ventil ist wie folgt: Das Fluid strömt in den mittleren Ringkanal außen an der Steuerhülse ein. Durch Bohrungen gelangt es in den Bereich zwischen Steuerhülse und Eingangswelle und zwar an einer Stelle, an der die Eingangswelle auf ihrem Außendurchmesser eine axiale Nut aufweist, die Steuerhülse auf ihrem Innendurchmesser aber nicht. Durch die negative Überdeckung des Ventils bleibt in seiner Neutralstellung ein ausreichend großer Spalt zwischen den beiden Bereichen (Brücke B_1 und B_3), damit das Fluid widerstandsarm überströmen kann. Die Volumenströme teilen sich dabei symmetrisch zwischen den beiden möglichen Strömungsrichtungen auf. Jede dieser Nuten im Innendurchmesser der Steuerhülse ist nun wiederum durch Bohrungen mit einem der Ringkanäle am Außendurchmesser der Steuerhülse verbunden und zwar die in der Darstellung linke Nut mit dem oberen Ringkanal und die rechte Nut mit dem unteren Ringkanal. Die beiden Ringkanäle sind dann über die Transferleitungen jeweils mit einer Zylinderkammer verbunden und zwar der obere Ringkanal mit der Zylinderkammer, die eine Lenkbewegung nach links unterstützt und der untere mit der gegenüberliegenden Kammer.

Von hier aus strömt das Fluid in einen Bereich, in der die Steuerhülse auf ihrem Innendurchmesser eine axiale Nut aufweist, die Eingangswelle auf ihrem Außendurchmesser aber nicht (Anmerkung: Im Bild unten rechts sind die Hydraulikräume dunkel und Steuerhülse sowie Eingangswelle hell dargestellt). Durch die negative Überdeckung des Ventils bleibt in seiner Neutralstellung ein ausreichend großer Spalt zwischen den beiden Bereichen (Brücke B_1 und B_3), damit das Fluid widerstandsarm überströmen kann. Die Volumenströme teilen sich dabei symmetrisch zwischen den beiden möglichen Strömungsrichtungen auf. Jede dieser Nuten im Innendurchmesser der Steuerhülse ist nun wiederum durch Bohrungen mit einem der Ringkanäle am Außendurchmesser der Steuerhülse verbunden und zwar die in der Darstellung linke Nut mit dem oberen Ringkanal und die rechte Nut mit dem unteren Ringkanal. Die beiden Ringkanäle sind dann über die Transferleitungen jeweils mit einer Zylinderkammer verbunden und zwar der obere Ringkanal mit der Zylinderkammer, die eine Lenkbewegung nach links unterstützt und der untere mit der gegenüberliegenden Kammer.

Als nächstes strömt die Hydraulikflüssigkeit wieder in einen Bereich mit Nut in der Eingangswelle und ohne Nut in der Steuerhülse (Brücke B₂ und B₄), auch hier in Neutralstellung widerstandsarm durch die negative Überdeckung.

Diese Nuten in der Eingangswelle sind bei der hier dargestellten Bauform durch Bohrungen mit ihrem hohlgebohrten inneren Bereich verbunden, so dass das Fluid dorthin geleitet wird. Von hier aus strömt das Fluid axial zur Eingangswelle in einen Bereich, der nicht von der Steuerhülse überdeckt ist, tritt durch Querbohrungen in der Eingangswelle aus und wird über eine Bohrung im Gehäuse sowie eine angebundene Rücklaufleitung zum Tank geleitet. Der Zustand des nicht ausgelenkten Ventils (Mittelstellung) ist oben in **Bild K-56** dargestellt.

Wird nun die Eingangswelle relativ zur Steuerhülse verdreht, wie im Bild dargestellt, verändern sich die Querschnitte in den Bereichen, in denen das Fluid von einer Nut in der Eingangswelle in eine Nut in der Steuerhülse überströmt und umgekehrt. Beispielsweise bei einer Verdrehung der Eingangswelle entgegen dem Uhrzeigersinn vergrößert sich der Querschnitt der Brücke B₁, so dass das Überströmen des Fluids in die Nut der Steuerhülse erleichtert wird, welche mit der Zylinderkammer verbunden ist, die eine Lenkbewegung nach links unterstützt. Die Querschnitte der Brücken B₂ und B₄ verringern sich, wodurch der jeweilige Volumenstrom, der über beide Brücken im gleichen Maße fließt (symmetrische Flussverteilung), aufgestaut wird. Im gesamten von diesen Brücken begrenzten Raum herrscht der entsprechende Staudruck, der gleich dem Zylinderkammerdruck p_A ist. Die Brücke B₃ wiederum erhält einen vergrößerten Querschnitt, so dass der über diese Brücke fließende Volumenstrom frei zum Tank abströmen kann. In diesem Bereich herrscht ein niedriges Druckniveau, welches näherungsweise dem Tankdruck entspricht und welches somit auch in der Zylinderkammer B anliegt (p_B).

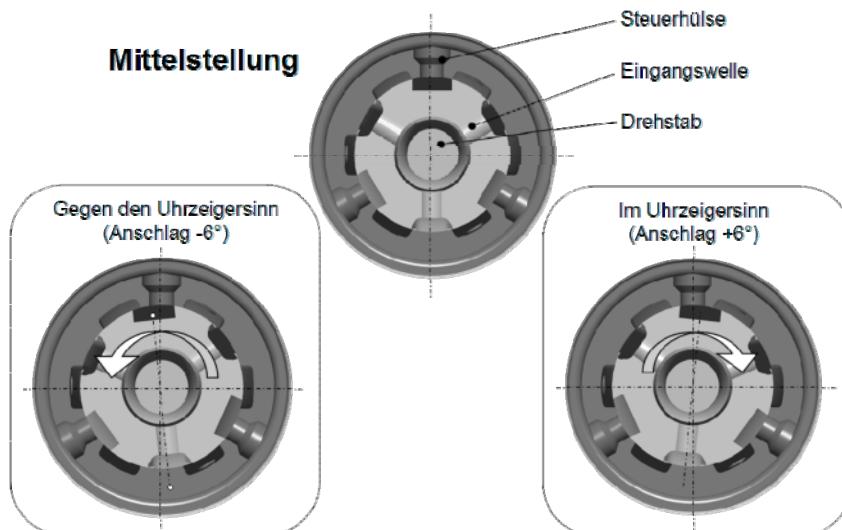


Bild K-56 Schnittdarstellung des Ventils im ausgelenkten Zustand

Die Form der Steuerkanten an der Eingangswelle bestimmt dabei im Wesentlichen den Durchflusquaerschnitt der jeweiligen Brücken in Abhängigkeit von der relativen Position von Eingangswelle und Steuerhülse und legt damit die so genannte Ventilkurve fest.

Zur Berechnung des Druckabfalls in Abhängigkeit vom Durchflussquerschnitt lässt sich in guter Näherung die Blendenformel verwenden:

$$Q_1 = B_1 \cdot \sqrt{p_P - p_A} \quad K.4$$

$$Q_2 = B_2 \cdot \sqrt{p_A - p_R} \text{ mit } p_R \approx 0 \quad K.5$$

$$Q_3 = B_3 \cdot \sqrt{p_P - p_B} \quad K.6$$

$$Q_4 = B_4 \cdot \sqrt{p_B - p_R} \text{ mit } p_R \approx 0 \quad K.7$$

$$B_i = C_{D_i} \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad K.8$$

Symmetrie der Steuerkanten:

$$B_2 = B_3 \text{ und } B_1 = B_4 \quad K.9, K.10$$

Verteilung der Volumenströme:

$$Q^P = Q_1 + Q_3 = Q_2 + Q_4 = Q_R \quad K.11$$

Aus den Gleichungen K.9 und K.10 folgt:

$$Q_1 = Q_3 \text{ und } Q_2 = Q_4 \quad K.12, K.13$$

$$Q_2 = Q_1 - Q_A(\dot{x}_r) \quad K.14$$

Bei statischer Zahnstange:

$$\dot{x}_r = 0 : Q_2 = Q_1 \quad K.15$$

Aus den Gleichungen K.11, K.12, K.13 und K.15 folgt:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = \frac{1}{2} Q^P \quad K.16$$

Wirksamer Zylinderdruck:

$$\Delta p = p_A - p_B \quad K.17$$

Aus Gleichung K.4:

$$p^P = \frac{Q_1^2}{B_1^2} + p_A \quad K.18$$

Aus Gleichung K.6:

$$p^P = \frac{Q_3^2}{B_3^2} + p_B \quad K.19$$

Mit Gleichung K.17:

$$\frac{Q_1^2}{B_1^2} + \Delta p + p_B = \frac{Q_3^2}{B_3^2} + p_B \quad K.20$$

Mit den Gleichungen K.9 und K.16 ergibt sich bei statischer Zahnstange:

$$\Delta p = \frac{1}{4} Q^P \cdot \left[\frac{1}{B_2^2} - \frac{1}{B_1^2} \right] \quad K.21$$

Einsetzen von Gleichung K.8 liefert:

$$\Delta p = \frac{\rho}{8 \cdot C_D} Q^P \cdot \left[\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right] \quad K.22$$

K

Die Ventilkurve wird wie in **Bild K-57** allgemein als der Differenzdruck über dem Lenkradmoment angegeben. Die Beziehung zwischen dem Lenkradmoment und dem relativen Verdrehwinkel von Eingangswelle und Steuerhülse wird durch die Steifigkeit des Drehstabs vorgegeben. Für die Betrachtung einer gemessenen Ventilkurve ist die jeweils äußere Linie maßgebend, die bei zunehmender Auslenkung des Ventils, also bei steigendem Druck, aufgezeichnet wird (aufsteigender Ast). Durch Reibung an der Eingangswelle bei der Bewegung relativ zur Steuerhülse, aber auch relativ zum Gehäuse, sind auf dem fallenden Ast die beim jeweiligen Druck anliegenden Lenkradmomente geringer. Die Differenz zwischen dem aufsteigenden und dem abfallenden Ast ist die Ventilhysterese.

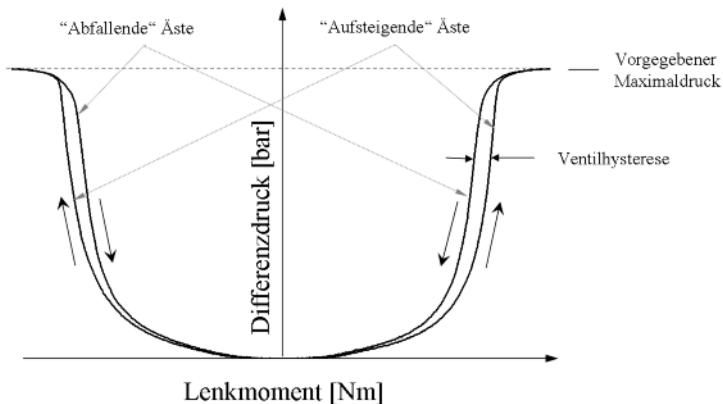


Bild K-57
Beispiel einer Ventilkurve

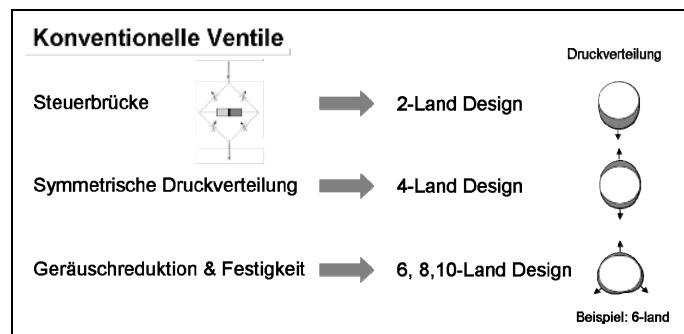


Bild K-58
Zahl der Brücken und Verteilung der Druckzonen an der Steuerhülse

Bei real ausgeführten Ventilen sind jeweils drei oder vier der Brücken parallel geschaltet, der Volumenstrom teilt sich dann gleichmäßig zwischen ihnen auf. Dies verlangt einerseits eine erhöhte Präzision in der Fertigung der Ventilkomponenten, weil die Querschnitte an jeder einzelnen Brücke verringert werden müssen, um in Summe den gewünschten Gesamtquerschnitt zu erreichen und weiterhin alle Brücken präzise synchronisiert sein müssen. Andererseits bietet es zwei Vorteile:

- An der Innenseite der Steuerhülse wechseln sich Segmente mit hohem Vorlaufdruck und denen mit niedrigem Rücklaufdruck ab. Wie bereits beschrieben, soll der Spalt zwischen Innendurchmesser der Steuerhülse und dem Außendurchmesser der Eingangswelle minimal sein, um geringste Leckage zu gewährleisten, es darf aber kein Klemmen auftreten. Nun ist die maximale Deformation der Steuerhülse geringer, wenn sie an vielen, aber kleinen Segmenten rund um das Ventil auftritt, als wenn sie in wenigen, großen Segmenten auftritt (siehe **Bild K-58**). Somit erlaubt eine höhere Zahl an parallel geschalteten Brücken, insbesondere bei Ventilen für hohe Drücke, eine Auslegung auf ein geringeres Spaltmaß.

- Aus einer größeren Anzahl an Steuerkanten resultiert eine Vergrößerung des hydraulisch benetzten Umfangs. Diese Erhöhung bewirkt einen verbesserten Druckenergieabbau. Hieraus ergibt sich eine geringere Neigung zur Kavitation und somit wird Ventilzischen unterdrückt.

Die Genauigkeit, mit der sich eine gewünschte Ventilkurve erreichen lässt, hängt sehr stark von der Präzision der Bearbeitung von Eingangswelle und Steuerhülse ab.

10.2 Äußere Einflüsse auf die Ventilkennung

Die aus der Blendenformel abgeleiteten Gleichungen zur Bestimmung des Differenzdrucks am Kolben über dem Auslenkwinkel des Ventils zeigen folgende Abhängigkeiten (unter der Annahme eines konstanten Durchflusskoeffizienten):

- Der Druck steigt quadratisch mit dem Volumenstrom.
- Der Druck steigt quadratisch mit abnehmender Querschnittsfläche der Spalte an den Steuerkanten.
- Der Druck steigt linear mit der Dichte des Fluids.

De facto hat auch die Reibung des Fluids in engen Querschnitten einen Einfluss, der aber im Fahrbetrieb nicht signifikant ist und daher nicht betrachtet wird. Ein Effekt tritt bei hohen Viskositäten des Fluids auf und erhöht mit steigender Viskosität den Differenzdruck am Kolben. In der Praxis liegen diese hohen Viskositäten nur nach einem Kaltstart vor, insbesondere bei der Verwendung von Mineralölen als Hydraulikfluid. Ihr Einfluss ist im Fahrzeug durchaus spürbar (geringere Lenkradmomente), aber aufgrund der schnellen Erwärmung hydraulischer Lenksysteme nur von sehr kurzer Dauer.

Die Dichte des Fluids hingegen variiert im Betrieb sowohl über der Temperatur als auch zwischen verschiedenen Fluiden nur geringfügig, so dass sich hier kein signifikanter Effekt ergibt.

Die Ventilcharakteristik wird üblicherweise so ausgelegt, dass für einen konstant angenommenen, von der Pumpe geförderten Volumenstrom, eine vorgegebene Ventilkurve (Differenzdruck am Kolben über Lenkradmoment) durch Einstellen der Spalte an den Steuerkanten in Abhängigkeit von der zum jeweiligen Lenkradmoment gehörenden Position des Ventils, erzeugt wird. Je nach Bearbeitungsverfahren (Schleifen oder Prägen der Steuerkanten der Eingangswelle) sind der erreichbaren Geometrie Grenzen gesetzt. Da bereits eine maßliche Veränderung von $1 \mu\text{m}$ an den Steuerkanten die Ventilkurve messbar beeinflusst, wird nach einer Vorabstimmung durch Simulation die Feinabstimmung der Steuerkantenbearbeitung in einem iterativen Prozess durch Fertigen und Testen durchgeführt.

Zur Einhaltung der vorgegebenen Toleranzen für die Ventilkurve in der Serienproduktion reicht es im Allgemeinen nicht, nur die Geometrie der Bauteile zu überwachen und im Fertigungsprozess zu steuern – schon die dafür notwendige Vermessung von Komponenten in einer entsprechenden Stückzahl ist mit der erforderlichen Messgenauigkeit nicht praktikabel. Minimal ist es notwendig, die Ventilkennlinie einer Paarung von Steuerhülse und Eingangswelle während des Balancierens zu messen und auf Einhaltung der Toleranzen zu überprüfen, bevor beide verbunden werden. Je nach ihrer Streubreite kann vorab eine hydraulische Messung der Komponenten mit einem Referenzteil als Gegenstück sinnvoll sein, um Eingangswellen oder Steuerhülsen oder beide zu klassifizieren und dann für das Balancieren und Montieren günstige Paarungen auszuwählen.

Beim Einbau ins Lenkgetriebe verändert sich die Ventilkurve gegenüber dem Zustand während des Balancierens. Einerseits wird dies durch erhöhte Reibung an der Eingangswelle verursacht (Dichtung und Lagerung), andererseits durch geringfügige Verspannungen insbesondere zwischen Eingangswelle und Steuerhülse, die sich durch Geometrietoleranzen der Komponenten und des Lenkungsgehäuses ergeben. Diese Verspannungen haben weitere Reibung zur Folge und verändern auch die Position der Steuerkanten der Eingangswelle zu den Nuten der Steuerhülse minimal. Wie bereits

erwähnt, haben in diesem Bereich schon Variationen von $1\mu\text{m}$ einen signifikanten Einfluss auf die Ventilkurve, so dass sich hier Veränderungen ergeben können, die, wenn sie systematisch auftreten, durch entsprechende Korrekturen der Bearbeitung der Steuerkanten und des Balancierens des Ventils korrigiert werden müssen. Grundsätzlich ist aber ein steifer und spielermer Aufbau des Ventilzusammenbaus günstig, um die Einflüsse der von außen auf das Ventil einwirkenden Faktoren zu minimieren.

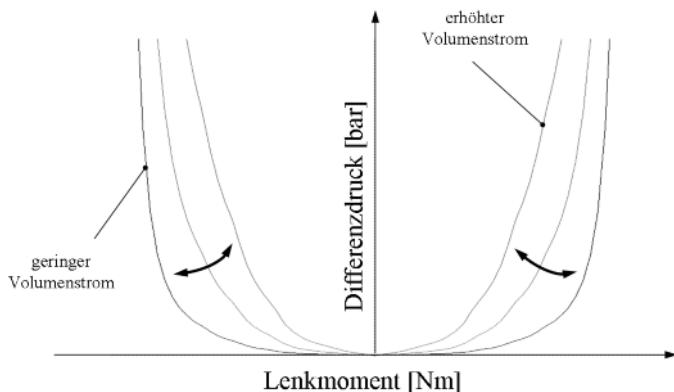


Bild K-59
Einfluss des Volumenstroms auf die Ventilkennlinie

Neben den Störeinflüssen, die zur Einhaltung der vorgegebenen Ventilkennung berücksichtigt werden müssen, gibt es auch Einflüsse, die sich für eine gezielte Anpassung der Ventilkennlinie nutzen lassen. So kann sie, basierend auf einer gegebenen Steuerkantengeometrie, durch Variation des Volumenstroms effektiv beeinflusst werden, wie in **Bild K-59** dargestellt.

K

Dieser Effekt wird bei Pumpen mit variablem Volumenstrom nutzbar, beispielsweise um eine Geschwindigkeitsabhängigkeit der erforderlichen Lenkradmomente zu erzeugen, mit geringen Lenkradmomenten bei niedriger Fahrzeuggeschwindigkeit und erhöhten Lenkradmomenten für eine bessere Kontrolle der Lenkmanöver bei hohen Geschwindigkeiten. Umgekehrt muss bei einer vom Verbrennungsmotor angetriebenen Pumpe durch ihre Auslegung sichergestellt werden, dass auch bei Leerlaufdrehzahl ein ausreichender Volumenstrom gefördert wird, um in diesem Betriebspunkt, in dem auch häufig Parkiermanöver durchgeführt werden, einen unkomfortablen Anstieg der Lenkradmomente zu vermeiden.

10.3 Wirkung von Lenkbewegungen – Volumenstromaufteilung

Bisher wurde bei den Betrachtungen zur Ventilkennung nur der statische Fall berücksichtigt, also ohne Bewegung der Zahnstange. Wird nun die Zahnstange bewegt, so verändert sich die Verteilung der Volumenströme innerhalb der Wheatstone-Brücke. Volumenstrom wird an einer Stelle von der sich vergrößernden Kammer entnommen (beispielsweise zwischen den Brücken B_1 und B_4) und an anderer Stelle von der sich verkleinernden Kammer wieder zugeführt (beispielsweise zwischen den Brücken B_2 und B_3). Diese vom und zum Zylinder fließenden Volumenströme sind abhängig von der Kolbengeschwindigkeit und der Kolbenfläche.

Als Beispiel soll in **Bild K-55** eine Bewegung der Zahnstange in Pfeilrichtung mit der Geschwindigkeit x und gegen die Last F_r betrachtet werden. Das Ventil ist entsprechend der eingebrachten Last so ausgelenkt, dass die Querschnitte der Brücken B_1 und B_4 geöffnet und die der Brücken B_2 und B_3 verringert sind, so dass auf der Hochdruckseite $p_A \approx p_P$ und auf der Niederdruckseite $p_B \approx p_R$ gelten. Das heißt, die Brücken B_2 und B_3 grenzen den Hochdruckbereich vom Niederdruckbereich ab. Durch die Symmetrie der Steuerkanten fließt der gleiche Volumenstrom $Q_2 = Q_3$. Nun

greift der Hydraulikzylinder vom Volumenstrom Q_1 einen Volumenstrom Q_A ab, so dass $Q_2 = Q_1 - Q_A$ ergibt, wobei Q_A von der Zahnstangengeschwindigkeit \dot{x} abhängt. Somit gilt:

Aus den Gleichungen K.11 und K.14 folgt:

$$Q_2 = Q_3 = \frac{1}{2}(Q_P - Q_A(\dot{x}_r)) \quad \text{K.23}$$

$$Q_1 = Q_4 = \frac{1}{2}(Q_P + Q_A(\dot{x}_r)) \quad \text{K.24}$$

Analog zu den Gleichungen K.21 und K.22 ist Δp :

$$\Delta p = \frac{1}{4} \cdot \left[\frac{(Q_P - Q_A(\dot{x}_r))^2}{B_2^2} - \frac{(Q_P + Q_A(\dot{x}_r))^2}{B_1^2} \right] \quad \text{K.25}$$

$$\Delta p = \frac{\rho}{8 \cdot cD} \cdot \left[\frac{(Q_P - Q_A(\dot{x}_r))^2}{A_2^2} - \frac{(Q_P + Q_A(\dot{x}_r))^2}{A_1^2} \right] \quad \text{K.26}$$

Das bedeutet, mit zunehmender Zahnstangengeschwindigkeit verringert sich der Volumenstrom, der durch die beiden geschlossenen Brücken strömt. Um die gleiche Lenkunterstützung zu erhalten, müssen deren Querschnitte verringert werden, also das Ventil immer weiter ausgelenkt werden, was eine Erhöhung der notwendigen Handkraft bedeutet. Wenn schließlich der komplette Volumenstrom vom Lenkzylinder geschluckt wird, steht kein Volumenstrom mehr zur Verfügung, der durch die Brücken strömt, womit dort auch kein Druck mehr abfällt, unabhängig vom Querschnitt der Brücken. In dieser Situation bricht die Lenkunterstützung plötzlich zusammen („Catch-the-pump“).

Bei Lenksystemen mit variabler Pumpe (z. B. EHPS) besteht die Möglichkeit, die Lenkradwinkelgeschwindigkeit zu erfassen und den Volumenstrom der Pumpe dem Bedarf im Rahmen ihrer Leistungsfähigkeit nachzuführen. Damit kann der beschriebene Effekt kompensiert werden. Insbesondere EHPS-Systeme können zudem den abgegebenen Volumenstrom bei Verringerung des Systemdrucks steigern, so dass mit ihnen ein plötzlicher Zusammenbruch der Lenkunterstützung vermieden werden kann und die Lenkunterstützung bei Erreichen der Leistungsgrenze des Systems nur proportional zu Steigerung der Lenkgeschwindigkeit abnimmt.

10.4 Ventilgeräusche – Zischen

Bedingt durch das Prinzip des Ventils müssen relativ hohe Volumenströme durch enge Spalten fließen. Dies geht beim Überströmen in den Niederdruckbereich einher mit einem deutlichen Druckabfall im Fluid, der Kavitation zur Folge hat. Dabei entstehen hochfrequente Zischgeräusche, die als Luftschall nach außen abgestrahlt werden, aber auch als Körperschall von der Eingangswelle des Lenkgetriebes in die Lenksäule übertragen werden. Nun hängt es stark von der Einbauposition des Lenkgetriebes ab, ob Luftschall in den Passagierraum übertragen wird und von der Gestaltung der Lenksäule, ob Körperschall bis ins Lenkrad vordringt und dort als Luftschall abgestrahlt wird.

Der Fokus in der Entwicklung des Lenkgetriebes liegt darauf, die Entstehung von Geräuschen zu verhindern. Hier wird versucht, durch entsprechende Gestaltung der Steuerkanten zumindest einen möglichst gleichmäßigen Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit zu erreichen. Die vorgegebene Ventilkurve soll durch eine Steuerkantengeometrie erreicht werden, die ohne Zonen mit sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten den gewünschten Staudruck erzeugt. Die entsprechende Auslegung wird durch CFD-Simulationen unterstützt.

Bild K-60 zeigt beispielhaft die 3D-Geometrie als Vorgabe und die Berechnungsergebnisse in Form von Profilen der Strömungsgeschwindigkeit und des lokalen Druckes.

Ein weiteres Mittel zur Reduktion der Zischgeräusche stellt die Anhebung des Rücklaufdrucks dar, z. B. durch den gezielten Einsatz von Drosseln am Tankanschluss des Ventils oder in der Rücklaufleitung. Der Effekt ist eine generelle Anhebung des Druckniveaus im gesamten Getriebe, der dann die Neigung zur Kavitation verringert, auch bei unverändert hohen Strömungsgeschwindigkeiten. Als Nachteil stehen dieser Maßnahme jedoch hydraulische Verluste gegenüber, da der gesamte Volumenstrom von der Pumpe nun gegen ein erhöhtes Druckniveau gefördert werden muss. Dies vergrößert letztlich den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs und steigert die thermische Belastung des gesamten hydraulischen Lenksystems, so dass gegebenenfalls ein Ölkühler zusätzlich eingesetzt werden muss, was das Gewicht und die Kosten des Systems erhöht.

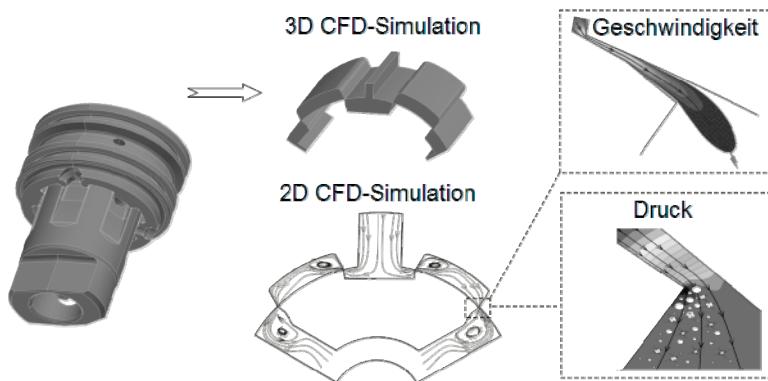


Bild K-60 Strömung des Fluids im ausgelenkten Ventil – CFD-Simulation

K

Um dieses Problem zu umgehen, wurden variable Drosseln für den Rücklauf entwickelt, die über den Vorlaufdruck gesteuert werden. So wird die Wirkung der Drossel auf die Situationen beschränkt, in denen Kavitation im Ventil auftreten kann. Diese Funktionalität lässt sich auch in das Lenkventil integrieren. Diese Ventilbauart wird im Kapitel K 11.4 beschrieben.

Eine vollständige Eliminierung der Kavitation ist allerdings nicht praktikabel. Daher wird dann in zweiter Linie angestrebt, das verbleibende Geräusch vom Fahrer und den Passagieren fernzuhalten.

10.5 Innere Leckage

Als innere Leckage wird der Volumenstrom bezeichnet, der bei einem bestimmten Druck (meistens dem maximalen Systemdruck) noch durch das Ventil strömt, wenn es vollständig ausgelenkt, also maximal geschlossen ist. Dieser Volumenstrom ist nicht nutzbar, um im Zylinder Arbeit zu verrichten und somit ein Verlust, den es zu vermeiden gilt. Im Gegensatz zur externen Leckage beeinträchtigt aber interne Leckage nicht die Funktion des Lenkgetriebes, sondern nur seine Leistungsfähigkeit.

Innere Leckage tritt an verschiedenen Stellen des Lenkgetriebes auf:

- An den Steuerkanten, die zwischen Eingangswelle und Steuerhülse auch im vollständig ausgelenkten Zustand noch einen Spalt lassen, um einen Kontakt beider Komponenten und damit die Gefahr des Klemmens zu vermeiden. Somit lassen sich die Brücken nicht vollständig schließen, was zu einem permanenten Überströmen durch das Ventil von der Hochdruck- zur Niederdruckseite zur Folge hat.
- An den zylindrischen Dichtflächen von Eingangswelle und Steuerhülse, die ein Abströmen des Fluids aus dem Hochdruckbereich des Ventils in axialer Richtung verhindern soll. Auch hier

muss ein kleiner Spalt bleiben, um einen Kontakt beider Komponenten und Ventilklemmen zu vermeiden. **Bild K-61** zeigt die innere Leckage in Abhängigkeit von der Höhe dieses Spaltes.

- An den Dichtringen zwischen Steuerhülse und Ventilgehäuse, die ein Überströmen des Fluids aus einem Ringkanal der Steuerhülse mit hohem Druck in einen Ringkanal mit niedrigem Druck oder in den Rücklaufraum des Ventilgehäuses unterbinden sollen. Bei entsprechender Auslegung und korrekter Montage kann diese Leckage als Null angenommen werden.
- Im Zylinder über den Kolbenring oder die Befestigung des Kolbens durch Überströmen des Fluids von der Hochdruckseite des Zylinders auf die Niederdruckseite. Auch dieser Leckagepfad ist vernachlässigbar bei entsprechender Auslegung und korrekter Montage.

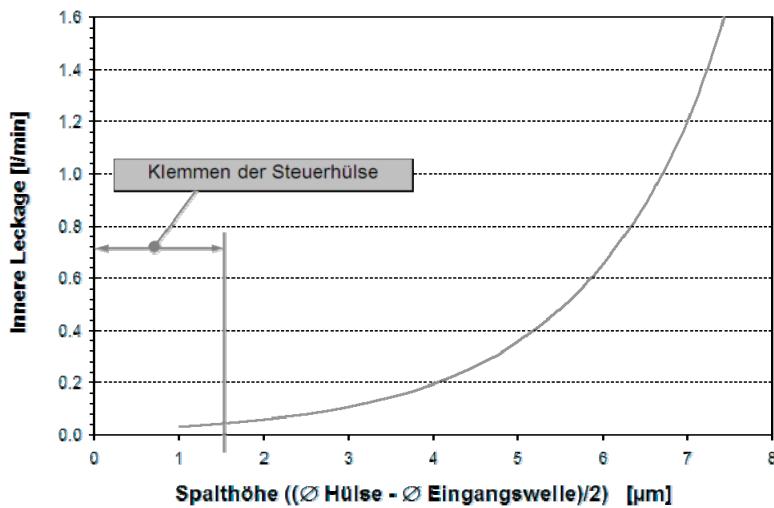


Bild K-61 Auswirkung der Spalthöhen im Ventil auf die innerer Leckage

K

Insbesondere bei Hochdrucklenksystemen mit Pumpen, die aus Gründen der Energieeinsparung nur einen geringen Fluss liefern, wie z. B. elektrohydraulische Lenksysteme, beeinträchtigt eine hohe innere Leckage die Leistungsfähigkeit des Lenksystems. Durch entsprechende Optimierung lässt sich die innere Leckage bis unter 0,3 l/min bei 100 bar absenken.

10.6 Modellbildung (Lageregelkreis)

Das hydraulische Lenksystem lässt sich regelungstechnisch als Lageregelkreis modellieren. Ein Lenkradwinkel wird vom Fahrer aufgebracht und auf die Eingangswelle übertragen. Dieser Lenkradwinkel entspricht dann einer Sollposition der Zahnstange. Als Störgröße wirken die äußeren Zahnstangenkräfte, verursacht durch Rückstellmomente an den Rädern oder durch Bohrmomente der Räder beim Lenken im Stand.

Über den Drehstab wird bei einer Regelabweichung zwischen Soll- und Istposition der Zahnstange der Regelkreis auf zwei parallelgeschalteten Pfaden geschlossen. Einerseits wird eine der Regelabweichung proportionale Kraft mittels des Drehstabs und des Lenkritzels mechanisch auf die Zahnstange übertragen. Der zweite Pfad führt über das Ventil, das einen bestimmten Druck in die entsprechende Zylinderkammer einsteuert, mit der die gewünschte Bewegung der Zahnstange unterstützt werden soll. Die Höhe der Unterstützungskraft wird im quasistationären Fall durch die Ventilkurve festgelegt. Reicht die Zahnstangenkraft aus, so bewegt sich die Zahnstange in Richtung ihrer

Sollposition. Allerdings hat das Ventil als Regler in diesem Kreis keinen I-Anteil, so dass in Abhängigkeit von den anliegenden äußeren Kräften immer eine Regelabweichung bestehen bleibt.

Nun ist erkennbar, dass auch ein Lenksystem regelungstechnischen Gesetzmäßigkeiten mit entsprechenden Eigenfrequenzen und Dämpfungen folgt und insbesondere eine Stabilitätsgrenze aufweist. Wird sie überschritten, so treten Schwingungen im Lenksystem auf, die deutlich spürbar oder hörbar sind und vom Fahrer als sehr unangenehm empfunden werden.

Für die genaue Bestimmung der Stabilitätsgrenze muss auch das dynamische Verhalten des Lenksystems abgebildet werden. Dafür muss es um die folgenden Komponenten ergänzt werden:

- die Massen, Elastizitäten und Dämpfungen der verschiedenen mechanisch gekoppelten Teilsysteme
- Nichtlinearitäten, wie die Reibung zwischen sich relativ zueinander bewegenden Komponenten
- Kapazitäten und Induktivitäten des Hydrauliksystems, durch Schlauchdehnung unter Druck und durch die Masse und Strömungsgeschwindigkeit des Fluids
- Strömungswiderstände im Hydrauliksystem, dargestellt durch Drosseln oder Blenden
- bis hin zu äußeren Faktoren, wie dem Regelverhalten der Pumpe bei wechselnden Drücken

Die Parametereinstellung zur korrekten Abbildung eines Lenksystems in der Simulation ist daher recht aufwendig und setzt eine intensive versuchstechnische Erfassung der Kenndaten des Lenksystems voraus.

10.7 Dämpfung – Instabilitäten

Ein wesentlicher Faktor für die Stabilitätsreserve des Lenksystems ist der Gradient der Ventilkennlinie (Differenzdruck im Zylinder über Lenkradmoment), der die Verstärkung im Regelkreis darstellt. Im Prinzip ist es wünschenswert, die Ventilkennlinie so auszulegen, dass ab einem bestimmten Druck, der niemals im Fahrbetrieb, sondern nur bei stehendem Fahrzeug erreicht wird, das Lenkradmoment möglichst wenig ansteigt. Das ermöglicht eine gute Rückmeldung der Lenkung für den Fahrer im Fahrbereich und trotzdem relativ geringe Lenkradmomente beim Parkieren. Dafür ist jedoch ein extrem großer Gradient der Ventilkurve in diesem Bereich notwendig, der Instabilitäten im Lenksystem zur Folge hat. In der Praxis wird daher angestrebt, einen hohen Gradienten zu realisieren, der jedoch einen ausreichenden Abstand zur Stabilitätsgrenze aufweist.

Um die Stabilitätsgrenze weiter zu erhöhen, ist es auch möglich, die Dämpfung im Lenksystem zu erhöhen. Im einfachsten Fall wird dafür ein Strömungswiderstand in das Hydrauliksystem eingebracht, z. B. in Form einer Drossel in der Rücklaufleitung. Sie bewirkt einen volumenstromabhängigen Widerstand, der dem System Energie entnimmt und bei einem instationären Verlauf des Volumenstroms die Amplituden verringert. Zusätzlich dämpfend wirkt die durch den erhöhten Systemdruck verstärkte Anpressung aller Dichtungen an ihre Dichtfläche, die erhöhte Reibung zur Folge hat. Die Wirkung der Drossel ist umso größer, je höher der Staudruck ist. Hier sind aber enge Grenzen gesetzt, da die Drosselverluste die Leistungsfähigkeit des Lenksystems herabsetzen, den vom Lenksystem verursachten Energieverbrauch vergrößern und es thermisch stark belasten.

Es besteht auch die Möglichkeit, den aus der Zylinderkammer ausströmenden Volumenstrom zu drosseln (siehe auch Kapitel K 11.3 und K 11.4). Dadurch ergibt sich eine Dämpfung proportional zur Zahnstangengeschwindigkeit. Zusätzlich verringert sich dadurch auch die Stößigkeit des Lenksystems, d. h. das Lenkgetriebe leitet von außen aufgebrachte Kraftimpulse, die beispielsweise durch Straßenunebenheiten verursacht werden, weniger stark zum Fahrer durch. Allerdings sind auch hier enge Grenzen gesetzt, da bei schnellen Lenkbewegungen deutlich höhere Zahnstangengeschwindigkeiten auftreten als in einer Situation der Instabilität, so dass häufig eine Drosselleinstellung, die ausreichende Dämpfung erbringt, die Leistungsfähigkeit des Lenksystems bei Ausweichmanövern in inakzeptabler Weise einschränkt.

11 Hydraulische Zusatzsysteme

Zusatzsysteme für hydraulische Lenkungen werden eingesetzt, um basierend auf den Standardkomponenten des Lenkgetriebes weiter verbesserte Eigenschaften zu erhalten, einerseits durch Auflösung von Zielkonflikten, andererseits durch das Verschieben von Grenzen für das System, über die Grenzen der Standardauslegung hinaus.

11.1 Mittenzentrierung

Die übliche Ventilauslegung sieht eine Lenkunterstützung schon bei kleinen Lenkradmomenten vor. In diesem Bereich, der für die Geradeausfahrt mit kleinen Kurskorrekturen relevant ist, sollte die Funktion der hydraulischen Lenkung aber einer mechanischen Lenkung sehr ähnlich sein. Diese bietet einen Durchtrieb von der Eingangswelle zum Lenkritzel mit sehr hoher Steifigkeit, was vorteilhaft für die Lenkpräzision unter den genannten Fahrbedingungen ist. Bei der hydraulischen Lenkung wird diese Steifigkeit jedoch durch den Drehstab definiert, der gleichzeitig eine ausreichende relative Verdrehung zwischen Eingangswelle und Lenkritzel, ohne Aufbringung großer Lenkradmomente, ermöglichen muss, um die entsprechenden Spalten im Ventil zu schließen. Dadurch entsteht ein prinzipieller Nachteil der Hydrauliklenkung. Bei der Auslegung von hydraulischen Lenksystemen wird angestrebt, einen möglichst steifen Drehstab zu verwenden, ohne jedoch die Lenkradmomente bei Kurvenfahrt oder beim Parkieren zu sehr ansteigen zu lassen.

Zur Lösung dieses Zielkonfliktes kann ein Drehstab mit Mittenzentrierung eingesetzt werden, wie in **Bild K-62** als Komponenten und im Zusammenbau dargestellt. Durch eine vorgespannte, dem Drehstab parallelgeschaltete Einheit wird ein annähernd starrer Durchtrieb hergestellt, bis das Lenkradmoment das durch die Vorspannung aufgebrachte Zentriermoment überschreitet. Dann erst beginnt sich die Eingangswelle relativ zum Lenkritzel zu verdrehen und das zusätzliche Rückstellmoment wird vom Drehstab aufgebracht.

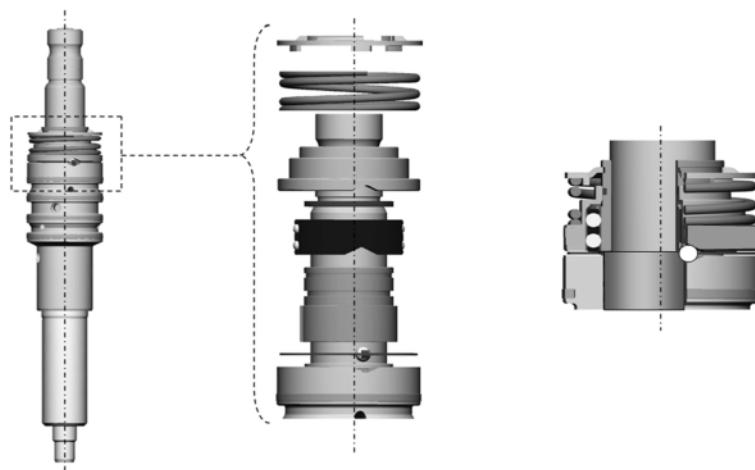


Bild K-62 Mittenzentrierung mittels federbelasteter Axial-Drehkupplung

Das abgebildete System stellt ein Beispiel für eine solche parallelgeschaltete Einheit dar. Es besteht aus zwei Ringen, in denen auf einer der Stirnflächen jeweils drei Kalotten im 120° Abstand eingebracht sind. Die Ringe sind so angeordnet, dass die Kalotten übereinander liegen und dass jeweils eine in ihnen liegende Kugel den formschlüssigen Kontakt zwischen den beiden Ringen herstellt.

Werden nun beide Ringe relativ zueinander verdreht, so läuft die Kugel in den beiden gegenüberliegenden Kalotten eine Rampe hinauf und drückt die beiden Ringe auseinander.

Ein Ring ist durch Verpressen mit der Steuerhülse des Ventils und so auch mit dem Lenkritzel verbunden. Der andere Ring verfügt an seinem Innendurchmesser über axiale Nuten. Diese korrespondieren mit entsprechenden axialen Nuten, die zusätzlich in die Eingangswelle eingebracht werden. Auch hier wird der formschlüssige Kontakt durch Kugeln hergestellt, die in den Nuten zwischen dem Ring und der Eingangswelle laufen. Somit wird die Drehbewegung der Eingangswelle auf den Ring übertragen, ihm aber gleichzeitig der notwendige Freiheitsgrad für eine axiale Bewegung relativ zu ihr gegeben.

Zur Mittenzentrierung wird nun durch eine Feder eine Kraft zwischen der Eingangswelle und dem mit ihr verbundenen Ring ausgeübt, die über die Kugeln auf den auf der Steuerhülse befestigten Ring übertragen wird. Bei einer relativen Verdrehung zwischen Eingangswelle und Steuerhülse und den mit ihnen verbundenen Ringen wird die axiale Federkraft in ein Rückstellmoment umgewandelt, das zusammen mit dem Rückstellmoment des Drehstabs wirkt. Im Gegensatz zum Drehstab kann mit dieser Mechanik über die Geometrie der Kalotten (Rampenwinkel) und über die Vorspannung der Feder ein Moment eingestellt werden, welches (annähernd) starr von der Eingangswelle auf das Lenkritzel übertragen wird, also ohne relative Verdrehung und damit ohne Auslenkung des Ventils. Dies ergibt die gewünschte Mittenzentrierung, wie in **Bild K-63** dargestellt im Vergleich mit einem Lenkventil, das nur über einen konventionellen Drehstab verfügt.

Darüber hinaus ergibt sich die Möglichkeit, durch Wahl der Federsteifigkeit und Ausformung der Kalotten, beispielsweise einen degressiven Verlauf des Rampenwinkels, weiteren Einfluss auf die wirksame Ventilsteifigkeit und die Ventilkennlinie zu nehmen.

Ferner besteht die Möglichkeit, diese Mechanik zu nutzen, um eine parametrierbare Lenkung darzustellen, beispielsweise um sie geschwindigkeitsabhängig auszulegen. Dies wird in Kapitel K 11.2 ausgeführt.

K

Ein Zusatzsystem zur Mittenzentrierung erlaubt also, die Arbeitsbereiche des Ventils für Geradeausfahrt und für Kurvenfahrt in gewissen Grenzen voneinander zu trennen und individuell zu optimieren. Dies verringert die Zielkonflikte und erhöht die Freiheitsgrade bei der Abstimmung.

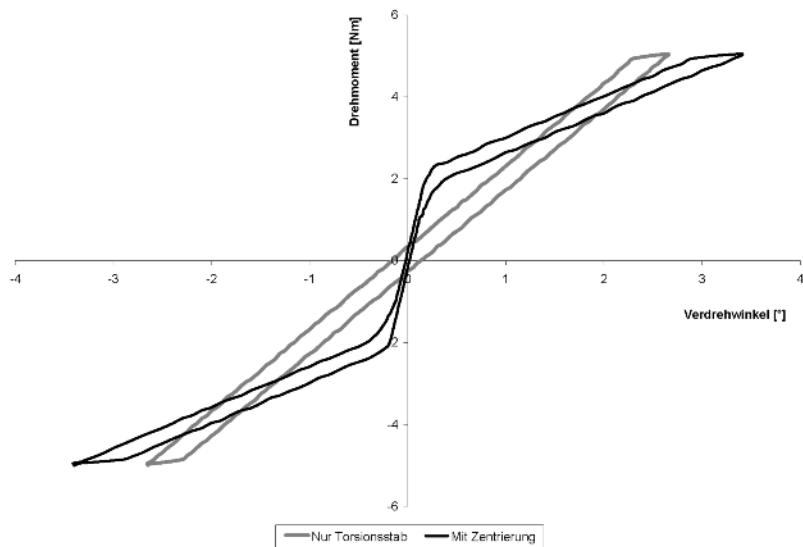


Bild K-63 Lenkradmoment über Verdrehwinkel im Vergleich

Durch entsprechende Wahl des Zentriermoments wird der Einsatzpunkt der Lenkunterstützung so festlegt, dass daraus eine sehr gute Lenkpräzision bei Geradeausfahrt resultiert. Die Drehstabsteifigkeit kann dann geringer gewählt werden, so dass die Lenkradmomente mit zunehmender Zahnstanzenkraft bis in den Parkierbereich nicht so stark ansteigen wie bei einem konventionellen System, was den Lenkomfort in solchen Situationen erhöht.

Mittenzentrierungen für Lenkventile existieren in vielen Ausführungsformen, die auch kompakter, einfacher und kostengünstiger sind, als die hier vorgestellte Version. In ihrer Wirkungsweise sind sie der beschriebenen Lösung ähnlich.

11.2 Geschwindigkeitsabhängigkeit

Auch in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit ergeben sich Zielkonflikte bezüglich der Ventilabstimmung. Bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten und insbesondere beim Parkieren sollte die Lenkung möglichst leichtgängig sein, um optimalen Lenkomfort zu vermitteln, also bei geringen Lenkradmomenten hohe Lenkunterstützung bieten. Bei hoher Geschwindigkeit muss die Unterstützung deutlich reduziert werden, um eine ausreichende Lenkpräzision zu gewährleisten und ein unabsichtliches Verreißen der Lenkung zu vermeiden. Trotzdem soll dem Fahrer die volle Lenkunterstützung zur Verfügung stehen, wenn er sie benötigt, beispielsweise um die Lenkung unter Kontrolle zu halten, wenn ein Vorderrad von der Fahrbahn abgekommen ist und auf einer weichen Bantkette rollt. Bei der Auslegung der Fahrzeuge dominiert insbesondere in Europa der Sicherheitsaspekt bei hoher Fahrgeschwindigkeit.

Eine geschwindigkeitsabhängige Beeinflussung der Ventilkennlinie ermöglicht die Lösung dieses Zielkonfliktes und damit primär eine Erhöhung des Parkierkomforts.

Prinzipiell bieten sich hier zwei technische Konzepte an: Die Beeinflussung des Volumenstroms im Lenkventil ermöglicht, wie beschrieben, eine Variation des Lenkradmoments. Dieses Prinzip wird heute ausschließlich durch Systeme genutzt, die über eine variable Pumpe eine bedarfsgerecht gesteuerte Versorgung des Lenkgetriebes darstellen.

Alternativ gibt es Systeme, die bei einer bestimmten relativen Verdrehung zwischen Eingangswelle und Ritzel das anliegende Lenkradmoment variieren, also die wirksame Steifigkeit des Drehstabs beeinflussen und an die jeweilige Fahrsituation anpassen: Eine geringe Steifigkeit, wenn hohe Unterstützung gewünscht wird, eine hohe Steifigkeit, wenn ein Durchtrieb mit geringer Elastizität im Vordergrund steht.

In der konstruktiven Umsetzung wird ein konventioneller Drehstab mit sehr geringer Steifigkeit durch ein parallelgeschaltetes Zusatzsystem ergänzt, welches ein von außen beeinflussbares Rückstellmoment zusätzlich aufbringt.

Zentraler Bestandteil von ausgeführten Systemen ist eine Mechanik, welche die relative Verdrehung des Ventils in eine lineare Bewegung entlang der Ventilachse umsetzt, wie es bereits in Kapitel K 11.1 zur Mittenzentrierung beschrieben wurde. Der mit der Eingangswelle verbundene Ring des Zusatzsystems ist hier als Hydraulikkolben ausgeführt, der so genannte Reaktionskolben, welcher über einen Kolbenring den Raum der Ventilbohrung des Gehäuses in zwei Kammern teilt.

Wie beim System zur Mittenzentrierung bewirkt eine Feder eine Vorspannung des Systems und einen starren Durchtrieb bei geringen Lenkradmomenten. Oberhalb dieses Moments wird das Ventil ausgelenkt, wobei die Steifigkeit des Drehstabes sehr gering ist, so dass das mechanisch erzeugte Rückstellmoment nur flach ansteigt. Die Auslenkung des Ventils bewirkt einen Anstieg des Vorlaufdruckes. Dieser Druck wird von einem angesteuerten Magnetventil gemindert und in die Kammer zwischen dem Reaktionskolben und der Eingangswellendichtung eingesteuert. Die dort durch den Druck erzeugte axiale Kraft auf den Reaktionskolben bewirkt den Hauptanteil des Rückstellmoments im Ventil.

Das Magnetventil stellt in Abhängigkeit von seiner elektrischen Bestromung ein festes Verhältnis zwischen dem Vorlaufdruck und dem Reaktionsdruck ein. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, zu einem bestimmten Vorlaufdruck verschiedene Rückstellmomente durch Variation des Stroms durch das Magnetventil einzustellen.

Schließlich stellt ein Druckbegrenzungsventil in der Reaktionskammer noch sicher, dass die Lenkradmomente nicht zu hoch werden, wenn in Extremsituationen die volle Lenkunterstützung benötigt wird und gleichzeitig das Magnetventil hohe Reaktionsdrücke zulässt. Dies ist auch Bestandteil des Sicherheitskonzeptes, welches bei einem Ausfall des Zusatzsystems die Kennlinie mit der höchsten Reaktionswirkung einstellt, um dann das Verhalten der Lenkung bei hoher Geschwindigkeit einzustellen, aber es gleichzeitig dem Fahrer noch ermöglicht, den Maximaldruck zu erreichen, ohne extrem hohe Handmomente aufzubringen.

In Bild K-64 und K-65 wird dieses System und die damit mögliche Variation der Ventilkurve gezeigt.

Zustand: Autobahnfahrt

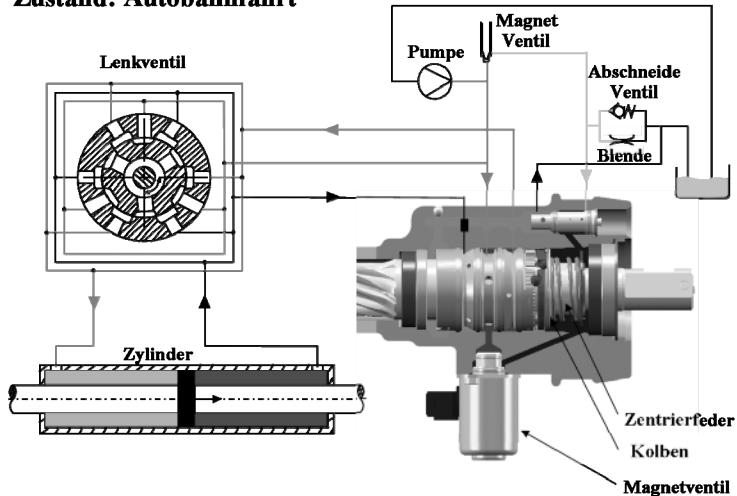


Bild K-64 Darstellung eines Systems mit Hydraulischer Reaktion

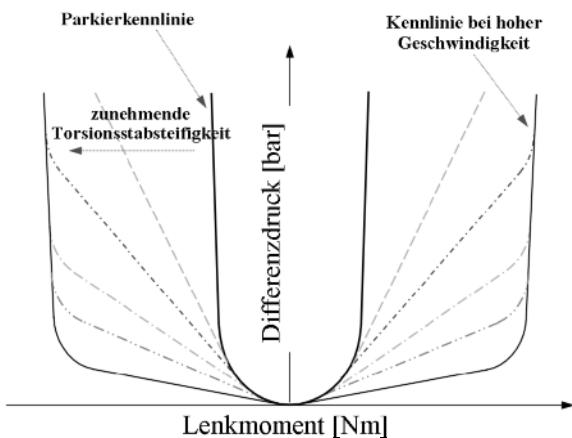


Bild K-65
Ventilkennlinie eines Systems mit
Hydraulischer Reaktion

Erkennbar ist, dass die Ventilkennlinie in drei Bereiche eingeteilt werden kann. Um die Mittellage wirkt die Vorspannung der Zentrierfeder, so dass dort keine Lenkunterstützung aufgebaut wird. Bei höheren Lenkradmomenen ergibt sich ein annähernd linearer Anstieg des Zylinderdruckes über dem Lenkradmomen, dessen Gradient von der Bestromung des Magnetventils abhängt. Die Kennlinie mit den geringsten Lenkradmomenen (meistens Parkerkennlinie genannt) arbeitet nur mit einem minimalen Reaktionsdruck, der notwendig ist, um ein Abheben des Reaktionskolbens zu vermeiden. Bei den Kennlinien mit flacherem Gradienten ist dann ein steiler Anstieg ab einem bestimmten Lenkradmomen zu beobachten. Hier wird über das Druckbegrenzungsventil in der Reaktionskammer ein weiterer Anstieg des Reaktionsdrucks unterbunden.

Durch die Abstimmung von Steuerkantengeometrie des Ventils, Drehstabsteifigkeit, Kalottenform, Steifigkeit und Vorspannung der Zentrierfeder, Druckbegrenzungsventil in der Reaktionskammer und dem Verhältnis von Reaktionsdruck zu Vorlaufdruck ist bei dieser Bauart die maximale Freiheit zur Ventilauslegung gegeben. Dem gegenüber steht ein erheblicher Mehraufwand an Komponenten für das Ventil und das gesamte Lenksystem, insbesondere das Magnetventil, seine elektrische Verbindung und ein Steuergerät, um es entsprechend der vorgegebenen Parameter wie der Fahrgeschwindigkeit zu bestromen.

Weiterhin tritt eine erhöhte innere Leckage auf, da der Volumenstrom in die Reaktionskammer dem Vorlauf entnommen wird. Diese zusätzliche Leckage steigt mit dem Reaktionsdruck an und muss bei der Auslegung der Hydraulikpumpe berücksichtigt werden.

Ein einfacher aufgebautes System greift auf dieselbe Mechanik zurück, beaufschlagt den Kolben aber von der anderen Seite. Hier ist der Raum zwischen Reaktionskolben und Eingangswellendichung direkt mit dem Rücklauf verbunden. Das abströmende Fluid aus dem Ventil hingegen wird noch von einem elektrisch verstellbaren Drosselventil aufgestaut, bevor es in den Lenkungsrücklauf abströmen kann. Die Zentrierfeder ist bei diesem System stark ausgeführt. Der Reaktionskolben bildet nun in Abhängigkeit vom Staudruck, der durch das elektrisch verstellbare Drosselventil hervorgerufen wird, eine Gegenkraft zur Zentrierkraft der Feder.

Die Variation der Ventilkurve wird also hauptsächlich durch eine Veränderung ihres Totbandes erreicht. Bei der Einstellung für hohe Geschwindigkeiten wird der Rücklauf nicht aufgestaut und die volle Zentrierkraft der Feder wirkt. Für den Parkierbetrieb wird die Zentrierkraft der Feder fast vollständig eliminiert. Die Steigung der Ventilkennlinie hingegen wird weiterhin durch die Drehstabsteifigkeit und zusätzlich durch die Form der Kalotten bestimmt und kann nicht variiert werden.

Dieses System ist etwas preisgünstiger, weil es nicht auf einen einstellbaren Druckwandler, sondern nur auf eine verstellbare Drossel zurückgreift. Die Nachteile liegen im Aufstauen des gesamten Volumenstroms im Rücklauf, was erhöhte Verluste und eine stärkere Erwärmung des Systems zur Folge hat in Fahrsituationen, in denen nur geringe Lenkradmomen angestrebt sind.

K

11.3 Dämpfungsventile

Dieses Zusatzsystem hat das Ziel, die Stößigkeit der Lenkung bei von außen eingeleiteten Kraftimpulsen zu reduzieren. Das geschieht letztlich durch die Integration eines Lenkungsdämpfers, wie er teilweise bei Lenksystemen mit Kugelumlauflenkung eingesetzt wurde, in die Zahnstangenlenkung.

Der Zylinder und die Zahnstange mit Kolben übernehmen, neben der Bereitstellung der Lenkunterstützung, auch noch die Funktion der gleichartigen Komponenten eines Lenkungsdämpfers. Um eine geschwindigkeitsabhängige Dämpfung zu erhalten, muss der aus der Zylinderkammer abströmende Volumenstrom gedrosselt werden, so dass eine Kraft entgegen der Bewegungsrichtung entsteht. Der einströmende Volumenstrom hingegen darf nicht gedrosselt werden, um Kavitation und Luftblasenbildung in der Zylinderkammer zu vermeiden.

Nun ergibt sich folgender Zielkonflikt: Eine wirksame Dämpfung von externen Kraftimpulsen verlangt eine so starke Drosselung, dass die Lenkung im Falle einer gewünschten schnellen Lenkbewegung die erforderliche Zahnstangengeschwindigkeit auch beim Einsteuern der Maximaldrucks in eine Zylinderkammer nicht erreichen kann und sie somit Ausweichmanöver nicht entsprechend unterstützt. Um dem entgegenzuwirken, muss die Druckdifferenz, die durch die Drossel entsteht, durch ein Druckbegrenzungsventil limitiert werden.

Ein Dämpfungsventil wird daher, wie in **Bild K-66** gezeigt, direkt an den Hydraulikanschlüssen des Zylinders angebracht und kombiniert die Funktion dreier Hydraulikkomponenten:

- Rückschlagventil, welches Fluid ungehindert einströmen lässt
- Drossel, die beim Abströmen des Fluids einen volumenstromabhängigen Druck aufbaut
- Druckbegrenzungsventil, das den maximalen durch die Drossel hervorgerufenen Staudruck limitiert

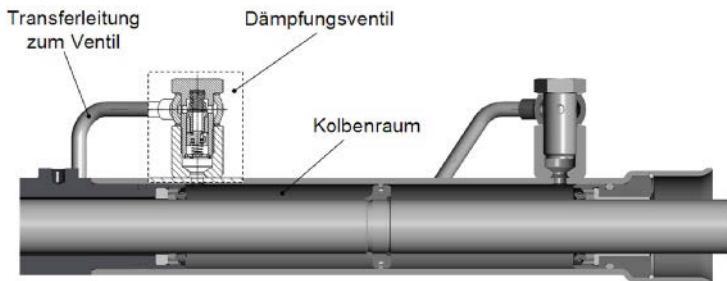


Bild K-66 Zylinder mit Hydraulikanschlüssen und Dämpfungsventil

K

Bild K-67 zeigt beispielhaft eine Kennlinie für ein Dämpfungsventil, wenn es in Dämpfungsrichtung durchströmt wird.

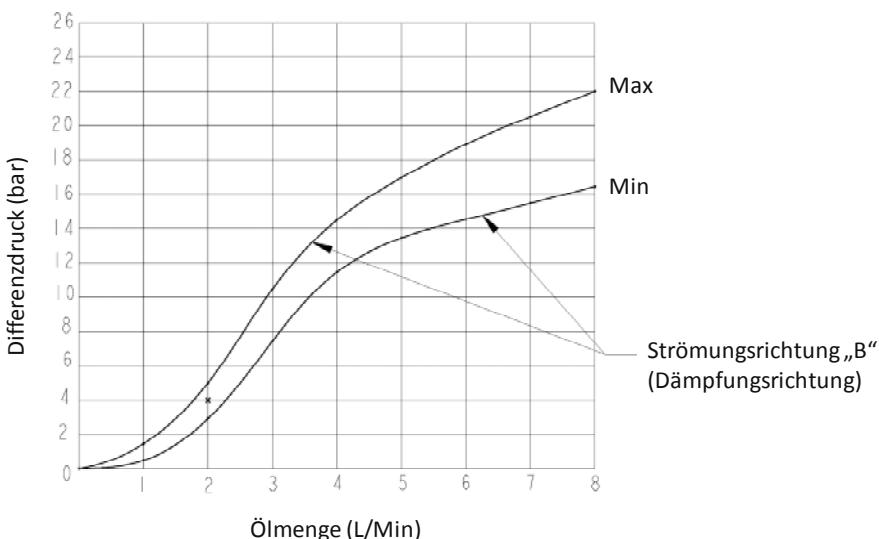


Bild K-67 Kennlinie eines Dämpfungsventils

11.4 Lenkventile mit Dämpfungseigenschaften

Bei entsprechender konstruktiver Ausführung besteht auch die Möglichkeit, die Funktionalität der Dämpfungsventile weitgehend in das Lenkventil zu integrieren. Bild K-68 stellt den konstruktiven Aufbau eines solchen Ventils dar.

Ziel ist es dabei, die Drosselfunktion nur in Situationen zu aktivieren, in der sie benötigt wird, also bei Kurvenfahrt, wenn allgemein die höchste Stößigkeit auftritt.

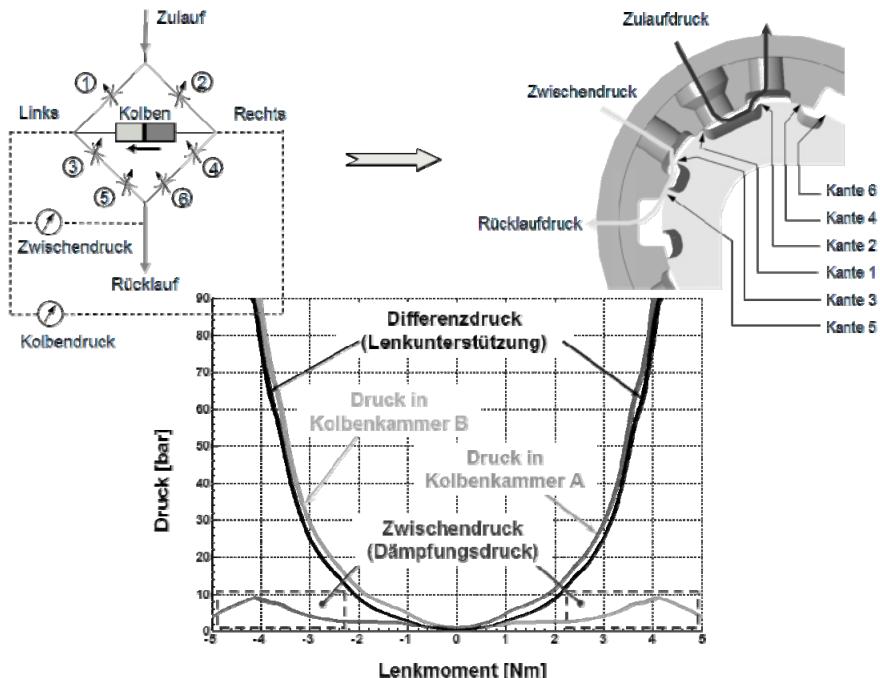


Bild K-68 Lenkventil mit definierter Dämpfung durch zusätzliche Steuerkanten

Gleichzeitig bieten solche Lenkventile bei hydraulischen Instabilitäten im Lenksystem noch eine Lösung der im Kapitel K 10.7 genannten Zielkonflikte zwischen Dämpfung im Lenksystem und seiner Leistungsfähigkeit sowie Belastung. Die Drosseln werden nur in Situationen, in denen Instabilitäten auftreten können, gezielt aktiviert. Die üblichen Ventilkennlinien weisen um ihre Neutralposition nur einen geringen Gradienten auf, so dass hier eine ausreichende Stabilitätsreserve vorliegt, auch ohne zusätzliche Maßnahmen. In diesem Bereich findet auch der weit überwiegende Fahrbetrieb statt. Beim Übergang in den Parkierbereich, also bei hohen Drücken, wird jedoch ein sanftes Einsetzen der Drossel gewünscht.

Diese Funktionalität lässt sich in das Lenkventil durch ein zusätzliches Steuerkantenpaar integrieren, das vom Fluid durchströmt wird, bevor es das Ventil verlässt und in den Rücklauf einströmt.

In der Neutralstellung des Ventils lassen auch diese Steuerkanten einen weiten Spalt zum Abströmen des Fluids. Wird das Ventil betätigt, so schließen wie bei einem konventionellen Ventil die Steuerkanten auf der Hochdruckseite und öffnen noch weiter auf der Niederdruckseite. Die zusätzlichen Steuerkanten jedoch verringern den Spaltquerschnitt bei stark ausgelenktem Ventil auf der Niederdruckseite und drosseln das da abströmende Fluid. Auf der Hochdruckseite wird die Drossel nicht aktiviert.

Somit wird zum hohen Arbeitsdruck in der entsprechend beaufschlagten Zylinderkammer ein geringfügiger Gegendruck in der gegenüberliegenden Kammer erzeugt. Die Höhe des Gegendrucks hängt hierbei vom anliegenden Volumenstrom ab. Da aus der angebundenen Kammer, bei einer Bewegung der Zahnstange, Öl ausgeschoben wird, steigt der Volumenstrom somit proportional zur Zahnstangengeschwindigkeit, so dass sich bei einer instationären Bewegung der Zahnstange eine geschwindigkeitsabhängige Dämpfung ergibt, die Schwingungen effektiv vermindert. Die Intensität der Drosselwirkung lässt sich über die Auslegung der zusätzlichen Steuerkanten einstellen.

11.5 Druckbegrenzung in der Zahnstangenendlage

Bei hydraulischen Lenkgetrieben liegt als unerwünschter Effekt der maximale Systemdruck an, wenn die Lenkung im Lenkanschlag gehalten wird. Das Lenkventil ist in dieser Situation voll ausgesteuert und lässt nur einen minimalen Volumenstrom passieren, während die Pumpe gegen den Maximaldruck arbeitet und fast den vollständigen, geförderten Volumenstrom durch das Druckbegrenzungsventil direkt zurück zum Tank leitet.

Dies führt, neben der mechanischen Belastung des Lenksystems durch die einwirkenden Kräfte und Drücke, zu einer extrem schnellen Aufheizung des Hydraulikfluids. Insbesondere bei Pumpen, die vom Verbrennungsmotor angetrieben werden, kann die zulässige Maximaltemperatur des Fluids in weniger als einer Minute überschritten werden, wenn gleichzeitig sehr hohe Motordrehzahlen anliegen. Diesen Betriebzustand einzustellen und aufrechtzuerhalten stellt zwar letztlich eine Fehlbedienung des Kraftfahrzeugs dar, sie kann aber über das gesamte Spektrum der Endkunden nicht ausgeschlossen werden und ist im Garantiefall bei einem daraus resultierenden Systemausfall nur schwierig nachzuweisen.

Ein weiteres Problem ergibt sich dadurch, dass der Fahrer schlagartig eine hohe Last für die Pumpe einstellen kann, wenn die Lenkung bereits am Lenkanschlag steht, sich das Ventil in Neutralstellung befindet (kein aufgebrachtes Lenkradmoment) und er dann eine Lenkbewegung in Richtung des Lenkanschlags ausführt. Wenn der Motor im Leerlauf betrieben wird, kann die Regelung seiner Leerlaufdrehzahl diese plötzlich auftretende Zusatzbelastung nicht immer schnell genug ausgleichen – es besteht die Gefahr, dass der Motor als Folge der Lenkbewegung abstirbt. Um dies zu vermeiden, kann die Leerlaufdrehzahl erhöht werden, was dann aber den Normverbrauch des Fahrzeugs aufgrund der im Testzyklus häufigen Leerlaufphasen signifikant erhöht.

Als Lösung dieser Probleme bietet sich eine Druckbegrenzung im Lenkanschlag an. In der Praxis wird dies umgesetzt, indem im Zylinder im Bereich der Endlagen des Kolbens Überströmmuten eingebracht werden, die einen Leckölstrom von der Hochdruckseite des Zylinders auf die Niederdruckseite ermöglicht, wenn sie vom Kolben überfahren werden, wie in **Bild K-69** abgebildet.

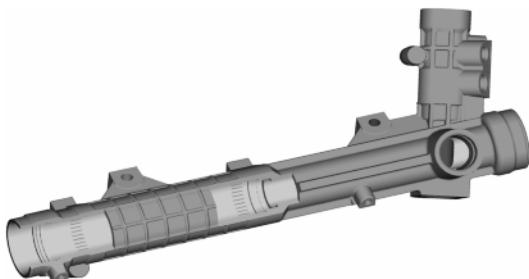


Bild K-69
Zylinder mit Überströmmuten
in den Kolbenendlagen

Die Tiefe und Zahl der Nuten ist so bemessen, dass beim gewünschten Restdruck der komplette von der Pumpe abgegebene Volumenstrom durch diese überströmt. Dabei wird ein möglichst niedriger Restdruck angestrebt, der jedoch von der Notwendigkeit begrenzt wird, dass beim Herauslenken aus dem Anschlag, also in Gegenrichtung, eine ausreichende hydraulische Zahnstangenkraft zur Verfügung steht, um die Räder zu bewegen, ohne dass der Fahrer erhöhte Lenkradmomente (manuelles Zulenken) aufbringen muss. Die dafür notwendige Kraft ist aufgrund der Gewichtsrückstellung der Lenkung geringer als beim Lenken in den Anschlag.

Durch eine Druckbegrenzung im Endanschlag wird die thermische Belastung des Lenksystems deutlich gesenkt, so dass meist auf zusätzliche Ölkühler verzichtet werden kann, was die Zusatzkosten für dieses System teilweise kompensiert. Neben den verringerten Verlusten im Lenkanschlag ist dies auch ein Effekt der besseren Wärmeabfuhr, da das erwärmte Hydraulikfluid nicht von der Pumpe direkt zum Tank geleitet wird, sondern durch die Leitungen zum Lenkgetriebe, dort durch das Ventil und beide Zylinderkammern und dann durch die Rücklaufleitung zum Tank strömt und dabei Wärme abgeben kann.

Ein weiterer Vorteil ist, dass durch den verringerten Druck auch Geräusche beim Hineinlenken in den Anschlag verringert werden und zwar sowohl mechanische Geräusche beim Berühren des Lenkanschlages als auch hydraulische Geräusche, die sonst durch den hohen Druckgradienten verursacht werden können. Diese Geräusche müssen, wenn sie in Lenkgetrieben ohne Druckbegrenzung mit einer störenden Intensität auftreten, durch zusätzliches Einbringen eines elastischen Elementes zwischen Lenkanschlag im Lenkgetriebe und Axialgelenk der Spurstange bekämpft werden.

Ein limitierender Faktor für die Anwendung eines solchen Systems ist die Auslegung der Fahrwerksgeometrie. Insbesondere bei Fahrzeugen mit Frontantrieb sind die von der Achse aufgebrachten Rückstellmomente bei vollem Lenkeinschlag häufig sehr gering. Hier besteht die Gefahr, dass die verbleibende Unterstützung nicht ausreicht, um in jeder Situation aus dem Lenkanschlag herauszulenken, was vom Fahrer subjektiv unangenehm als „Hängenbleiben“ der Lenkung empfunden wird.

K

12 Kugelumlauflenkgetriebe/Nfz-Lenksysteme

12.1 Einsatzbereiche

Die Kugelumlauflenkung ist die traditionelle Form der Lenkung, die eine Drehbewegung des Lenkrades in eine Schwenkbewegung des Lenkhebels übersetzt, welche dann über Lenk- und Spurstangen auf die zu lenkenden Räder übertragen wird.

Diese Übertragung per Gestänge ist auch der wesentliche Vorzug bei ihren heutigen Anwendungen: Fahrzeuge, bei denen die gelenkte Achse als Starrachse ausgeführt ist, werden fast ausschließlich mit Kugelumlauflenkungen ausgerüstet. Sie erlaubt, das Lenkgetriebe rahmenfest anzubringen und durch eine entsprechende Auslegung der Lenkgeometrie den komplexen räumlichen Bewegungen der Starrachse mit minimalen kinematischen Rückwirkungen auf das Lenksystem zu folgen. Dies gilt insbesondere für Achsen, die allein an Blattfedern aufgehängt sind.

Eine Zahnstangenlenkung hingegen muss bei einer Starrachse fest mit dem Achskörper verbunden werden, was neben Zielkonflikten bei Package und Lenkkinematik auch die Notwendigkeit einer sehr belastbaren und hochflexiblen Anbindung der Lenksäule mit sich bringt. Um allen möglichen Relativbewegungen zwischen der Achse mit dem Lenkgetriebe und dem Fahrzeugrahmen oder gar einer Fahrerkabine, die ihrerseits elastisch auf dem Fahrzeugrahmen gelagert ist, folgen zu können, müssen die Gelenke in der Lenksäule einen großen Winkelbereich abdecken und ihr Längenausgleich einen extrem großen Hub aufweisen.

Fahrzeuge, deren Vorderachse als Starrachse ausgeführt ist, finden sich heutzutage im Wesentlichen in zwei Kategorien:

- Geländefahrzeuge, die primär auf den Offroad Betrieb ausgelegt sind und extrem hohe Achsverschränkungen zulassen sollen.
- Nutzfahrzeuge der mittleren und schweren Klasse mit zulässigen Vorderachslasten über 2 t.

In den typischen Konfigurationen wird entweder das Lenkgetriebe an der Fahrerseite am Fahrzeugrahmen befestigt, das entsprechende Vorderrad über eine Lenkstange angebunden und beide Vorderräder durch die Spurstange verbunden (dargestellt in **Bild K-70**), oder das Lenkgetriebe wird mittig im Fahrzeug platziert und beide Vorderräder werden direkt über Spurstangen angekoppelt.

Bei Anwendungen in Reisebussen mit Einzelradaufhängung an der Vorderachse, für die derzeit keine ausreichend dimensionierten Zahnstangenlenkgetriebe verfügbar sind, und den selten gewordenen Verwendungen von Kugelumlaufgetrieben in Pkw wird üblicherweise ein Lenkviereck eingesetzt, wobei gegebenenfalls bei Bussen aufgrund des weit vor der Vorderachse platzierten Fahrers noch eine Lenkstange als Verbindungselement verwendet wird.

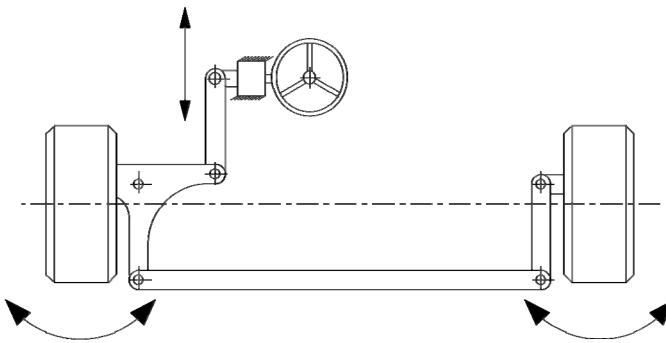


Bild K-70 Anbindung zwischen Lenkgetriebe und Vorderrädern bei Nfz mit vorderer Starrachse

Allen Anordnungen ist gemein, dass sie viele Elemente enthalten, die jeweils Reibung und Elastizitäten oder gar Spiel in das Lenksystem einbringen, was generell das Lenkgefühl und die Lenkpräzision beeinträchtigt. Zudem bedeuten die vielen Gestängeelemente hohe Kosten für das Lenksystem, so dass die Kugelumlauflenkung in allen Bereichen, in denen die Zahnstangenlenkung als praktikable Alternative zur Verfügung steht, von ihr verdrängt wurde oder wird.

12.2 Aufbau von Kugelumlaufgetrieben

Kugelumlaufgetriebe werden heute ausschließlich in einer integrierten Bauform hergestellt, bei welcher der mechanische Teil des Lenkgetriebes mit dem hydraulischen Teil in einem gemeinsamen Gehäuse zusammengefasst ist. Diese Bauform wird auch als Integrallenkung oder Blocklenkung bezeichnet.

Das Kugelumlaufgetriebe, exemplarisch in **Bild K-71** in einer Schnittdarstellung gezeigt, lässt sich in folgende Baugruppen zerlegen:

- Ventil mit Ventilgehäuse und Eingangswelle
- Lenkspindel, verbunden mit dem Ventil
- Kugelmutter und Kolben, verbunden mit der Lenkspindel über Kugeln
- Lenkwelle mit Verzahnungssegment

Die mit der Lenksäule verbundene Eingangswelle mit dem Ventil ist der einer hydraulischen Zahnpfostenlenkung ähnlich. Es handelt sich ebenfalls um ein Drehschieberventil, dargestellt durch Eingangswelle, Steuerhülse und Drehstab. Das Ventil selbst ist aber, je nach Einsatzzweck des Lenkgetriebes, auf deutlich höhere Volumenströme und auch erhöhte Betriebsdrücke ausgelegt, so dass beispielsweise die Durchflussquerschnitte größer sind und die Wandstärke der Steuerhülse erhöht ist.

Anstelle des Lenkritzels folgt dann die Lenkspindel, die mit der Lenkmutter verbunden ist. Eine rotatorische Bewegung der Lenkspindel wird in eine translatorische Bewegung der Kugelmutter umgesetzt, wobei der Formschluss zwischen beiden durch umlaufende Kugeln hergestellt wird, so dass nur geringe Reibung auftritt. Das der Eingangswelle gegenüberliegende Ende der Kugelmutter ist als Kolben ausgeführt, der in einem zylindrischen Teil des Lenkgehäuses läuft. Die dort befindliche Zylinderkammer wird über einen Kanal im Gehäuse mit der entsprechenden Ringnut der Steuerhülse verbunden, während die andere Ringnut direkt mit dem gesamten restlichen Zylinderraum verbunden ist. In der Kugelmutter befinden sich noch Entlastungsventile, die betätigt werden, wenn sich der Kolben der Endlage nähert. Sie öffnen einen Überströmkanal, der Fluid von der Hochdruckseite mit einem definierten Restdruck auf die Niederdruckseite leitet (vgl. Kapitel K 11.5). Dadurch werden unnötige Belastungen des gesamten Lenksystems vermieden, wenn die Lenkung am Lenkanschlag gehalten wird.

Die Bewegung der Kugelmutter wird über eine Verzahnung auf die Lenkwelle übertragen und führt dann an der Außenseite des Gehäuses zu einer Schwenkbewegung des aufgepressten Lenkhebels. Je nach Ausführung des Lenkgetriebes weist die Verzahnung eine konstante oder eine variable Übersetzung auf.

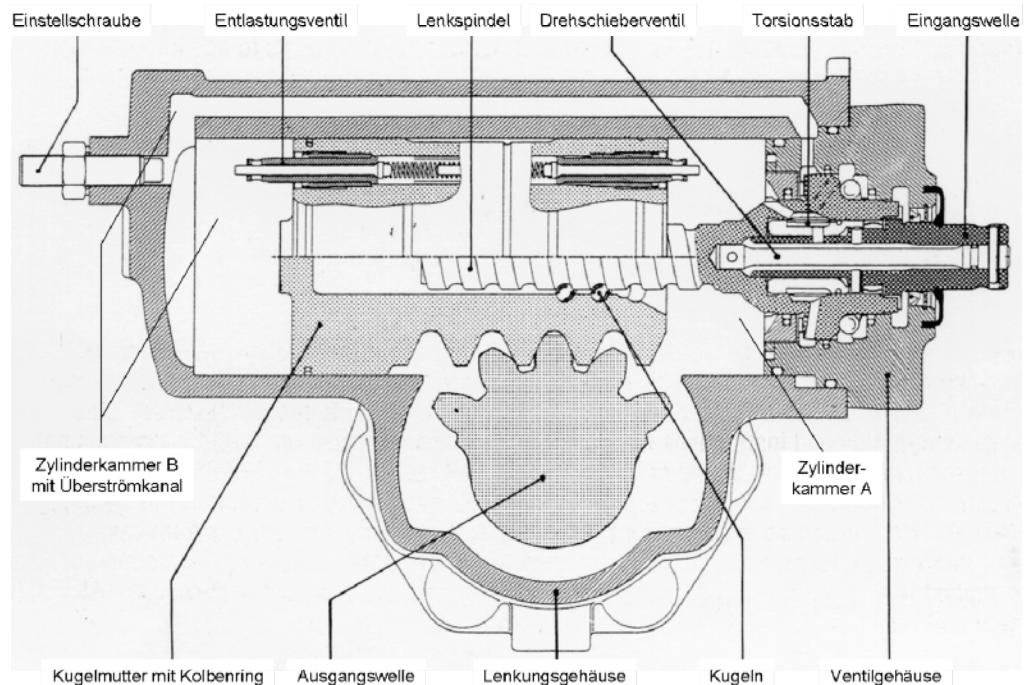


Bild K-71 Kugelumlaufgetriebe im Schnitt

12.3 Vergleich zwischen Kugelumlauflenkung und Zahnstangenlenkung

Die Ähnlichkeiten zwischen einer Kugelumlauflenkung und einer Zahnstangenlenkung beschränken sich auf das Lenkventil, welches konzeptionell gleich ausgeführt ist.

Insgesamt ist die Kugelumlauflenkung deutlich robuster und bietet sich damit für Anwendungen unter schwierigen Einsatzbedingungen oder in Anwendungen an, die eine hohe Zuverlässigkeit mit einer langen Lebensdauer kombinieren müssen, wie z. B. Nutzfahrzeuge, die üblicherweise auf eine Gesamtfahrleistung von 1 Million km ausgelegt werden.

Ein Grund für die hohe Robustheit ist das Dichtsystem, welches nur an der Lenkwelle eine Radialwellendichtung im Hochdruckbereich aufweist. Die Welle bewegt sich an dieser Stelle nur rotatorisch, womit sie leichter abzudichten ist als eine Zahnstange, die über zwei Hochdruckdichtungen verfügt, gegenüber denen sie eine lineare Bewegung ausführt. Das ermöglicht Betriebsdrücke von maximal 185 bar oder in naher Zukunft auch von 200 bar.

Weiterhin bietet eine Kugelumlauflenkung eine bessere Dämpfung gegenüber von außen eingebrachten Stößen, hauptsächlich wegen des mechanischen Wirkungsgrades des Kugelumlaufgetriebes, der für von der Eingangswelle aufgebrachte Bewegungen größer ist als für Rückwirkungen von der Kugelmutter, so dass diese durch erhöhte Reibung gedämpft werden. Schließlich bietet die Kugelumlauflenkung aufgrund ihrer Kompaktheit die Möglichkeit, mit wenigen Standardprodukten ein weites Spektrum von Fahrzeugapplikationen abzudecken. Die notwendigen fahrzeugspezifischen Anpassungen werden dann durch die Gestaltung des Lenkgestänges und durch die eines Halters für die Lenkung vorgenommen. Dies ermöglicht auch bei spezialisierten Anwendungen, die nur in kleiner Stückzahl gebaut werden, wie bei einigen Nutzfahrzeugtypen üblich, die Kostenvorteile einer Fertigung in Großserie zu nutzen.

K Dem gegenüber stehen Nachteile bei der Betrachtung des gesamten Lenksystems. Zusammen mit den erforderlichen Lenkgestängen ist ein Lenksystem mit Kugelumlauflenkung deutlich schwerer und, zumindest bei großen Stückzahlen, auch teurer als eine Zahnstangenlenkung. Weiterhin beeinträchtigt die Vielzahl von Übertragungselementen zwischen Lenksäule und Rädern durch die damit verbundenen Elastizitäten und die Reibung in den Gelenken das Lenkgefühl – eine Zahnstangenlenkung lässt das Geschehen an den Rädern direkter spüren. In Pkw sind diese Faktoren maßgebend, während die Vorteile der Kugelumlauflenkung nur eingeschränkt zum Tragen kommen. Deswegen werden heutzutage in Pkw fast ausschließlich Zahnstangenlenkungen eingesetzt.

12.4 Technische Daten und Kennwerte

Tabelle K-6 Exemplarische Kennwerte hydraulischer Kugelumlauflenkgetriebe

Fahrzeugklasse	Gelände-wagen	Leichte Nfz	Mittel-schwere Nfz	Schwere Nfz	Bau-fahrzeuge
Vorderachslast	1,8 t	2,5 t	5,5 t	7,5 t	9,5 t
maximaler Ausgangsmoment	1200 Nm	1700 Nm	5000 Nm	6500 Nm	8500 Nm
maximaler Betriebsdruck	120 bar		175 bar bis 185 bar		
Volumenstrom	6 l/min	8 l/min	12 l/min	16 l/min	25 l/min
Schwenkwinkel Ausgangs-welle	$\pm 90^\circ$ bis $\pm 100^\circ$				
Übersetzung	ca. 16 : 1 bis ca. 26 : 1				
Temperatur	−40° C bis +120° C				

12.5 Zusatzsysteme

Aufgrund des konzeptionell gleichen Aufbaus des Lenkventils existieren die jeweiligen Systeme zur Mittenzentrierung des Drehstabs (Kapitel K 11.1) und zur geschwindigkeitsabhängigen Beeinflussung der Ventilkennlinie (Kapitel K 11.2) auch für Kugelumlauflenkungen und sind den Ausführungen für Zahnstangenlenkungen zumindest ähnlich.

Auch Ventilbauarten die gezielte Dämpfung in das Lenkgetriebe einbringen (Kapitel K 11.4) lassen sich auf Kugelumlauflenkungen übertragen und sind bei Nutzfahrzeuganwendungen aufgrund der hohen Lenkunterstützung und der damit verbundenen hohen Verstärkung des Ventils eher notwendig als bei Pkw.

Dämpfungsventile (Kapitel K 11.3) sind aufgrund der erwähnten Dämpfungseigenschaften des Kugelumlaufgetriebes von äußeren Stößen nicht notwendig und eine Druckbegrenzung im Endanschlag (Kapitel K 11.5) ist in der Standardauslegung bereits enthalten. Als spezielles Zusatzsystem bieten Lenkgetriebe für schwere Nutzfahrzeuge mit mehreren gelenkten Achsen noch eine Anschlussmöglichkeit für einen Hilfszylinder.

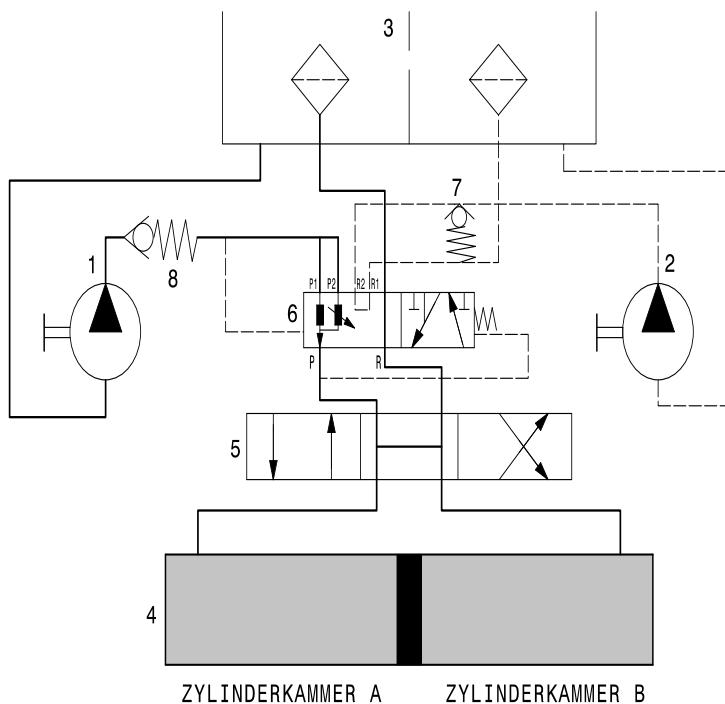
Anstatt das Lenkgetriebe speziell für diese Fahrzeuge, die meist in relativ geringen Stückzahlen hergestellt werden, entsprechend groß auszulegen, wird die Möglichkeit genutzt, die benötigte zusätzliche Lenkkraft durch Ankopplung eines Hilfszylinders an das ohnehin notwendige Lenkgestänge nahe an der zweiten gelenkten Achse einzuleiten. Die Versorgung dieses Zylinders erfolgt über das Lenkventil, indem das Ventilgehäuse mit Hydraulikanschlüssen versehen wird, die mit den entsprechenden Ringkanälen der Steuerhülse des Ventils in Verbindung stehen. Dies ermöglicht einerseits, bis auf diese kleine Modifikation, dasselbe Lenkgetriebe wie für ein Fahrzeug mit nur einer gelenkten Achse zu verwenden und weiterhin die Belastung einzelner Bauteile durch eine bedarfsgerechte Verteilung der Krafteinleitung so gering wie möglich zu halten.

12.6 Zweikreis-Lenkung

Bei schweren Nutzfahrzeugen mit extrem hohen Vorderachslasten oder zwei Vorderachsen können die Zulassungsvorschriften für den Betrieb mit ausgefallener Lenkunterstützung nicht eingehalten werden, wenn die Lenkung in dieser Situation rein mechanisch betätigt wird. Die Zweikreis-Lenkung, deren hydraulisches Schaltbild in **Bild K-72** schematisch dargestellt ist, stellt auch bei Ausfall eines Lenkungskreises einen ausreichenden Volumenstrom der Lenkölversorgung sicher.

Im Normalfall ist nur die vom Verbrennungsmotor angetriebene Pumpe (1) über das 2-Kreis-Schaltventil (6) mit dem Lenkgetriebe (4/5) verbunden. Durch eine geringfügige Drosselung ihres Volumenstroms in diesem Ventil stellt sich ein Druck ein, der als Steuerdruck zu seiner Betätigung eingesetzt wird und das Ventil gegen eine Feder in die dargestellte Lage auslenkt. Der Rücklauf führt auch über dieses Ventil zum Tank, welcher zwei getrennte Kammern aufweist, die oberhalb des minimalen Füllstandes miteinander verbunden sind.

Die Hilfspumpe (2) ist mechanisch mit der Antriebsachse verbunden und befindet sich üblicherweise an der Ausgangswelle des Antriebsgetriebes. Somit ist sichergestellt, dass auch bei einem Ausfall des Verbrennungsmotors der notwendige Volumenstrom bereitgestellt werden kann, solange sich das Fahrzeug bewegt. Im Normalfall wird der geförderte Volumenstrom vom 2-Kreis-Schaltventil direkt wieder zum Tank (3) geleitet. Auch hier findet eine geringfügige Drosselung statt und der dadurch entstehende Staudruck wird überwacht, um den Fahrer bei einem Ausfall des zweiten Lenkkreises, den er andernfalls nicht bemerken kann, zu warnen und ihn zum Anhalten des Fahrzeugs aufzufordern.



K

- | | |
|----------------------------------|-------------------------------------|
| 1 Hauptpumpe (Verbrennungsmotor) | 5 Lenkventil |
| 2 Hilfspumpe (Getriebeausgang) | 6 2-Kreis-Schaltventil |
| 3 Tank mit zwei Kammern | 7 Druckbegrenzungsventil Hilfskreis |
| 4 Lenkzylinder | 8 Rückschlagventil der Hauptpumpe |

Bild K-72 Schema einer Zweikreislenkung

Fällt nun der primäre Lenkkreis aus, so liegt am 2-Kreis-Schaltventil kein Steuerdruck mehr an und es wird von der Feder in die zweite Schaltposition gebracht. Jetzt erfolgt die Versorgung des Lenkgetriebes über den zweiten Lenkkreis, wobei ein Leckverlust über die Hauptpumpe durch das Rückschlagventil (8) verhindert wird. Der Fahrer wird gewarnt und aufgefordert, das Fahrzeug anzuhalten.

Das Lenkgetriebe selbst, mit allen seinen Komponenten, wird als ausreichend ausfallsicher betrachtet, um hier keine weitere Redundanz zu verlangen.

13 Anforderungen an ein hydraulisches Lenkgetriebe

Die allgemeinen Anforderungen an Funktion und Festigkeit von hydraulischen Lenkgetrieben stellen letztlich eine Erweiterung der Anforderungen an mechanischen Zahnstangenlenkgetrieben um spezifische Prüfungen der Lenkungshydraulik dar.

Daher soll auch hier nur auf die zusätzlichen Anforderungen eingegangen werden.

13.1 Funktionsanforderungen

Die Funktionsprüfungen werden um die Messung der Ventilkennlinie und die der Inneren Leckage ergänzt. Beides wurde im Kapitel K 10 zur Lenkhydraulik bereits hinreichend beschrieben.

13.2 Festigkeitsanforderungen

13.2.1 Statische Festigkeit – Berstdruckprüfung

Die statische Festigkeit des hydraulischen Systems wird geprüft, indem bei geschlossenem Lenkventil ein Volumenstrom in das Lenkgetriebe geleitet wird, der so kontrolliert wird, dass sich ein stetig steigender Druck ergibt. Das Lenkgetriebe muss bis zum maximalen Betriebsdruck zuzüglich einer Sicherheitsreserve dicht und uneingeschränkt funktionstüchtig bleiben. Darüber hinaus muss der Berstdruck, also der Punkt, an dem eine Komponente der Lenkhydraulik versagt, oberhalb eines bestimmten Grenzwertes liegen, meist mindestens beim dreifachen des maximalen Betriebsdrucks.

13.2.2 Dynamische Festigkeit – Druckpulsation

Die dynamische Festigkeit der Lenkhydraulik wird geprüft, indem Druckpulse im Lenkgetriebe erzeugt werden. Dies geschieht entweder durch Auslenken des Lenkventils bei blockierter Zahnstange oder durch Einleitung einer wechselnden Zahnstangenkraft. Da eine hohe Anzahl von Druckpulsen angestrebt wird, sollte die Anregung möglichst hochfrequent erfolgen (5 Hz oder mehr). Das Lenkgetriebe muss nach dieser Prüfung uneingeschränkt funktionstüchtig sein.

13.3 Umweltanforderungen – Kaltstarttest

Eine wichtige zu überprüfende Eigenschaft von hydraulischen Getrieben stellt die Kältedichtigkeit dar. Wie beschrieben, büßen die Dichtungen bei extremer Kälte ihre Flexibilität ein und können Bewegungen der Zahnstange, des Lenkritzels oder der Eingangswelle möglicherweise nicht mehr ausreichend folgen. In einer Kaltstartsimulation wird überprüft, ob unter diesen Bedingungen Hydrauliköl austritt.

Bis zu einer Temperatur von -20°C darf dies in keinem Fall auftreten. Bei tieferen Temperaturen, getestet wird meist bis -40°C , sind je nach Einsatzzweck des Fahrzeugs Leckagen im Bereich einiger Milliliter tolerierbar.

Literatur zu Kapitel K

- STOLL, H. (1992): Fahrwerktechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen
- BAXTER, J., CAUCHI, D. und HEATHERSHAW, A. (2007): The Stability of Rack and Pinion Steering Gear Mesh for HPS and EPS Applications. Haus der Technik: Essen 2007
- BAXTER, J. und HEATHERSHAW, A. (2002): Bedeutung der Mittencharakteristik bei Hochgeschwindigkeitsfahrt. 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenmechanik
- BAXTER, J., OSTE, T. und WOU, J. (2001): Modelling of Mesh Friction and Mechanical Efficiency of Rack and Pinion Steering Design. SAE Paper 2001-01-0485. SAE: Warrendale, Pa. 2001
- BROWN, C. (2003): Driven by Ideas, The Story of Arthur Bishop. UNSW: Sydney 2003
- HEATHERSHAW, A. (2004): Matching of Chassis and Variable Ratio Steering Characteristics to Improve High Speed Stability. SAE Paper 2004-01-1103. SAE: Warrendale, Pa. 2004
- HEATHERSHAW, A. (2008): Achieving Active Steering Functionality with ActivRakTM VR. Vehicle Dynamics North America Expo 2008 Forum
- HIEMENZ, R., von der EMDEN, M. (2006): Das Fahrwerk des neuen Opel Corsa. 5. Tag des Fahrwerks. IKA-RWTH: Aachen 2006
- HONEGGER, H. (2007): Taumel – Kaltumformen. Schmid: Jona, CH 2007
- RAPP, M. (2008): The Mercedes-Benz Direct-Steer System. Steering Tech: München 2008

L

Spurstangen

1 Einleitung

Die Spurstange verbindet das Lenkgetriebe mit dem Radträger und überträgt so den Lenkgetriebehub auf den Radträger bzw. auf das Vorderrad.

Kinematisch gesehen handelt es sich dabei um ein Schubkurbelgetriebe mit der Zahnstange als Schubglied und mit dem Radträger als Drehglied (**Bild L-1**). Die Spurstange bildet dabei das Kopplglied (Heißing et al. 2007). Gleichzeitig muss die Hubbewegung des Rades zugelassen werden. Es entsteht so eine räumliche Bewegung; die Anbindungspunkte der Spurstange sind daher als Kugelgelenke mit den entsprechenden Freiheitsgraden auszuführen. Aufgrund der Hebelverhältnisse (Länge der Spurstange zum Abstand Spurstangenanbindung am Radträger zur Drehachse des Radträgers) und der angestellten Drehachse des Radträgers sind die auftretenden Winkel radträgerseitig größer als lenkgetriebeseitig.

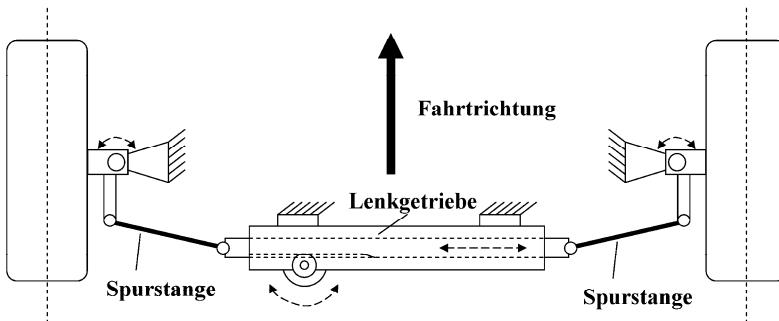


Bild L-1 Zusammenwirken von Lenkgetriebe, Spurstange und Radträger
(Quelle: ZF Lemförder GmbH)

Eine heute übliche Spurstange besteht aus einem inneren und einem äußeren Gelenk. Das innere Gelenk (lenkgetriebeseitig) wird als Innen- oder Axialgelenk bezeichnet. Das äußere Gelenk (radseitig) wird als Außen-, Winkel- oder Radialgelenk bezeichnet. Beide Gelenke sind in der Regel verstellbar miteinander verbunden. Die Gelenke sollen meist geringe Bewegungsmomente aufweisen, um ein gutes Ansprechverhalten des Fahrwerks und geringe Betätigungs Kräfte zu erreichen.

2 Basisausführungen

2.1 Spurstangen für Kugelumlauflenkungen

Bei der Kugelumlauflenkung erfolgt die Umwandlung der Lenkraddrehung über ein Schneckenrad mit einer spiralförmigen Rille, in der die Kugeln rollen (Stoll 1992). Bei einer Kugelumlauflenkung wird die linke und die rechte Spurstange über eine Mittelstange verbunden. Die Lenkbewegung am

Lenkrad wird in eine Schwenkbewegung umgewandelt und auf die Mittelstange übertragen. Diese Bauart kommt heute aufgrund des Bauraumbedarfs und der Kosten meist nur noch bei größeren Nkw zur Anwendung, wenn sich Zahnstangenlenkungen z. B. aufgrund der hohen Belastungen nicht einsetzen lassen. Auch bietet die vergleichsweise schlanke Mittelstange unter bestimmten Umständen Vorteile z. B. bezüglich Bodenfreiheit.

Bild L-2 zeigt eine Vorderachse mit Kugelumlauflenkung. Ausführungsbeispiele von Spurstangen für diese Bauform sind in **Bild L-3** dargestellt.

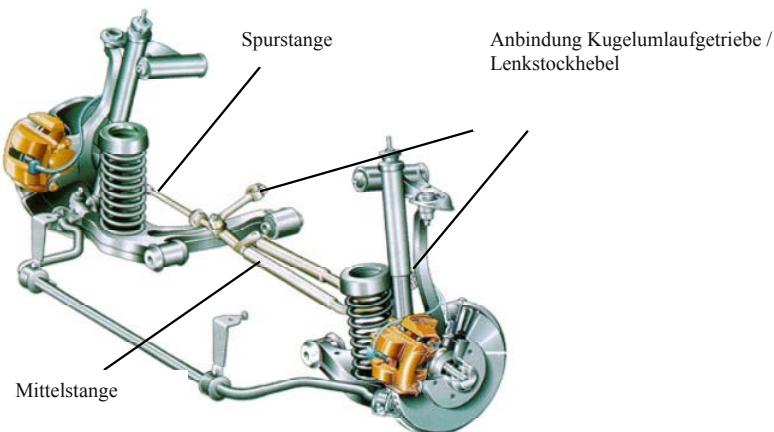


Bild L-2 Vorderachse mit Kugelumlauflenkung (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

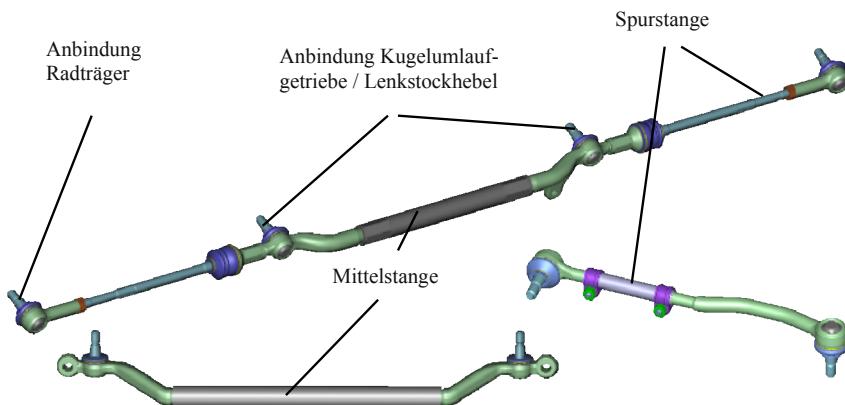


Bild L-3 Ausführungsbeispiele von Spurstangen für Kugelumlauflenkungen (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

2.2 Spurstangen für Zahnstangenlenkungen

Diese Ausführungsart stellt insbesondere aufgrund der vergleichsweise geringen Kosten heute für Pkw und Transporter die häufigste Anwendung dar (**Bild L-4**). Im weiteren Verlauf des Kapitels wird daher nur diese Bauform weiter vertieft, wobei sich viele Umfänge auch auf die Spurstangen für Kugelumlauflenkungen übertragen lassen.

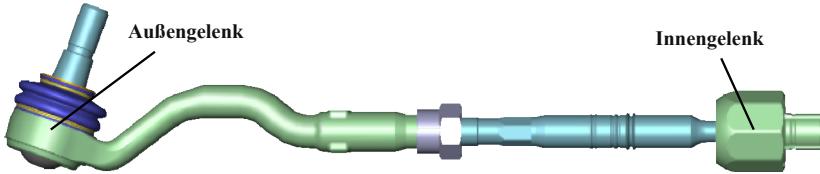


Bild L-4 Ausführungsbeispiel einer typischen Spurstange für Pkw (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

Die Lenkbewegung wird bei der Zahnstangenlenkung über das Lenkrad, das Lenkgetriebe und die Spurstangen an den Vorderradträger und damit die Räder weitergeleitet. Die Spurstangen werden direkt an die Zahnstange des Lenkgetriebes angebunden. Die Zahnstange übernimmt hier also im Vergleich zur Kugelumlauflenkung auch die Funktion der Mittelstange. Weiterhin wird das Innengelenk der Spurstange durch den Faltenbalg des Lenkgetriebes geschützt, so dass eine eigene Gelenkabdichtung entfallen kann.

Der Gesamtaufbau einer Zahnstangenlenkung bedingt relativ kurze Spurstangenlängen von 250 bis 350 mm. Durch die Ein- bzw. Ausfederbewegung des Rades ergeben sich damit hohe Kippwinkel an den radseitigen und zahnstangenseitigen Gelenken. Die großen Winkel stellen eine hohe Anforderung an die Gelenkkonstruktion dar.

3 Spurstangengelenke

3.1 Innengelenk (Axialgelenk)

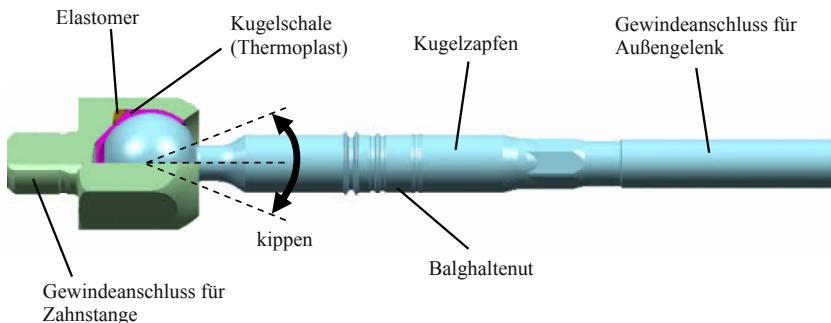


Bild L-5 Aufbau eines Innengelenkes (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

Das Innengelenk führt bedingt durch die Gelenkanordnung an der Zahnstange sowohl beim Lenkvorgang als auch beim Ein- und Ausfedern eine kippende Bewegung aus, während das Außengelenk beim Ein- und Ausfedern im Wesentlichen eine kippende Bewegung und beim Lenken eine drehende Bewegung erfährt (**Bild L-6**).

Das Innengelenk hat als Lagerelement eine Thermoplastschale; zusätzlich ist hier ein Elastomerring eingebracht. Der Elastomerring in **Bild L-5** hat die Funktion einer Feder, die bei Überbeanspruchung und Verschleiß der Lagerschale durch Nachstellen freiem Spiel im Gelenk entgegenwirkt. Über Laufzeit wird so die Belastbarkeit und Robustheit gesteigert. Das Gelenk ist lebensdauerbeschmiert.

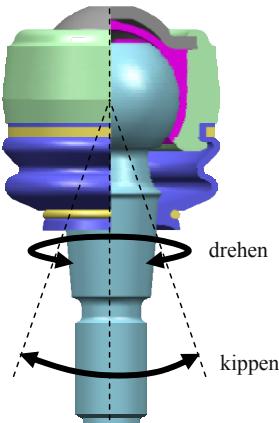


Bild L-6
Dreh- und Kippbewegung
bei einem Außengelenk

Der Kugelzapfen und das Gehäuse werden meist durch Kaltumformung hergestellt. Bedingt durch die größere Form- und Maßhaltigkeit kalt umgeformter Teile muss in der Regel nur noch die Kugel des Kugelzapfens durch eine mechanische Bearbeitung hergestellt werden, wobei das Bearbeitungsaufmaß sehr gering gehalten werden kann (Landgrebe et al. 2001). Der Kugelzapfen hat zur Aufnahme des Lenkgetriebefaltenbalges eine Balghaltenut. Die Balghaltenut kann in einem separaten Arbeitsgang kaltgeformt oder mechanisch bearbeitet werden (**Bild L-5**). Im Gegensatz zum Dichtsystem des Außengelenkes ist hier nur eine statische Abdichtung erforderlich; es kommt also zu keiner Relativbewegung zwischen Kugelzapfen und Faltenbalg im Dichtbereich. Im Betrieb entsteht die Balgbeanspruchung ausschließlich durch eine Längenänderung des Faltenbalges. Lediglich bei der Spureinstellung durch Drehen am Zapfen gleitet der Faltenbalg in der Haltenut.

L
Wirksame Lagerfläche
in Druckrichtung



Wirksame Lagerfläche in Zugrichtung
(Gelenkköpfung)

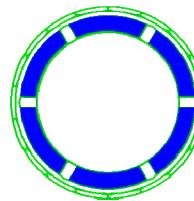


Bild L-7 Wirksame Fläche der Gelenklagerung eines Axialgelenkes in Zug- und Druckrichtung

Für das Innengelenk wird normalerweise ein größerer Gelenkdurchmesser benötigt als für das Außengelenk. Die resultierende (wirksame) Fläche einer Gelenklagerung ist in Richtung der Gelenkköpfung kleiner und das Gelenk ist somit in dieser Richtung nicht so stark belastbar. Das Innengelenk wird aber gerade in Zugrichtung des Kugelzapfens belastet und damit in Richtung der Gehäuseöffnung (**Bild L-7**). Im Gegensatz dazu wird das Außengelenk senkrecht zum Kugelzapfen belastet; entsprechend ist hier die resultierende Fläche der Lagerung in Belastungsrichtung deutlich größer.

Während das Gelenkgehäuse inklusive Gelenklagerung durch den Faltenbalg vor Umwelteinflüssen geschützt ist und daher nur eine geringe Oberflächenschutzanforderung benötigt, ist der Schaft des Kugelzapfens entsprechenden Einflüssen ausgeliefert. Heute übliche Oberflächenschutzarten für

Kugelzapfen von Innengelenken sind z. B. die kathodische Tauchlackierung (KTL) mit einer Beständigkeit von 240 h Salzsprühnebel, Zink-Eisen (ZnFe) mit 480 h und Zink-Nickel (ZnNi) mit 720 h.

3.1.1 Belüftungsfunktion des Innengelenks

Bei der Lenkbewegung wird der Faltenbalg an der rechten und linken Seite des Lenkgetriebes im Wechsel zusammengedrückt und entspannt. Die eingeschlossene Luft würde ohne konstruktiven Luftausgleich zu einem Überdruck oder Unterdruck im Lenkungsbalg führen. Diese unterschiedlichen Druckverhältnisse würden dann in der Folge zu Undichtigkeit am Lenkgetriebe führen.

Um die Funktion des Luftausgleichs zu gewährleisten, wurden in der Vergangenheit die beiden Seiten des Lenkgetriebes durch separate Luftleitungen verbunden.

Seit einigen Jahren ist hier eine Funktionsintegration umgesetzt und „Luftleitnuten“ sind in das Axialgelenkgehäuse eingebracht. Diese können im Fertigungsprozess des Gehäuses ohne zusätzlichen Aufwand verwirklicht werden und ermöglichen den Luftausgleich über die hohle Zahnstange. Zum Luftausgleich ist in Summe ein Mindestquerschnitt im verbauten Zustand erforderlich. Drei Luftleitnuten stellen diese Forderung ideal ein. Das dabei entstehende unterbrochene Gewinde kann sicher gefertigt und verschraubt werden (**Bild L-8**).

Teilweise werden anstelle der „Luftleitnuten“ noch gebohrte Axialgelenkgehäuse verwendet; dies erfordert jedoch einen zusätzlichen Arbeitsgang bei der Herstellung der Gehäuse.

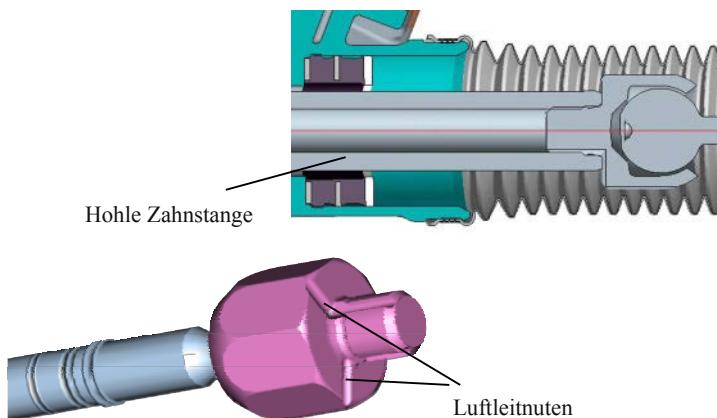


Bild L-8 Luftleitnuten im Innengelenk (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

3.2 Außengelenk (Winkelgelenk, Radialgelenk)

Bild L-9 zeigt verschiedene Ausführungsformen für Gehäuse von Außengelenken. Die Gehäuseausführung wird wesentlich durch den Bauraum bestimmt. Je nach Bauraumverhältnissen werden gerade und einfach oder mehrfach gekröpfte Gehäuse für Außengelenke eingesetzt. Bedingt durch immer größere und vor allem breitere Räder kommen gerade Gehäuse nur noch selten zum Einsatz.

Der Gelenkaufbau mit dem Zusammenwirken seiner Einzelbauteile ist im **Bild L-10** dargestellt; auch dieses Gelenk ist lebensdauergeschmiert. Die Anbindung an den Radträger erfolgt über den Kugelzapfen meist mittels Kegelsitz und Verschraubung (siehe auch Kapitel L 7). Im Gegensatz zum Innengelenk wird das Gehäuse des Außengelenkes meist durch Warmumformung hergestellt.

Die Warmumformung erlaubt komplexere Geometrien wie z. B. mehrfach gekröpfte Gehäuse, jedoch muss das Gehäuse anschließend mechanisch bearbeitet werden, um z. B. die notwendigen Toleranzen im Bereich der Lagerung zu erreichen. Einfachere Gehäuseausführungen können auch durch Kaltumformung hergestellt werden. Bei kalt umgeformten Gehäusen kann fast vollständig auf eine mechanische Bearbeitung verzichtet werden, was zu Kostenvorteilen führt.

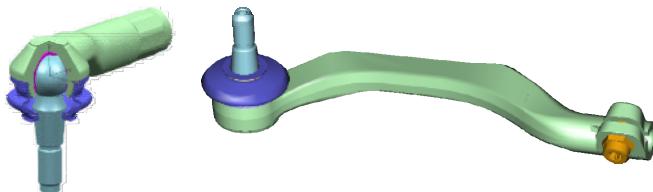


Bild L-9 Ausführungsbeispiele von Außengelenken (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

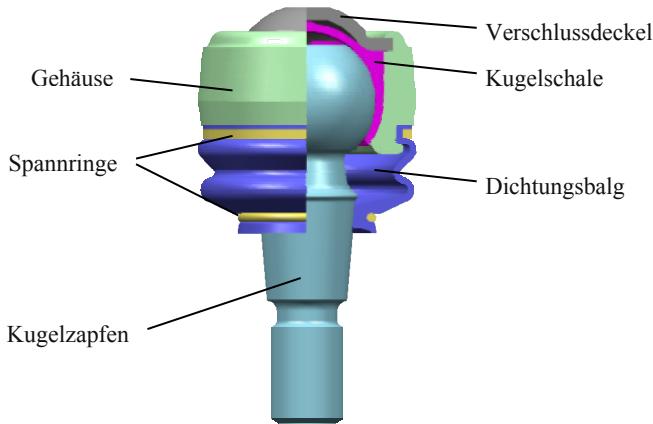


Bild L-10 Aufbau eines Außengelenkes (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

Das Außengelenk ist aufgrund der radseitigen Anordnung starken Umwelteinflüssen ausgesetzt. Als Oberflächenschutz kommen daher immer häufiger galvanische Oberflächenschutzarten wie ZnFe und ZnNi zum Einsatz.

Auch die Gelenkzapfen werden immer häufiger mit einem Oberflächenschutz versehen, um eine robuste Zapfenabdichtung zu ermöglichen (siehe Kapitel L 5.4).

4 Spureinstellung

Axialgelenk und Winkelgelenk sind durch ein Verstellgewinde miteinander verbunden. Das Verstellgewinde ermöglicht ein Einstellen der Spur der Räder. Die optimale Spureinstellung dient unter anderem dem besseren Geradeauslauf und der Verminderung des Reifenverschleißes.

Alle in **Bild L-11** dargestellten Lösungen werden heute in Abhängigkeit von Funktions- und Montageanforderungen eingesetzt. Gewöhnlich erfolgt die Spureinstellung automatisiert, sodass je nach Montageablauf des Fahrzeugherstellers eine der genannten Verschraubungsmöglichkeiten ausgewählt wird.

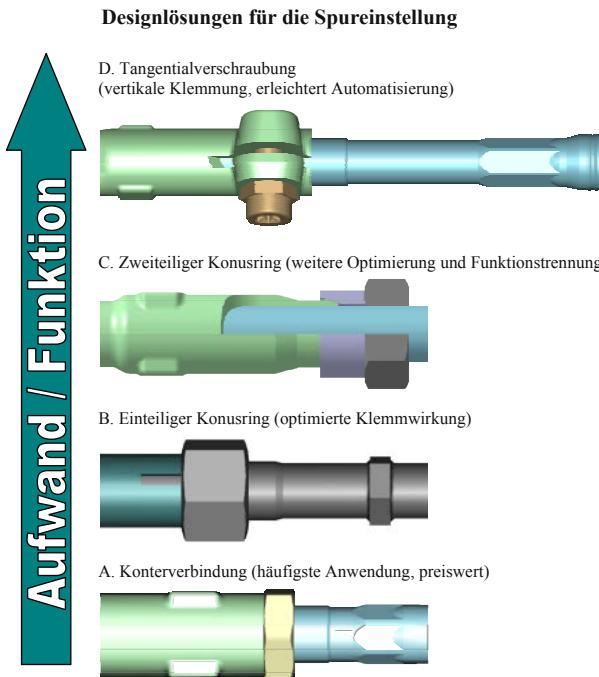


Bild L-11 Ausführungsformen für die Spureinstellung (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

5 Anforderungen und Auslegung

5.1 Auslegungsregeln von Spurstangen

Grundsätzlich gibt es bei der Spurstangendimensionierung einen Zusammenhang zwischen dem Fahrzeuggewicht bzw. der Achslast, der Zahnstangenkraft und den einzusetzenden Gelenkgrößen. **Bild L-12** zeigt den Zusammenhang. Der gelbe Bereich kennzeichnet dabei den Übergangsbereich. Abgesehen von den äußeren Kräften, die auf die Spurstange bzw. die Spurstangengelenke wirken, wird die Gelenkgröße vor allem durch die maximalen Winkel und die maximalen Betriebstemperaturen bestimmt.

5.2 Auslegung der Spurstange auf Bauteilstfestigkeit

Die Bauteilstfestigkeit ist die wichtigste Anforderung an eine Spurstange. Bricht die Spurstange, so ist die Wirkkette der Zug-Druck-Kräfte unterbrochen und das Fahrzeug praktisch nicht mehr lenkbar. Damit dieser Fall in der Praxis nicht auftritt, werden CAE-Methoden für die Auslegung eingesetzt und die Bauteile durch umfangreiche Tests abgesichert. Spurstangen werden in der Regel zunächst mittels FEA (**Bild L-13**), anschließend an physischen Bauteilen durch Versuche und abschließend im Fahrzeug validiert. Auslegungsrelevant sind dabei Lastfälle, die sich in Betriebslast, Sonderereignisse und Missbrauch unterteilen lassen. Während es bei der Betriebslast zu keiner bleibenden Deformation der metallischen Bauteile kommen darf, sind nach den Lastfällen Sonderereignisse und Missbrauch meist bleibende Verformungen zulässig bzw. sogar erwünscht (siehe „Schadenskette“ im Kapitel L 9.1). Die mechanische Verbindung zwischen Lenkgetriebe und Radträger muss jedoch nach allen Lastfällen bestehen bleiben.

Fahrzeugklasse	Lenkunterstützungskraft [N]	Zuordnung der Gelenkgröße		
Oberklasse	15000			
	14000			
Obere Mittelklasse	13000			
	12000			
Mittelklasse	11000			
	10500			
Untere Mittelklasse	10000			
	9500			
Untere Mittelklasse	9000			
	8500			
Kleinwagen	8000			
	7500			
Kleinwagen	7000			
	6500			
	Außengelenk	Ø 22	Ø 25	Ø 27
	Innengelenk	Ø 26	Ø 29	Ø 32

Bild L-12 Zusammenhang zwischen Fahrzeuggöße, Lenkunterstützungskraft und den zu wählenden Gelenk- bzw. Kugelgrößen, Runge et al. (ATZ 10/2009)

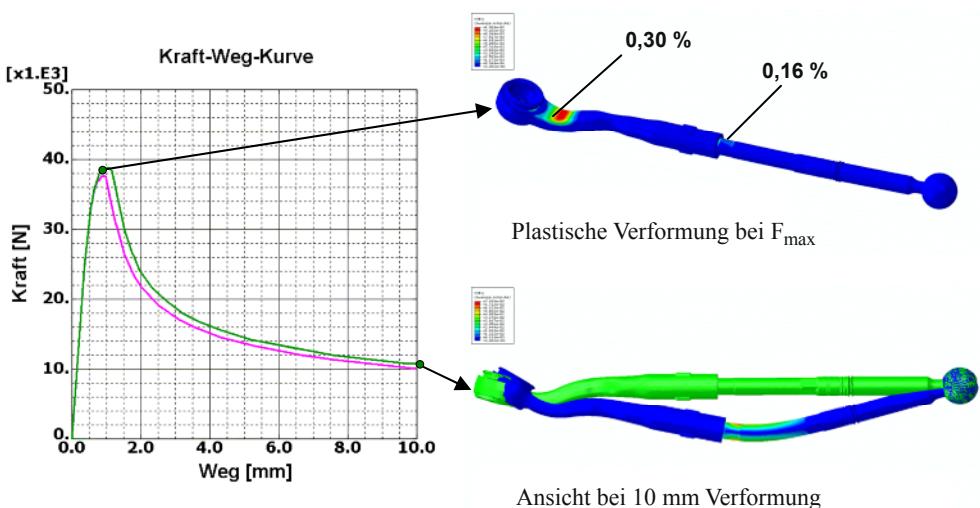


Bild L-13 zeigt eine Knickkraft Simulation (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

Bild L-14 zeigt die Zusammenhänge. Die rote Kennlinie kennzeichnet die Lastanforderungen. Die Lastanforderungen für die Spurstange werden aus den Fahrzeugbelastungen auf das Bauteil Spurstange abgeleitet. Die darüber liegende grüne Kurve zeigt die Wöhlerkurve der Spurstange, die entsprechend oberhalb der Lastanforderung liegt. Die gestrichelten Linien kennzeichnen den Beginn plastischer Verformung und schließlich den Bereich, in dem die Spurstange knicken darf bzw. knicken soll.

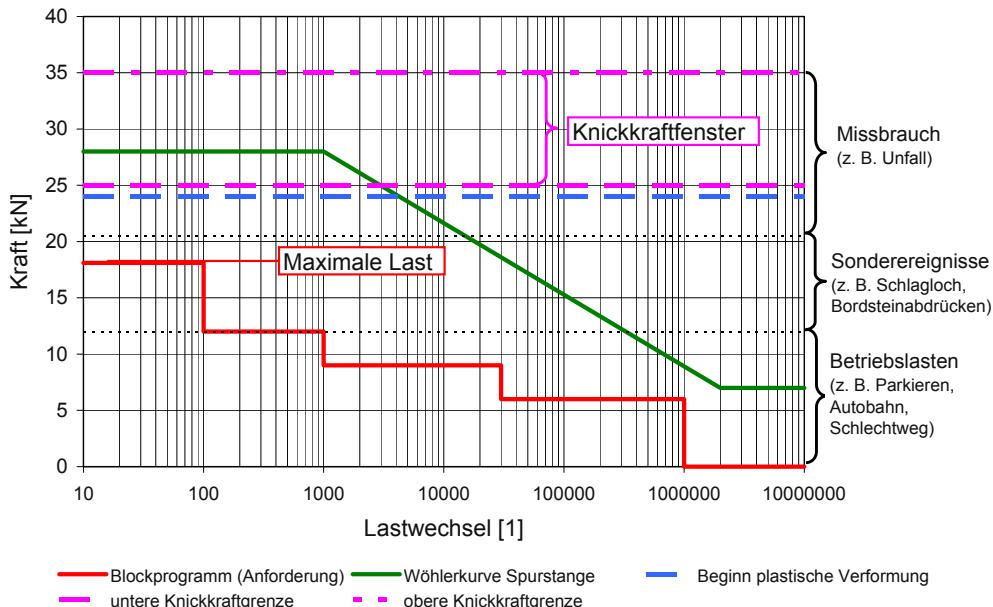


Bild L-14 Zusammenhang zwischen den Lastfällen Betriebslast, Sonderereignisse und Missbrauch
(Quelle: ZF Lemförder GmbH)

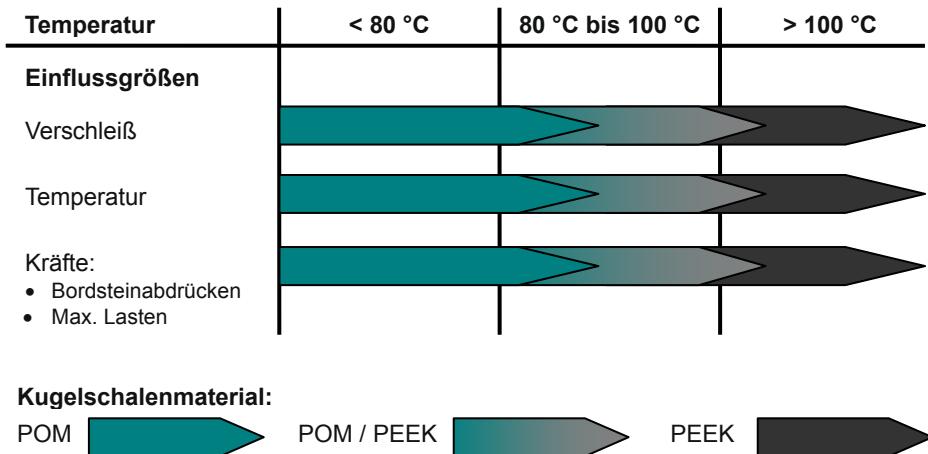
Selbst bei den Belastungen aus Sonderereignissen muss die Spurstange funktionsfähig bleiben. Um dieses zu gewährleisten, werden in der Regel hochfeste, duktile Werkstoffe für die relevanten Bauenteile verwendet. Neben Stahl-Werkstoffen kommen zunehmend auch Aluminium-Werkstoffe als Leichtbaualternative zum Einsatz. Ob Leichtbauwerkstoffe zum Einsatz kommen können, hängt insbesondere von den Bauraumverhältnissen im Fahrzeug ab (siehe auch Kapitel L 8 Leichtbau).

5.3 Auslegung der Gelenklagerung

Heutige Pkw-Gelenke haben in der Regel eine Kunststofflagschale aus einem thermoplastischen Werkstoff (Kunststoff mit linearem Makromolekül), (Menges 1970). Der Werkstoff Polyoxymethylene, kurz POM genannt, ermöglicht im Betriebszustand eine gute Einstellung der Anforderungen aus Belastbarkeit, niedrigen Bewegungsmomenten, Toleranzen und Spielfreiheit zueinander. Für besonders hohe Temperaturanforderungen kommt der Werkstoff Polyetherketone (PEEK) zum Einsatz. In Sonderfällen finden auch Verbundwerkstoffe und Metalllagschalen Verwendung (Heißing et al. 2007).

Die Auswahl des geeigneten Lagerwerkstoffes erfolgt in Abhängigkeit von den Anforderungen bezüglich Belastung und Temperatur (**Bild L-15**). Wichtiges Auslegungskriterium ist hier die zulässige Flächenpressung, die die Lagerschale unter Temperatur im Einbauzustand ohne zu fließen

ertragen kann. Eine Überschreitung der zulässigen Pressung kann im Fahrzeugbetrieb zu freiem Spiel im Gelenk führen. Gelenke, die freies Spiel aufweisen, fallen meist durch Geräusche und Lenkungsspiel auf. Die Folge sind Kundenreklamationen bzw. Beanstandungen bei der Hauptuntersuchung des Fahrzeugs, die wiederum zur Reparatur durch Tausch der Gelenke bzw. der Spurstange führen können.



Im Übergangsbereich von 80 °C bis 100 °C ist die Materialauswahl abhängig von den spezifischen Anforderungen.

Bild L-15 Lagerwerkstoff in Abhängigkeit von Belastung und Temperatur
(Quelle: ZF Lemförder GmbH)

L

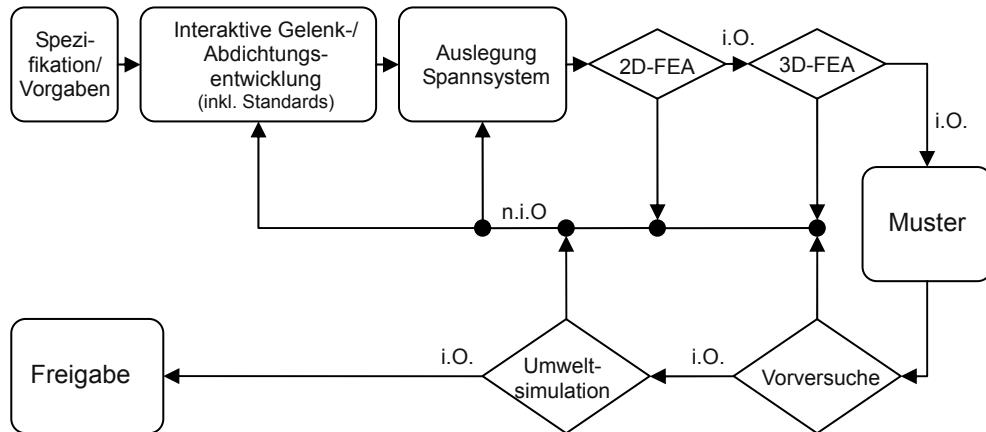
5.4 Auslegung der Außengelenkabdichtung

Die Gelenkabdichtung verhindert, dass Schmutz und Wasser in die Gelenklagerung eindringen. Eindringendes Wasser verursacht Korrosion innerhalb der Lagerung (Guy 1976). Schmutz und Korrosion führen zu erhöhtem Verschleiß und können somit einen vorzeitigen Ausfall des Gelenkes durch freies Spiel zur Folge haben. Hier liegt die häufigste Ausfallursache für Gelenke. Die Auslegung der Gelenkabdichtung ist daher ein Kernelement der Gelenkauslegung. **Bild L-16** zeigt den Entwicklungsprozess für Gelenkabdichtungen.

Anforderungen an die Gelenkdichtung

Die Gelenkdichtung unterliegt im Vergleich zu Wellendichtringen komplexen dynamischen Belastungen, resultierend aus der Überlagerung von Dreh- und Kippbewegung, die das Außengelenk beim Lenkungshub und gleichzeitigem Ein- und Ausfedern des Rades zu leisten hat. Je nach Achskonzept liegen die Drehwinkel des Gelenkes bei ca. $\pm 35^\circ$ und die Kippwinkel bei ca. $\pm 30^\circ$.

Gehäuseseitig wird eine statische Abdichtung realisiert, zapfenseitig arbeitet die Abdichtung radial und axial gleitend. Die dynamische Dichtfunktion wird hier durch die Kombination von Radial- und Axialanteilen erreicht. Der Dichtungsbalg selbst erfährt beim Kippen und Drehen eine überlagerte Beanspruchung. Diese Funktion wird über eine geeignete Geometrie- und Materialauswahl realisiert. Verwendung finden in der Regel Elastomere. Die Auslegung wird mittels FEA überprüft (**Bild L-17**). Die Validierung des Dichtsystems erfolgt mittels Umweltsimulation in einer Prüfkammer und wird durch Fahrzeugtests ergänzt.

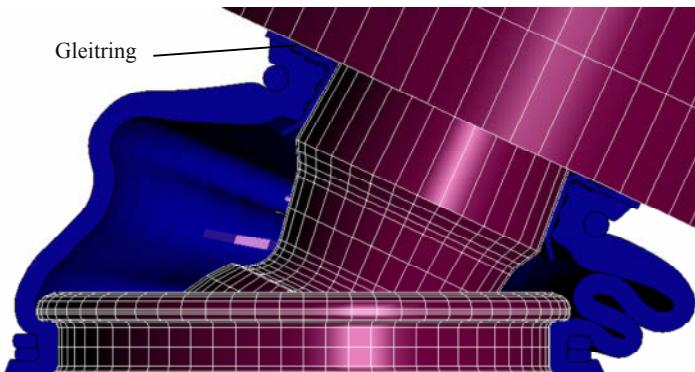
**Bild L-16** Auslegungsflussdiagramm für eine Gelenkdichtung

(Quelle: ZF Lemförder GmbH)

Im Ruhezustand kommt die besondere Anforderung der Hochdruckreinigung zum Tragen; sowohl die Gehäuseabdichtung als auch die Zapfenabdichtung müssen entsprechend einem Reinigungsvor-gang mindestens 80 bar standhalten.

Für den Dichtungsbalg wird meist CR als Elastomer eingesetzt. Mit den gängigen CR Qualitäten kann ein Temperaturbereich von -40°C bis $+80^{\circ}\text{C}$ abgedeckt werden. Für höhere Temperaturen bis ca. 100°C wird z. B. HNBR eingesetzt.

Da eine Korrosionsunterwanderung von Dichtsystemen nicht gänzlich vermieden werden kann, werden die Dichtbereiche immer häufiger korrosionssgeschützt, um eine zuverlässige Dichtfunktion über viele Jahre sicherzustellen. Hier ist besonders die dynamische Abdichtung am Kugelzapfen wichtig. Es haben sich dafür verschiedene Nitrierverfahren durchgesetzt, die den Vorteil eines abriebfesten Korrosionsschutzes aufweisen (BMFT 1981). So kann auch die Kugel selbst beschichtet werden, womit zusätzliche Robustheit erreicht wird. Leichter Feuchteeintritt führt dann nicht zu Korrosionserscheinungen in der Lagerung. Alternativ zu den Nitrierverfahren können auch Zusatzaelemente verwendet werden, wie z. B. ein Gleitring aus einem korrosionsarmen Werkstoff. Dieser Gleitring ist in **Bild L-17** zu erkennen.

**Bild L-17** 3D-FEA eines Dichtsystems (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

6 Dämpfung/Entkopplung

In besonderen Fällen werden über die Spurstangen Dämpfungsfunktionen oder Entkopplungsfunktionen dargestellt. Durch ein Dämpfungs- oder Entkopplungselement werden unerwünschte Schwingungen gedämpft oder entkoppelt (Stoll 1992). Eine Entkopplungsfunktion kann im Innengelenk, im Außengelenk oder durch ein separates Element realisiert werden (**Bild L-18**).

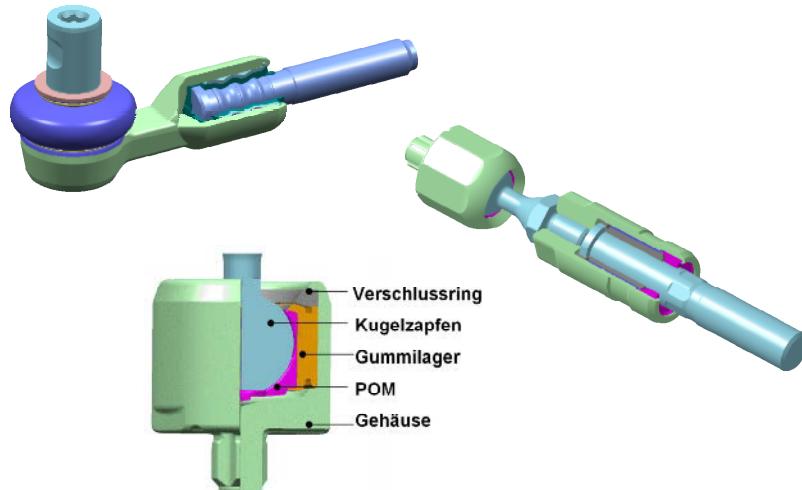


Bild L-18 Möglichkeiten der Integration von Dämpfung und Entkopplung in der Spurstange
(Quelle: ZF Lemförder GmbH)

L

Vorteil: Die Federkennung kann entsprechend der Anforderung ausgelegt werden. Die gezeigten Ausführungen können eine Dämpfungsfunktion über die Fahrzeugnutzungsdauer gewährleisten.

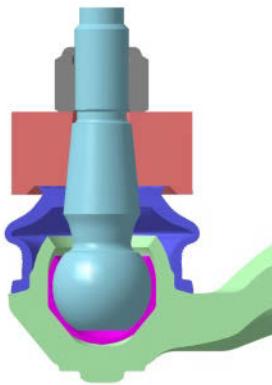
Nachteil: Unerwünschte Elastizitäten. Separate Bauteile, damit höhere Kosten und höheres Gewicht.

7 Schnittstelle zum Radträger

Bei der Ausführung von Radträgern finden unterschiedlichste Fertigungsverfahren und Werkstoffe Verwendung.

In der Regel gewährleistet ein Radträger in Stahlschmiede-Ausführung die optimale Anbindung des Außengelenks (siehe auch **Bild L-19**). Hier kommt dann eine Kegelverbindung zum Einsatz, die das Winkelgelenk mit dem Radträger verbindet. Aus Kosten- und Gewichtsgründen können Radträger aber auch in Blech, Stahlguss, Aluminiumguss oder Aluminiumschmiedetechnologie ausgeführt werden (Vieregge et al. 1994). In diesen Fällen kommen dann eingepresste Buchsen und Kegelscheiben aus hochfesten Werkstoffen zur Anwendung, um die erforderlichen Flächenpressungen aufnehmen zu können und die dynamischen Betriebslasten zu übertragen. Wird die zulässige Flächenpressung überschritten, so kommt es zum Vorspannungsverlust in der Schraubverbindung und damit zum Lockern unter dynamischer Beanspruchung.

Bild L-19 zeigt in seiner Darstellung eine Kegelzapfenverbindung mit Kegel 1:10 für einen Stahlschmiederadträger, während **Bild L-20** Lösungen mit Einpressbuchse und Flachkegel mit Kegel 1:1 für Leichtbauradträger zeigt.

**Bild L-19**

Konventionelle Kegelverbindung, meist in Verbindung mit Radträgern in Stahl-Schmiede-Technologie

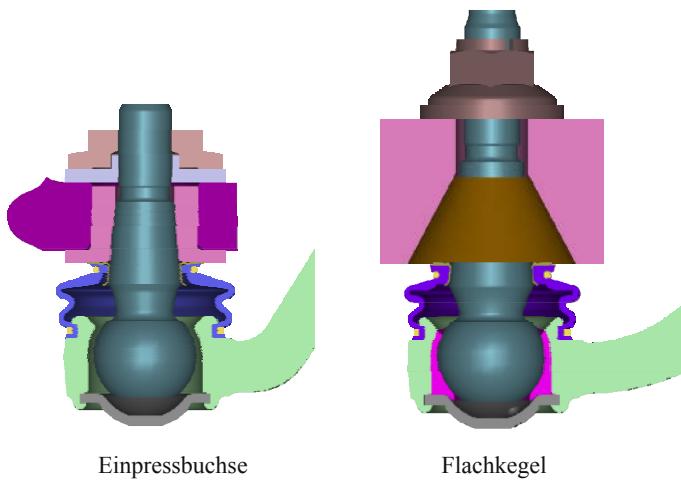


Bild L-20 Verschraubung des Außengelenkes mit einem Leichtbauradträger
(Quelle: ZF Lemförder GmbH)

L

8 Leichtbau

Leichtbaufahrwerke für Pkw sind gekennzeichnet durch die Reduzierung der ungefederten Massen, umgesetzt in einer Vielzahl von Bauteilen.

Die Anforderung wird auch an die Spurstange gestellt. Realisiert wird diese Forderung meist am Außengelenk. Das Gehäuse des Außengelenkes bietet hier das größte Potenzial.

Verwendung finden Aluminiumknetlegierungen und geeignete Aluminiumgusswerkstoffe. Die Werkstoffe zeichnen sich durch die geforderte hohe Duktilität kombiniert mit sehr guter Umweltbeständigkeit gegen Korrosion aus. Sie benötigen daher keinen zusätzlichen Oberflächenschutz.

Das Gelenkgehäuse wird unter Berücksichtigung von Bauraumgegebenheiten und konstruktiven Gestaltungsregeln analog zu Stahlschmiedegehäusen betriebsfest ausgelegt. Im Direktvergleich ist der Bauraumbedarf bei Leichtbauwerkstoffen größer.

Das Ausführungsbeispiel (**Bild L-21**) bietet eine Gewichtseinsparung von ca. 30 % gegenüber einer Ausführung in Stahl.

Außengelenk mit Aluminiumgehäuse



Bild L-21

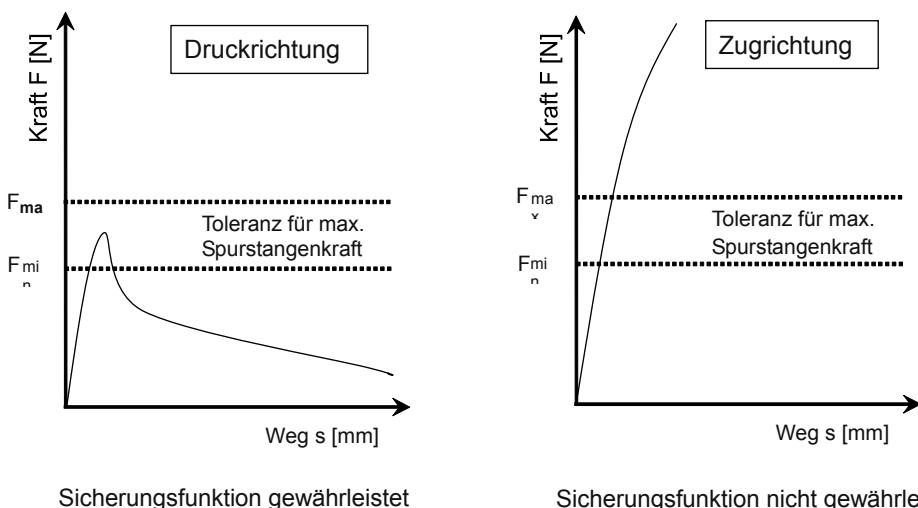
Ausführungsbeispiel einer Leichtbauspurstange (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

9 Ausblick

9.1 Überlastverhalten

Spurstangen sind vergleichsweise kostengünstige Bauteile und auch im Service mit geringem Aufwand zu tauschen. Die Spurstange übernimmt daher je nach Fahrzeug eine „Opfer- bzw. Sicherungsfunktion“. Für diese Funktion wird die Knicklast der Spurstange so optimiert, dass bei missbräuchlicher Fahrweise die relativ teuren Bauteile wie Lenkgetriebe und Radträger durch das Knicken der Spurstange vor Schäden geschützt werden. Dies stellt dann die Obergrenze der Knicklast dar. Die Untergrenze wird durch die Kräfte bei bestimmungsgerechter Fahrweise bestimmt. Es ergibt sich somit ein Knickkraftfenster, in dem die Spurstange unter Lasteinleitung anspricht. Das Versagensverhalten mit der Abfolge des Bauteilversagens (hier: Spurstangenversagen vor Lenkgetriebe- und Radträgerversagen) wird auch als Schadenskette bezeichnet.

Da neben den Druckkräften auch Zugkräfte von der Spurstange übertragen werden, reicht ein Knickkraftfenster nicht aus, um die angrenzenden Bauteile manöverbedingt unter Zuglast vor einer Überlast zu schützen (siehe **Bild L-22**).



Sicherungsfunktion gewährleistet

Sicherungsfunktion nicht gewährleistet

Bild L-22 Knicklastdiagramm/Zuglastdiagramm (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

Um einen zuverlässigen Schutz vor Überlasten zu erhalten, ist die Verwendung eines Sicherungselementes notwendig. Das Sicherungselement wird für ein Überlastfenster von z. B. 20 bis 25 kN ausgelegt. Wird diese Belastung der Spurstange im Fahrzeug erreicht (Zug- oder Drucklast), verformt sich das Sicherungselement so, dass die Spurstange danach dauerhaft verlängert bzw. verkürzt ist. Die Spurstange muss auch nach der Aktivierung des Sicherungselementes weiterhin Lenkkräfte übertragen, allerdings mit erhöhtem Spiel/veränderter Länge. Das Lenkungsspiel/die Längenänderung wird so gewählt, dass der Fahrer den Defekt bemerkt und damit veranlasst wird, die Werkstatt aufzusuchen.

Mit dieser Weiterentwicklung zum klassischen Knickkraftfenster werden die komplexen Systeme Lenkgetriebe und Radträger sicher gegen Überlasten in Zug- bzw. Druckrichtung geschützt.

Die Funktionsweise des Sicherungselementes zeigt das Diagramm in **Bild L-23** (ZF Patent 1991).

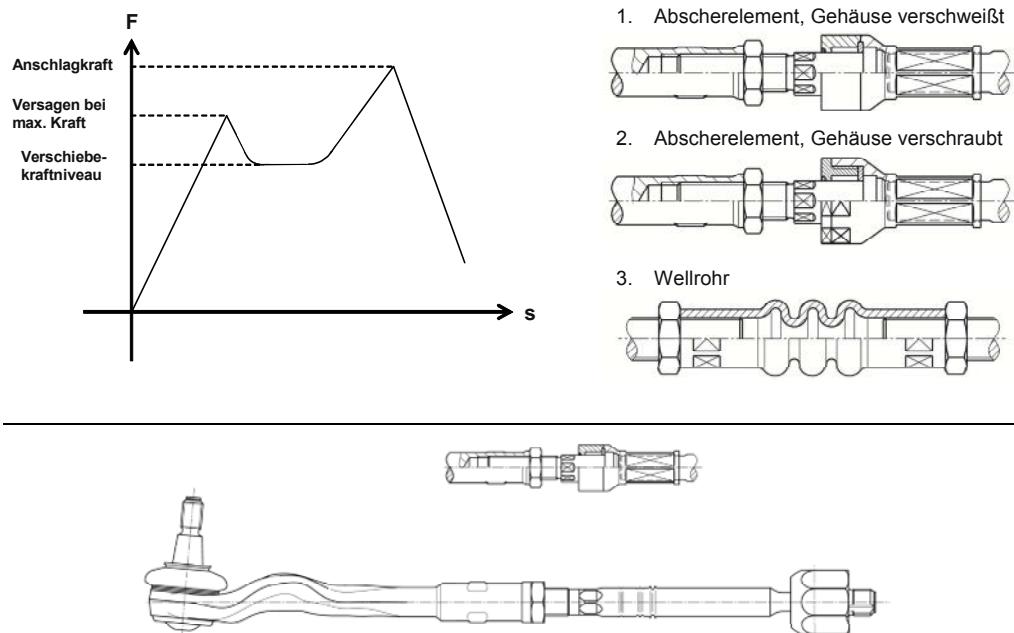


Bild L-23 Funktionsweise des Sicherungselementes und Ausführungsbeispiele verschiedener Sicherungselemente (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

9.2 Sensorgelenk

Ein im Kugelgelenk befindlicher Sensor kann die auftretenden Gelenkbewegungen ermitteln (z. B. den Kippwinkel). Mit diesen Daten kann auf Fahr- und Fahrzeugzustände geschlossen werden, wie z. B. auf den Höhenstand des Fahrzeugs oder die Einfedergeschwindigkeit des Rades. Diese Daten werden z. B. für die Leuchtweitenregulierung, den Fahrzeughöhenstand bei Luftfederung oder bei geregelten Dämpfern benötigt.

Heute werden hier verschiedene Sensoren eingesetzt, die teilweise über aufwendige Koppelgestänge im Fahrzeug angebunden werden müssen. Zusammen mit allen notwendigen Anbindungen führt dieser Aufbau zu einem relativ hohen Gewicht, einem hohen Bauraumbedarf und zu zusätzlichen Ungenauigkeiten in der Signalkette. Bei den heutigen Lösungen z. B. für Höhenstandssensoren wird

die Signalgüte des eigentlichen Sensors unter anderem reduziert durch Toleranzen der mechanischen Hilfsgestänge und Toleranzen aus der Montage der Hilfsgestänge. Bei der Gelenkintegration entfallen diese zusätzlichen Ungenauigkeiten.

Die Gelenkintegration ermöglicht somit eine kompaktere und deutlich leichtere Ausführung bei verbesserter Signalgüte und spart gegenüber heute üblichen Sensoren bis zu 1,0 kg Gewicht. In der unten dargestellten Ausführung bleiben das Dicht- und das Lagerungssystem des Gelenkes unverändert. Der außen liegende Sensor erfasst die Feldlinienrichtung eines Magneten im Inneren des Gelenkes unter Verwendung eines nicht-magnetischen Deckels. Der Magnet findet in der für die Gelenkfunktion ungenutzten Stirnseite des Kugelzapfens bauraumneutral Platz.

Bild L-24 zeigt in seiner Darstellung Ausführungsbeispiele des ZF Lemförder Sensor Modul.

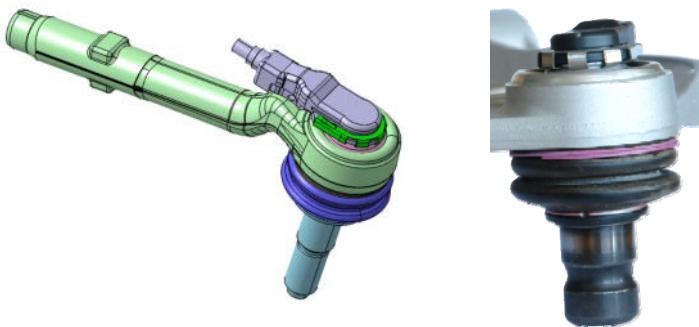


Bild L-24 ZF LSM – ZF Lemförder Sensor Modul (Quelle: ZF Lemförder GmbH)

L

Literatur zu Kapitel L

- BMFT – Tribologie und Verschleiß (1981): Oberflächenverfahren
GUY, A. (1976): University Florida – Korrosionsmechanismen
HEISSING, B. und ERSOY, M. (2007): Fahrwerkhandbuch, 201
LANDGREBE, D., HIRSCHVOGEL, M., KETTNER, P., PISCHEL, W., DAHME, M., WONDRAK, J. und NÄGELE, H. (2001): Bibliothek der Technik Bd. 213, Massivumformtechniken für die Fahrzeugindustrie
MENGES, G. Prof. TH Aachen (1970): Werkstoffkunde Kunststoffe, 15, 88
RUNGE, W., GAEDKE, A., HEGER, M., VÄHNING, A. und REUSS, H. C. (2009): Elektrisch lenken – Notwendige Effizienzsteigerungen im Oberklassensegment, ATZ 10/2009
STOLL, H. (1992): Fahrwerktechnik, Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen
VIEREGGE, K. und ADLOF, W. (1994): Schmiedeteile: Gestaltung, Anwendung, Beispiele
ZF Patent (1991): DE 39 15 991 C2

M

Hydraulische Energieversorgung

1 Servopumpen

1.1 Einführung

Hydraulisch unterstützte Lenksysteme sind seit Jahren der Standard in der Automobilindustrie, wobei sie sich selbst in Kleinwagen etabliert haben. Das open-center Lenksystem mit volumenstromgeregelter Flügelzellenpumpe hat sich unter den verschiedenen möglichen Lenksystemen vor allem aus Kostengründen durchgesetzt. Durch die stark angefachte Diskussion zur Energiesparung ist dieses Lenksystem jedoch mehr und mehr in Frage gestellt, sodass heute zunehmend energiesparende Hydrauliksysteme auf dem Vormarsch sind, denn die generierte Verlustleistung in einer abgeregelten Flügelzelle ist heutzutage nicht mehr vernachlässigbar. Auf diese Systeme wird im Folgenden eingegangen.

1.2 Flügelzellenpumpe

Diese Form der Lenkhilsepumpen ist die klassische, am weitest verbreitete Pumpenform (**Bild M-1**).

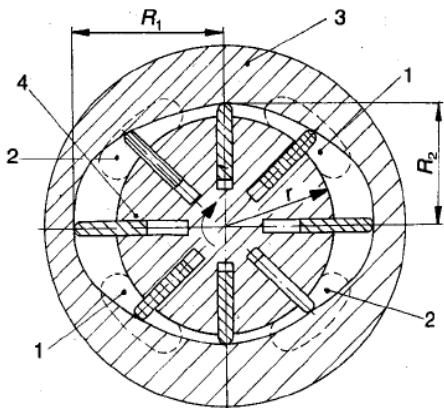


Bild M-1

Anordnung zweihubige Flügelzellenpumpe

Die Funktionsgruppe der Pumpe besteht im Wesentlichen aus einem Rotor (4) mit eingesetzten, verschiebbaren Flügeln und einem Kurvenring (3). Der Rotor läuft im Innern des Kurvenringes, die Flügel werden durch die Fliehkräfte in dem geschlitzten Rotor zur Anlage an den Kurvenring gebracht. Daraus entstehen einzelne Kammern, die über das Gleiten entlang des Kurvenringes ihr Volumen ändern. Die in einer Kammer angesaugte Ölmenge wird durch Verkleinerung der Kammer komprimiert und ausgeschoben. Eine Flügelzellenkonstantpumpe ist zweihubig ausgeführt. Durch die symmetrische Anordnung von je zwei Einlass- (1) und Auslassnieren (2) werden die im Rotor entstehenden Druckkräfte ausgeglichen und die Lagerbelastung bleibt gering.

Der geförderte Volumenstrom steigt proportional mit der Pumpendrehzahl. Die Volumenstromkennlinie einer Flügelzellenpumpe im Fahrzeug wird üblicherweise fallend ausgeführt. Eine fallende Kennlinie wird zur Reduktion der Lenkkraftunterstützung bei höheren Fahrgeschwindigkeiten (und damit höheren Pumpendrehzahlen) eingesetzt. Die Regelung des Volumenstromes erfolgt über das in **Bild M-2** dargestellte Förderstrombegrenzungsventil. Die Volumenstromregelung basiert auf dem Prinzip, dass mit zunehmendem Volumenstrom durch die Drossel sich der Druckabfall an dieser erhöht. Dabei folgt der Stift (4) der differenzdruckabhängigen Bewegung des Kolbens (1) durch Vorspannung der Feder (5). Dadurch ändert sich der Durchflussquerschnitt an der Bohrung der Hülse (3), die rückwirkend wiederum den Differenzdruck bestimmt und damit die Größe des vom Kolben (1) freigegebenen Rückflussquerschnittes.

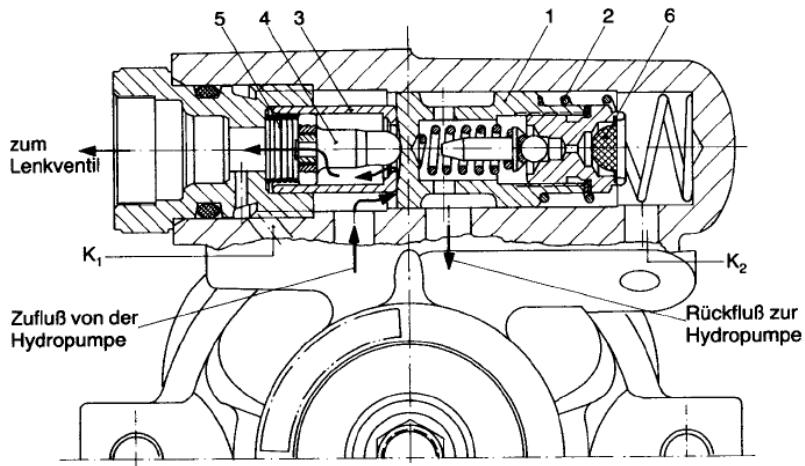


Bild M-2 Förderstrombegrenzungsventil

Eine typische fallende Volumenstromkennlinie zeigt **Bild M-3**. Gut zu erkennen ist hier auch die Lage des Abregelpunktes.

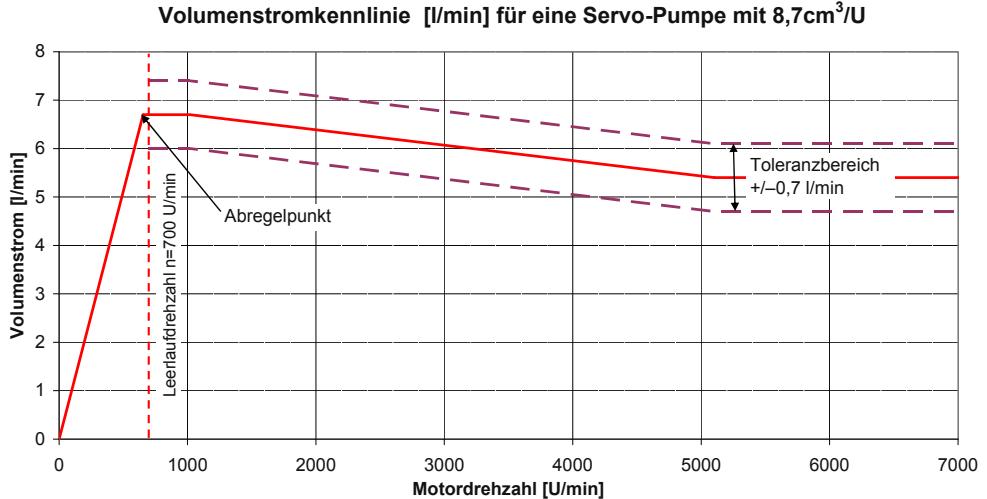


Bild M-3 Volumenstromkennlinie einer abgeregelten Flügelzellenpumpe

Ziel ist es, die Pumpe über den gesamten eingesetzten Drehzahlbereich abgeregelt zu fahren, um ein konstantes Lenkkraftunterstützungsniveau aufrecht zu erhalten. Wichtig ist auch gerade im Parkierbetrieb (niedrige Drehzahl, niedrige Fahrgeschwindigkeit, großer Lenkarbeitsbedarf), den maximalen Volumenstrom zur Verfügung zu stellen.

Das Maß für die Güte und Effizienz einer Flügelzellenpumpe ist der volumetrische Wirkungsgrad. Dieser spiegelt sich in einer Kennlinie Volumenstrom über Druck an einem bestimmten Betriebspunkt wieder. Die ideale Pumpe hält über den gesamten Druckbereich den Volumenstrom konstant, das würde bedeuten, dass die Spaltverluste in der Pumpe über den Druckanstieg konstant bleiben würden. In der Realität ist eine solche Pumpencharakteristik leider nicht darstellbar, da die Spaltverluste trotz Druckcompensation in der Pumpe über den Druck steigen. Die Kennlinie in **Bild M-4** zeigt eine standardisierte Kurve des zulässigen Einbruches im Volumenstrom über den Druckbereich als maximal zulässige Grenzkurve. In dieser Darstellung wird der Pumpengröße ebenfalls Rechnung getragen, da der Volumenstrom auf das geometrische Fördervolumen normiert ist.

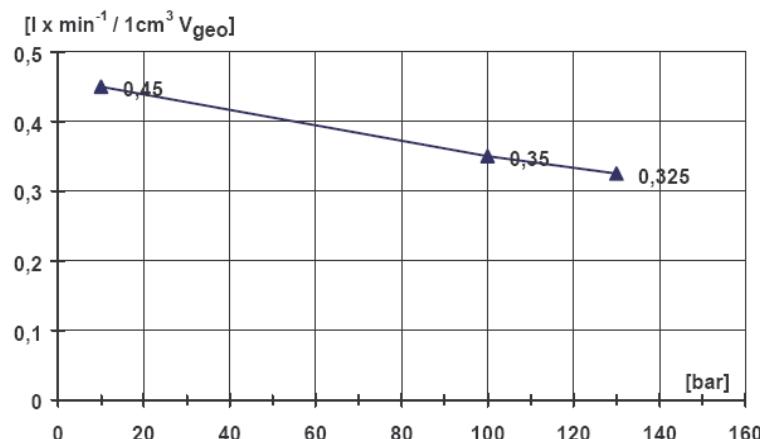


Bild M-4 Grenzkennlinie Volumenstrom über Druck einer Flügelzellenpumpe

1.2.1 Flügelzellenpumpen mit Bypassventil zur Energieeinsparung

Diese Pumpentypen werden, je nach Hersteller, unter den Bezeichnungen ECO, EV² (**Bild M-5**) oder KEEPS geführt.

Das Grundprinzip dieser Pumpen besteht in einer Reduktion des Energieverbrauchs durch die gezielte Reduktion des Umlaufdruckes im Lenksystem bei passiver Lenkung z. B. in Geradeausfahrt. Der Umlaufdruck entsteht in einer Open Center Lenkung durch die permanente Förderung des Ölvolumenten durch das System und ist entweder über die Druckverluste der öldurchströmten Komponenten oder den anliegenden Volumenstrom beeinflussbar.

Durch die Verwendung eines geeigneten Bypassventils wird der im Umlauf befindliche Volumenstrom in diesem Pumpentyp um einen deutlichen Betrag abgesenkt, sodass der im System anliegende Umlaufdruck sinkt. Da in der Pumpe sowohl der abgeregelte Volumenstrom als auch der genutzte Volumenstrom gegen den anliegen Umlaufdruck gefördert wird, ergibt sich hier bei hohen Motor- und damit Pumpendrehzahl und geringer Lenkarbeit (z. B. Geradeausfahrt Autobahn) ein deutlicher Energiespareffekt.

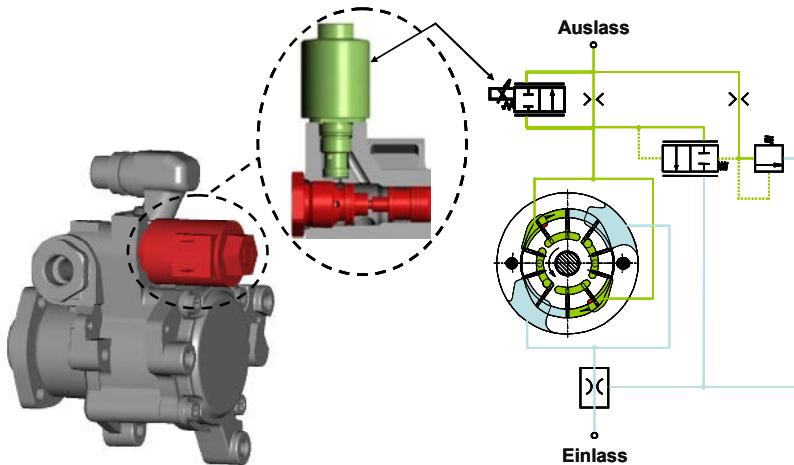


Bild M-5 Anordnung der Lenkungspumpe mit Bypass-Ventil (EV2) (IXETIC)

Das **Bild M-6** zeigt das Energieeinsparpotenzial in einem Fahrzyklus. Um nichts an Lenkdynamik zu verlieren, kann der Volumenstrom je nach Fahrgeschwindigkeit nur um einen gewissen Betrag abgesenkt werden, sodass das eigentliche Energiesparpotenzial je nach Fahrmanöver relativ gering ist. In **Bild M-6** ebenfalls gut zu erkennen ist die Reduktion des Umlaufdruckes im Startbereich ohne Lenkarbeit.

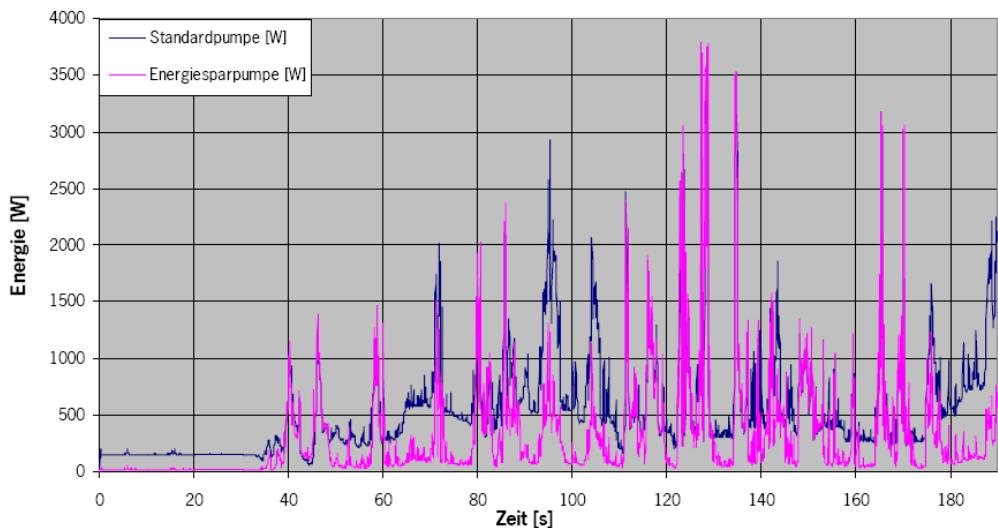


Bild M-6 Vergleich Energieverbrauch konventionelle Flügelzellenpumpe zu Flügelzellenpumpe mit Bypassventil

1.2.2 Verstellpumpe

Verstellbare Flügelzellenpumpen sind eine Weiterentwicklung der klassischen Flügelzellenpumpe. Durch die Funktion des verstellbaren Fördervolumens ist die Pumpe in der Lage, nur den für das Lenksystem benötigten Volumenstrom zu generieren. Dadurch wird die pumpeninterne Umwälzung

von Volumenstrom im abgeregelten Bereich einer konventionellen Flügelzellenpumpe vermieden. Verstellpumpen sind einhubige Flügelzellenpumpen. Die Aufteilung der Pumpenkammern in Saug- und Druckkammer geschieht über die exzentrische Auslenkung des Kurvenrings mittels einer Druckwaage. Dabei wird die Auslenkung bedarfsgerecht gestaltet, sodass nur die wirklich benötigte Ölmenge gefördert wird. Nach Erreichen des Betriebspunktes Leerlaufdrehzahl Motor fördert die Verstellpumpe einen konstanten Volumenstrom. Eine Drehzahlerhöhung der Pumpe führt durch ansteigenden Pumpendruck zu einer Druckbeaufschlagung des Kurvenrings über das Regelventil, die eine Reduktion der Exzentrizität nach sich zieht. Dadurch reduziert sich das geometrische Fördervolumen und eine Überproduktion von Drucköl wird verhindert. Umgekehrt führt eine Reduktion der Pumpendrehzahl durch das Druckgefälle zu einer vergrößerten Auslenkung des Kurvenringes, das geometrische Fördervolumen steigt wieder.

Die Leistungsaufnahme einer Flügelzellenpumpe errechnet sich näherungsweise folgendermaßen:

$$P = V_{geom.} \cdot n \cdot p \cdot 1,67 \cdot 10^{-3} \quad [\text{W}] \quad \text{M.1}$$

$V_{geom.}$: Geometrisches Fördervolumen der Pumpe [cm^3/U]

n : Pumpendrehzahl [U/min]

p : Druck [bar]

1,67: Einheitenkorrekturwert

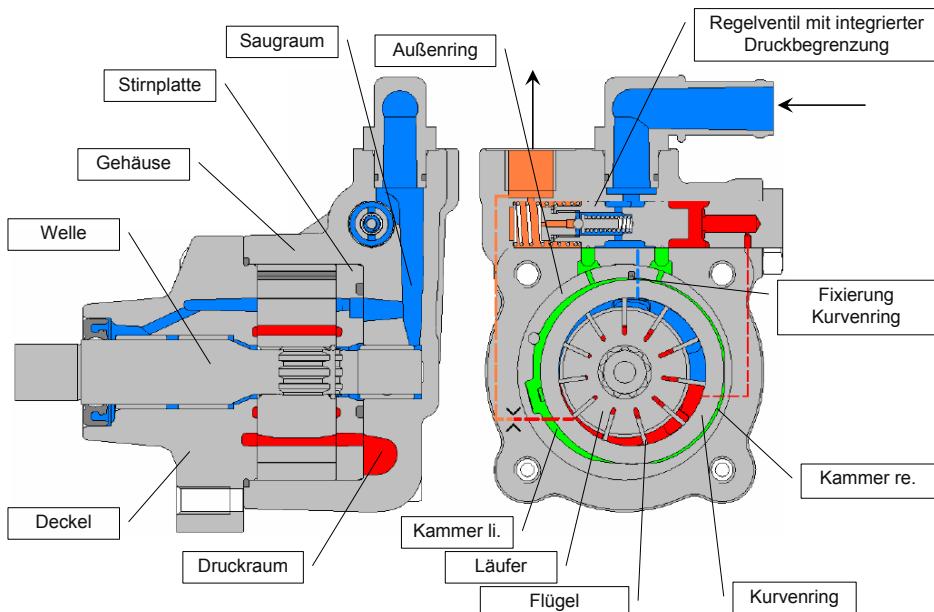


Bild M-7 Schnittdarstellung Verstellpumpe (Quelle: ZF Lenksysteme)

Da in einer konventionellen Flügelzellenpumpe auch der abgeregelte Volumenstrom auf den im System anliegenden Druck vorgespannt wird, ergeben sich bei hohen Pumpendrehzahlen und Systemdrücken sehr hohe Verlustleistungen. So errechnet sich z. B. die Leistungsaufnahme einer Flügelzelle mit $12 \text{ cm}^3/\text{U}$ bei Umlaufdruck von ca. 10 bar und einer Pumpendrehzahl von 5000 U/min zu 1002 W. Diese Werte entsprechen der Geradeausfahrt auf der Autobahn ohne Lenkarbeit, die generierte Verlustarbeit von 1 KW wird in Wärme umgewandelt, die über den Lenkölkühler abge-

führt werden muss. Deshalb ist der Einsatz von Energiesparpumpen hier eine wichtige Hilfe zur Verlustleistungsreduktion, wobei bezüglich Einsparungspotenzial die Verstellpumpe die höchsten Werte aufzuweisen hat.

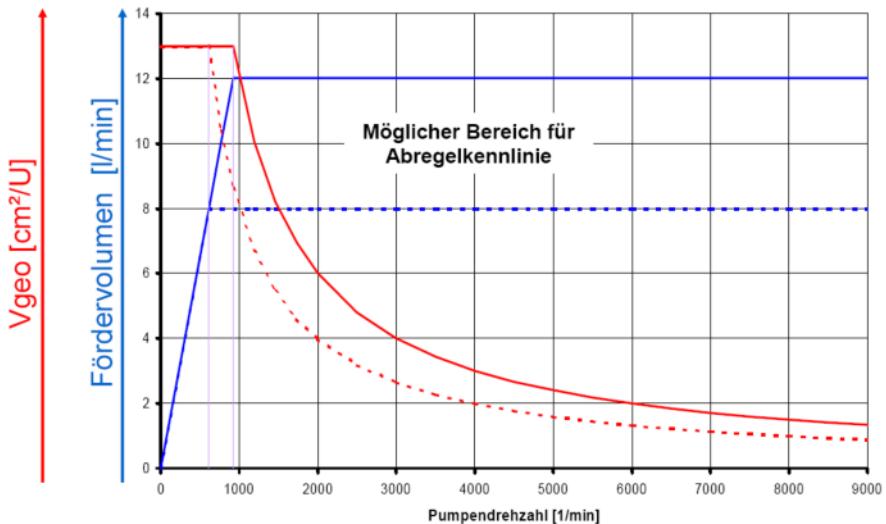


Bild M-8 Kennlinie des geometrischen Fördervolumens und des Volumenstroms über Pumpendrehzahl einer Verstellpumpe

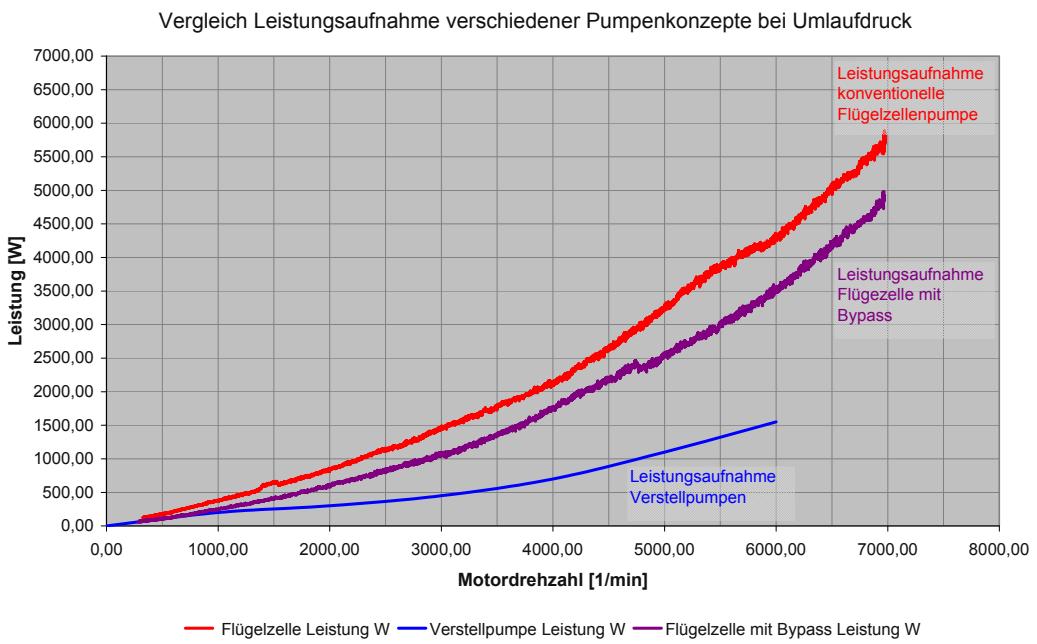


Bild M-9 Vergleich der Pumpenkonzepte Flügelzelle

1.3 Radialkolbenpumpe

Die Radialkolbenpumpe besteht aus einzelnen Pumpenelementen, die von einer gemeinsamen Exzenterwelle angetrieben werden. Die Füllung der Zylinderräume mit Öl erfolgt über Querbohrungen in den Kolben, die die Verbindung zum ölgefüllten Saugraum herstellen. Im Förderhub werden diese Querbohrungen an der Unterkante des jeweiligen Zylinders verschlossen, sodass über die weitere Hubbewegung der Druckaufbau erfolgt.

Der Vorteil dieses Pumpenprinzips liegt in der internen Saugregelung, d. h. der geförderte Volumenstrom bleibt über den ganzen Drehzahlbereich der Pumpe annähernd konstant. Diese Saugregelung entsteht dadurch, dass mit steigender Pumpendrehzahl die Zeit für die Füllung der Zylinderräume geringer wird. Da durch die reduzierte Füllzeit keine komplette Füllung des Zylinderraumes erreicht wird, nimmt die Fördermenge pro Pumpenhub mit wachsender Drehzahl ab, der geförderte Volumenstrom bleibt jedoch über den Drehzahlbereich der Pumpe konstant. Aus diesem Grund ist bei diesem Pumpentyp keine Volumenstrombegrenzung erforderlich, sodass im Gegensatz zu einer abgeregelten Flügelzelle die Verluste durch Abregelung vermieden werden. Weiterhin kann die Radialkolbenpumpe mit sehr hohen Drücken betrieben werden (200 bar), sodass hier ein weiteres Anwendungsspektrum abgedeckt wird als mit der Flügelzellenpumpe.

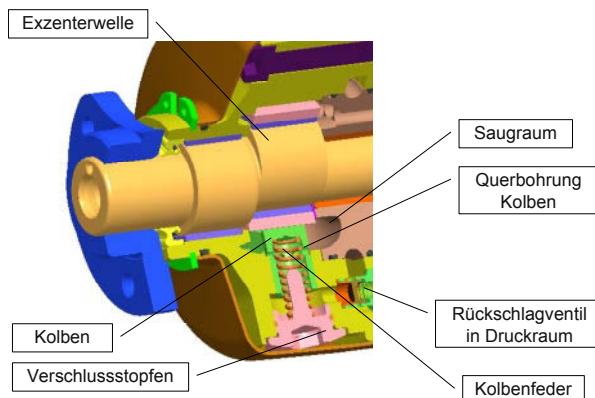


Bild M-10
Einzelheit Pumpenelement
einer Radialkolbenpumpe

Nachteil einer Radialkolbenpumpe ist ihr hoher Preis durch die aufwändige Fertigung. Weiterhin auffällig ist die deutlich schlechtere Akustik im Vergleich zur Flügelzellenpumpe. Diese entsteht konstruktionsbedingt in erster Linie aus Druckpulsationen bedingt durch eine deutlich geringere Kolbenanzahl (üblicherweise 7 bis 8 Kolben je nach Pumpengröße). Im Vergleich hat eine Flügelzellenpumpe mit vergleichbarem geometrischem Fördervolumen normalerweise mindestens 11 Flügel, daraus resultieren dann entsprechend 11 Verdrängerkammern.

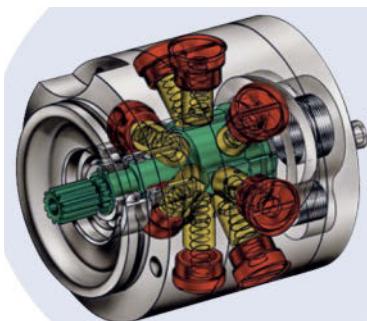


Bild M-11
Aufbau einer Radialkolbenpumpe
(Quelle: ZF Lenksysteme)

1.4 Tandempumpe

Die Tandempumpe stellt in der Regel eine Kombination aus Flügelzelle und Kolbenpumpe dar. Dies ermöglicht die unabhängige Versorgung von zwei unterschiedlichen Hydraulikkreisläufen (z. B. Servolenkung und Wankstabilisierungssystem), die bezüglich Systemdruck unterschiedliche Randbedingungen haben. So ist ein Wankstabilisierungssystem in der Regel ein Hochdrucksystem mit Systemdrücken von ca. 180 bar, das mit einer Flügelzellenpumpe nicht wirtschaftlich betrieben werden kann. Für die Lenkung ist die Flügelzellenpumpe jedoch ausreichend, die maximal erreichbaren Systemdrücke mit einer Flügelzellenpumpe liegen bei ca. 150 bar. Durch die Kombination dieser beiden Pumpentypen auf einer Welle ergeben sich folgende Vorteile:

- Geringerer Bauraum durch gemeinsame Nutzung der Mittelplatte von beiden Pumpentypen
- Nur ein Antrieb im Nebenaggregatestrang des Motors notwendig
- Gewichtsreduktion

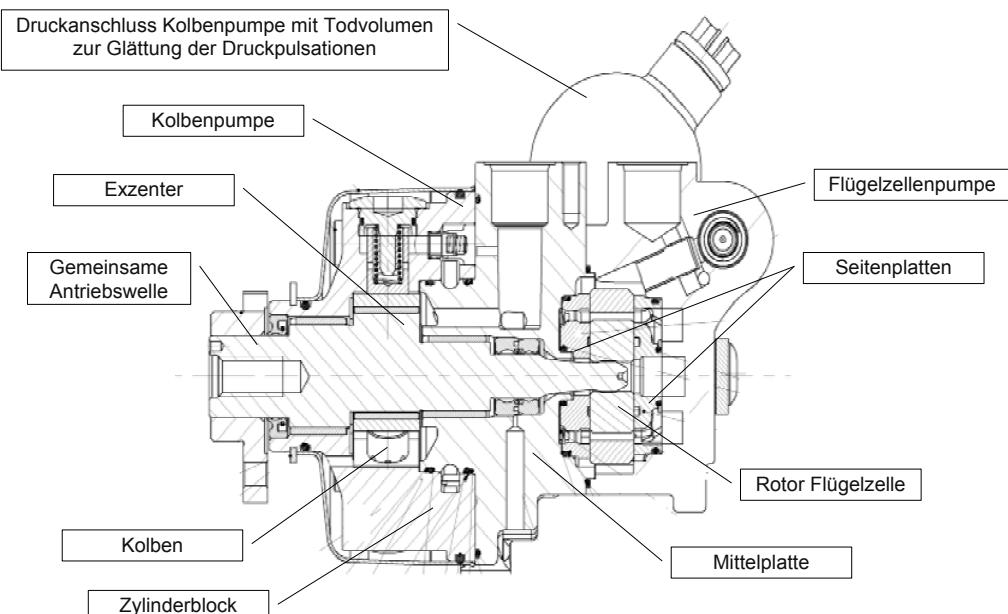


Bild M-12 Schnittdarstellung Tandempumpe (IXETIC)

2 Ölversorgung und Öle

2.1 Ölbehälter

Fahrzeuge mit einer hydraulischen Servounterstützung benötigen einen Servoölbehälter zur Sicherung einer sauberen Ölreserve im Lenksystem, zum Volumenausgleich sowie zur Entgasung und Beruhigung des Mediums. Auch die Systembefüllung ist ohne Behälter schwierig darstellbar. Weitere Funktionen des Servoölbehälters sind die Ölfiltration, Kühlfunktion sowie die Sicherstellung der Ölversorgung des Lenksystems unter allen möglichen auftretenden Fahrzeugbeschleunigungen.

2.1.1 Bauarten

Servoölbehälter werden heute im Wesentlichen aus Kunststoff (PA) als verschweißte Spritzgussteile oder als Blasteile hergestellt. Diese Herstellverfahren haben sich aus Kosten- und Gestaltungsgründen durchgesetzt. Auch die Integration eines Filterelementes ist durch den zweiteiligen Aufbau einfach und prozesssicher darstellbar.

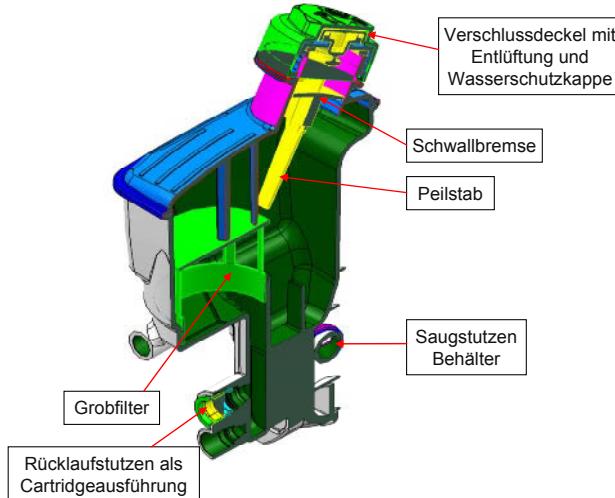


Bild M-13 Aufbau eines pumpenfesten Servoölbehälters

Bei den Servoölbehältern unterscheidet man im Wesentlichen zwischen pumpenfesten und karosseriefesten Ausführungen. Der Vorteil der pumpenfesten Ausführung ist die kurze Saugleitung in die Pumpe, die bezüglich Vermeidung von Kavitation in der Pumpe die ideale Gestaltung darstellt. Nachteilig ist in dieser Ausführung des Servoölbehälters die Anbindung an die Pumpe, die so ausgeführt sein muss, dass hochfrequente Aggregatschwingungen nicht zu Brüchen im Behälter führen. Weiterhin sind pumpenfeste Servoölbehälter durch die räumliche Nähe der Pumpe zum Abgaskrümmer thermisch höher belastet als karosseriefeste Behälter.

2.1.2 Befüllung und Entlüftung

Lenksysteme werden heute in der Serienproduktion alle im Vakuumbefüllverfahren gefüllt. Dabei wird zunächst über die Behälteröffnung eine Befüllpinole aufgesetzt, über die Vakuum gezogen wird. Dieses Vakuum wird über eine gewisse Zeit gehalten, um eventuelle Leckagen detektieren zu können. Liegen die Werte im vorgegebenen Rahmen, wird das System über die Pinole mit Druck gefüllt und gleichzeitig auf maximalen Füllstand nivelliert. Für den Befüllprozess in der Werkstatt ist eine einfache Befüllung und anschließende Entlüftung des Systems über Betätigen der Lenkung von Anschlag zu Anschlag bei laufendem Motor möglich. Lenksysteme lassen sich auf diese Weise sehr gut entlüften, im Anschluss muss der Füllstand im Behälter entsprechend Herstellervorgabe überprüft werden.

2.1.3 Filtration

Die Filterausführung in Servolenksystemen ist grundsätzlich als Rücklauffilter im Behälter angeordnet. Für Lenksysteme ohne Servotronic (geschwindigkeitsabhängige Änderung des Lenkmoments) ist dabei eine Grobfiltration mit einer 100 µm Maschenweite des Filterfließes ausreichend.

Für Servotronic Lenksysteme ist eine Feinfiltration mit einer Filterfeinheit von mindestens $15 \mu\text{m}$ absolut erforderlich. Für die Auslegung dieser Feinfilter ist nicht nur die Filterfeinheit entscheidend, sondern auch die Filterfläche. Üblicherweise werden diese Filter auch mit einem Bypass ausgestattet, die beim Zusetzen des Filters das Bersten des Filterelementes verhindern. Für die Auslegung der Filterfläche sind folgende Punkte zu berücksichtigen:

- Urschmutzmenge im System
- Druckverlust der Patrone neu und gesättigt
- Schmutzeinbringung über Fahrzeulebensdauer

2.1.4 Abscheidegrad

Der Abscheidegrad β_x eines Filters gibt eine Aussage für die Partikelgrößen und Mengen, die der Filter in der Lage ist auszufiltern. Der β_x -Wert ist ein Maß für die Möglichkeit des Filterelementes, Partikel einer bestimmten Größe abzuscheiden. Typische Angaben für ein Hydrauliksystem sind z. B. $\beta_{12} > 200$. Der β -Wert ist größer 200, damit ist entsprechend in **Bild M-15** dargestellter Kurve eine annähernd 100-prozentige Abscheidung möglich. Der Index 12 besagt, dass alle Partikel $> 12 \mu\text{m}$ sicher ausgefiltert werden. Den Zusammenhang zwischen β -Wert und Abscheidegrad eines Filterelementes zeigt **Bild M-14**.

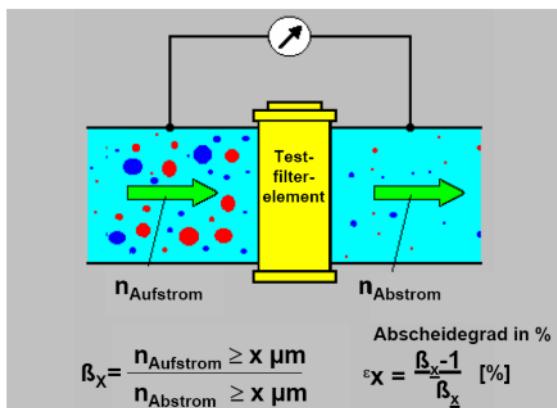


Bild M-14
Zusammenhang Abscheidegrad und β -Wert (HYDAC)

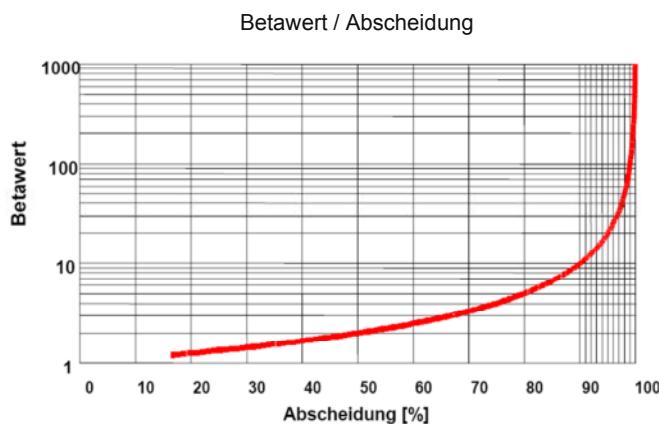


Bild M-15
Auslegung eines Filterelementes (HYDAC)

2.1.5 Systemreinheit

Für die sichere Funktion eines Hydrauliksystems ist die Systemreinheit von sehr großer Bedeutung. Beim Thema Systemreinheit wird zwischen Urschmutz und Verunreinigung durch Betrieb des Systems unterschieden. Die für eine sichere Funktion des Systems notwendige Reinheit der Einzelkomponenten wird in folgenden Größen definiert:

- Gesamtschmutzmenge des jeweiligen Bauteils im mg/ölbenetzte Fläche
- Maximal zulässige Partikelgrößen zweidimensional in $\mu\text{m} \times \mu\text{m}$
- Vereinbarte Sonderpartikel, die aus dem gewählten Fertigungsprozess unvermeidlich sind und in der definierten Menge keinen Einfluss auf die Funktion des Systems haben.

Typische Reinheitsangaben für Hydraulikleitungen sind:

- Maximal Partikelfracht: 1,5 mg pro Meter Leitung
- Maximal Partikelgröße: 200 x 90 μm
- Ausnahmen: Anzahl Sonderpartikel pro Meter Leitungslänge:

 - Maximal 25 harte Partikel < 500 x 200 μm
 - Maximal 25 weiche Partikel < 2000 x 90 μm zugelassen
 - Keine abrasiven Partikel

Prüfverfahren zur Ermittlung der Systemreinheit

Grundsätzlich muss eine Qualifizierung des Prüfverfahrens für eine Reinheitsprüfung von Hydraulikbauteilen durchgeführt werden. Diese sollte entsprechend VDA19/ISO 16232 vorgenommen werden, d. h.

1. Blindwertmessung
2. Abklingkurve mit 10 % Kriterium oder alternativ
3. Zweifachprüfung

Hinsichtlich Spülzeit, Vorbehandlung und Spülmenge sind die Parameter so festzulegen, dass die Kriterien für die Abklingkurve erfüllt werden. Sollten die Messwerte von den in den Normen geforderten Sollwerten abweichen, ist das Prüfverfahren in Frage zu stellen. Die Qualifizierung muss vor der ersten Prüfung durchgeführt werden. Sie muss im angegebenen Umfang exemplarisch an einem Bauteil (bzw. zwei für Zweifachprüfung) durchgeführt werden. Ziel der Qualifizierungsuntersuchung ist es, die Eignung des eingesetzten Extraktionsverfahrens festzustellen. Bei den Extraktionsverfahren handelt es sich in der Regel um indirekte Methoden, bei denen angestrebt wird, das Maximum der auf dem Bauteil befindlichen partikulären Verschmutzung zu erfassen.

Da es prinzipiell keine absolute Bestimmungsmöglichkeit der tatsächlich vorhandenen Partikelfracht gibt, werden so genannte Abklingmessungen durchgeführt, innerhalb derer das Eignungskriterium entsprechend **Bild M-16** erzielt werden sollte. Durch wiederholtes Beprobieren eines Bauteils sollte daher eine Abnahme der partikulären Verschmutzung festzustellen sein. Das Kriterium zur Feststellung der Eignung eines Extraktionsverfahrens ist das Abklingkriterium wie in **Bild M-16** dargestellt.

Abklingkriterium:

$$c_n \leq 0,1 \times \sum c_i \quad (n \leq 6)$$

Ein ausreichendes Abklingverhalten bei der Verschmutzungsextraktion ist gegeben, wenn nach maximal sechs aufeinander folgenden Beprobungen eines Bauteils der zuletzt ermittelte Messwert maximal 10 % der aufsummierten Messwerte erreicht.

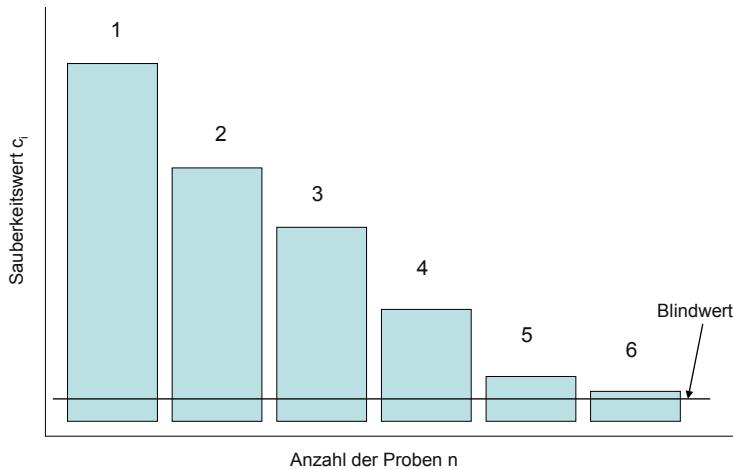


Bild M-16 Ermittlung des Abklingkriteriums und des Blindwertes

2.1.6 Auslegung unter Querbeschleunigung

Für die Behälterauslegung kritisch sind Fahrmanöver unter extremer Quer- oder Längsbeschleunigung. Bei diesen Fahrmanövern muss einerseits sichergestellt sein, dass das Ansaugen von Luft unter allen Umständen vermieden wird und andererseits auch der Austritt von Öl aus dem Behälter sicher unterbunden werden muss.

Dazu kann man sich das im Behälter befindliche Ölvolume in einem Volumenmodell unter den jeweiligen Schräglagen der auftretenden Beschleunigungen schneiden und somit eine ausreichende Bedeckung des Saugstutzens sicherstellen. Das geschnittene Volumen entspricht dabei dem „Min“ Füllvolumen des Behälters, das zunächst für die Funktion ermittelt wurde. Da dies eine rein theoretische Auslegung ist, muss ein ausreichender Sicherheitsabstand für das im Fahrzeug auftretende Schwappen vorgehalten werden. Ist der Sicherheitsabstand nicht ausreichend muss das Behältervolumen vergrößert werden oder der Behälter durch geschickte Einbringung von Rippen so umgestaltet werden, dass der Saugstutzen zu jedem Zeitpunkt ausreichend bedeckt wird. Final muss die theoretische Auslegung noch auf einem Schleuderprüfstand bestätigt werden, bevor das System im Fahrzeug in Betrieb genommen wird.

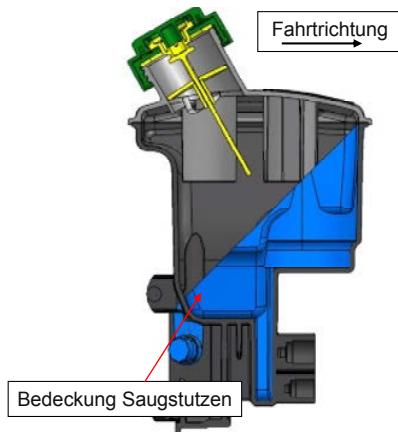


Bild M-17
Flüssigkeitsstand im Behälter unter maximaler Fahrzeugverzögerung

2.2 Lenkungsschläuche und Leitungen

Die im Lenksystem zum Einsatz kommenden Leitungen werden im Wesentlichen in Hoch- und Niederdruckleitungen unterteilt, wobei sowohl starre Rohre als auch Schläuche zum Einsatz kommen. Die Hochdruckleitungen stellen die Verbindung zwischen Pumpendruckausgang und Lenkventil am Lenkgetriebe dar, Niederdruckleitungen sind im kompletten Rücklauf Lenkventil – Kühler – Behälter angeordnet.

Bei der Auslegung der kompletten Verschlauchung im Fahrzeug sind folgende Punkte zu berücksichtigen:

- Vermeidung von Druckverlusten durch ausreichende Dimensionierung der Leitungsquerschnitte
- Ausreichende akustische Entkopplung des Gesamtsystems
- Sichere Verpressung der Schlaucheinbindungen
- Dichtheit des Gesamtsystems über Fahrzeugebensdauer

2.2.1 Hochdruckleitung inklusive Verschraubung (Schlauchtypen und Aufbau)

Bei Hochdruckleitungen ist vor allem die Funktion des Dehnschlauches als akustisches Entkoppelungselement von Interesse. Dies wird zunächst durch den Schlauchaufbau erreicht, wobei eine zehnprozentige Volumenzunahme unter Maximaldruck erzielt werden sollte. Wesentlichen Einfluss auf das Dehnhverhalten des Schlauches hat der Gewebeaufbau des Druckträgers. Heute kommen hier vorwiegend Polyamid- oder Aramidfasern zum Einsatz. Auch der Garnwinkel beeinflusst das Dehnhverhalten des Schlauches. Einen typischen Schlauchaufbau zeigt Bild M-18.

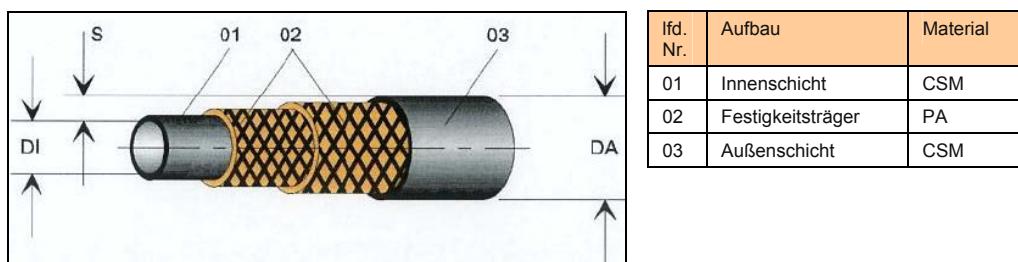


Bild M-18 Schlauchaufbau eines Dehnschlauches

Weiterhin kommen in Dehnschläuchen so genannte Resonatoren oder Tuner zum Einsatz. Dies sind PTFE Rohre mit einem Innenquerschnitt von ca. 6 mm und zusätzlichen Querbohrungen. Die Länge des Tuners und Anzahl der Querbohrungen sind die entscheidenden akustischen Abstimmparameter im Lenksystem.

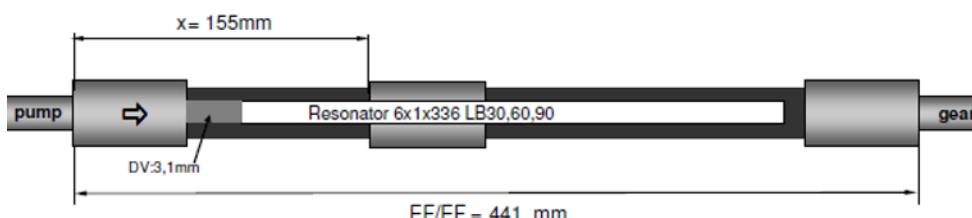


Bild M-19 Resonator im Dehnschlauch

2.2.2 Verschraubungen von Hochdruckleitungen und Dehnschläuchen

Hier die klassischen Hochdruckverschraubungen im Überblick:

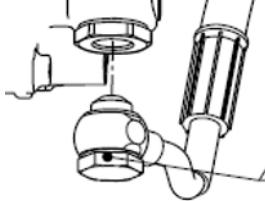


Bild M-20 Ringstutzenverschraubung

Klassische Hydraulikverschraubung für Hochdruckanwendungen; hohe Druckverluste, geringe Positionsgenauigkeit bei der Montage



Bild M-21 Saginaw-Verschraubung

Druckverschraubung in Lenkhydrauliksystemen; druckbeständig bis maximal 150 bar, geringe Druckverluste, sehr schwingungsrissempfindlich

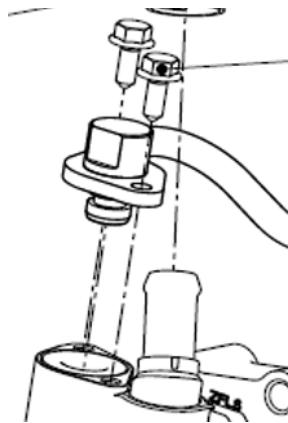
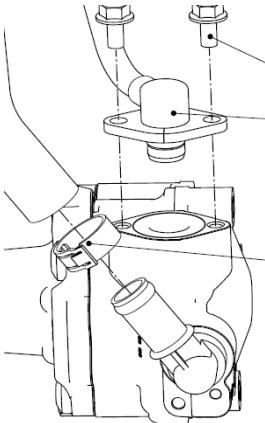


Bild M-22 a) und b) Flanschverschraubung

Universelle Verschraubung für Hochdruckanwendungen mit guter Positionsgenauigkeit, geringe Druckverluste, schwingungsrissresistent, benötigt viel Bauraum.

2.2.3 Saug- und Rücklaufleitung

Bei den Saug- und Rücklaufleitungen handelt es sich um Niederdruckleitungen. Dementsprechend ist der Schlauchaufbau deutlich einfacher als der der Dehnschläuche, auch der zum Einsatz kommende Elastomer kann weniger temperaturresistent sein als der von Dehnschläuchen.

Der Rücklaufleitung, die vom Lenkgetriebe zum Servoölkühler hin verläuft, kommt ebenfalls akustische Bedeutung zu. Hier ist Ziel, diesen Schlauch möglichst weich zu gestalten, um eventuellen Kavitationseffekten aus dem Lenksystem aufgrund radseitiger Anregung Rechnung zu tragen. Im Idealfall kann durch die Gestaltung der Rücklaufleitung ein kleines Kompensationsvolumen zur Verfügung gestellt werden, das Kavitation durch radseitige Stöße verhindert. Weiterhin werden in der Rücklaufleitung auch Drosseln eingesetzt, die gegen Lenkstoßigkeit wirken.

2.2.4 Akustik-Abstimmung/Geräuschmaßnahmen

Hier der Vergleich verschiedener Dehnschlauchabstimmungen bei 80 bar:

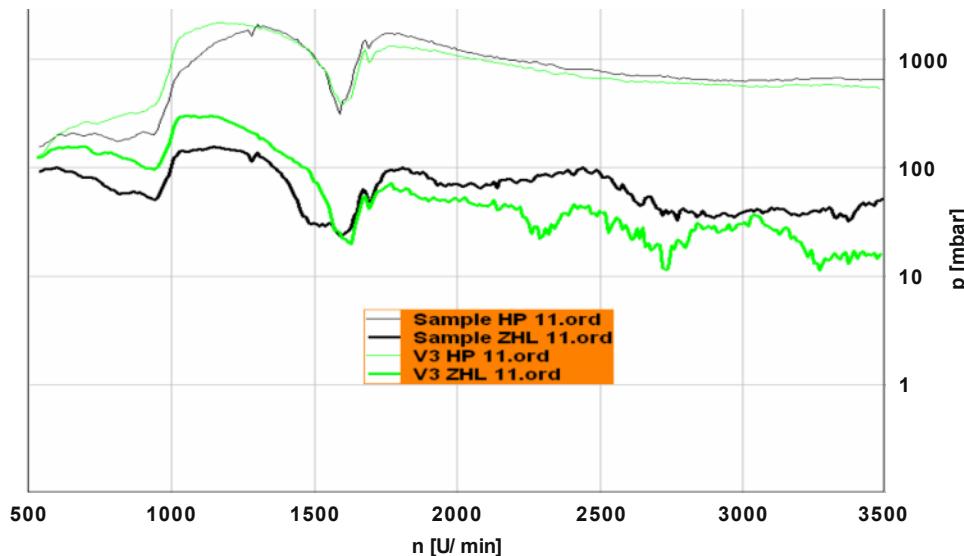


Bild M-23 Pulsationsverläufe über Pumpendrehzahl mit verschiedenen Sekundärmaßnahmen

Man erkennt an dieser Darstellung (**Bild M-23**) sehr gut, wie das akustische Verhalten des Hydrauliksystems durch die geeignete Wahl von Resonatoren, Drosseln und Schlauchlängen beeinflusst werden kann. Ziel einer jeden Dehnschlauchabstimmung ist, die bestmögliche Dämpfung mit minimalem Druckverlust zu erreichen. Bei der Akustikabstimmung wird in erster Linie auf den niedrigen Drehzahlbereich Wert gelegt. Dies spiegelt die Fahrsituation Einparken bzw. Fahren mit niedrigen Geschwindigkeiten, z. B. im Stadtverkehr, wieder. Hier sind Hydraulikgeräusche besonders störend.

2.3 Kühlung/Kühlwendel/Kühler

Die einfachste Form des Servoölkühlers ist eine einfache Kühlwendel, integriert in die Rücklaufleitung. Diese Form des Kühlers ist für Lenksysteme mit Verstellpumpen oder geringer Lenkleistung ausreichend. Fahrzeuge mit konventionellen Servopumpen und höherer Lenkleistung benötigen meist schon einen gelöteten Kühler.

Die effizienteste Form der Kühlung ist der Öl-Wasser-Wärmetauscher, da dieser auch für eine schnelle Systemdurchwärmung bei Tieftemperatur sorgt. Eine generelle Regel für die Notwendigkeit oder die Größe eines Servoölkühlers gibt es nicht, da dies sehr stark vom Einsatzzweck und den Randbedingungen des Lenksystems abhängt. Wichtig bei der Auslegung der Größe eines Lenkölkühlers ist, dass der Temperaturverlauf in einem mehrfach durchlaufenen, definierten Fahrzyklus, in Beharrung geht und zwar unterhalb der definierten Maximaltemperatur. Den Einfluss der eingesetzten Servopumpe auf das Temperaturverhalten zeigt **Bild M-24**.

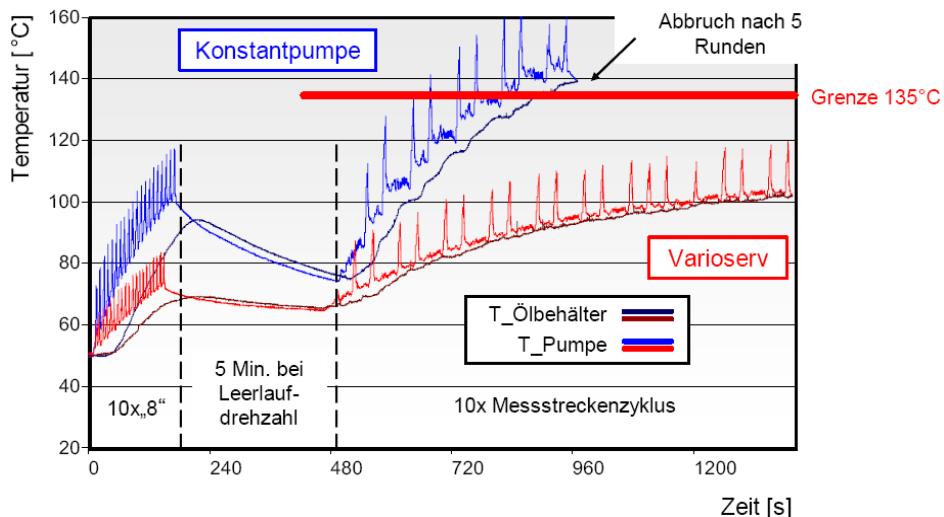


Bild M-24 Temperaturverlauf im Lenksystem Vergleich Konstantpumpe zu Verstellpumpe

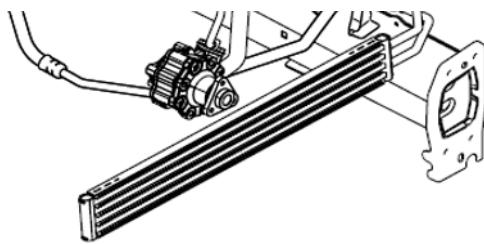


Bild M-25 Gelöteter Servoölkühler



Bild M-26 Öl-Wasser-Wärmetauscher

M

2.4 Systemgrenzen

Für die hydraulische Auslegung eines Lenksystems sind in erster Linie die Einsatzbedingungen des Fahrzeugs entscheidend. Für Fahrzeuge im SUV-Segment ist als worst case Betriebsbedingung eine schwierige Geländepassage mit hohen Lenkkräften und hohen Motordrehzahlen anzusehen, wobei das Fahrzeug durch die niedrige Geschwindigkeit auch eine sehr geringe Kühlluftdurchströmung hat.

Bei Sportwagen sind Fahrmanöver im Rundstreckenbetrieb als worst case Betriebsbedingung anzusehen. Dabei laufen die Fahrzeuge mit sehr hohen Drehzahlen, wobei durch die hohen Kurvengeschwindigkeiten auch sehr hohe Lenkdrücke auftreten. Weiterhin kann durch Stöße beim Überfahren von „curbs“ kurzzeitig das Lenksystem in die Druckbegrenzung gehen, wobei in der Pumpe das heiße Drucköl direkt auf die Saugseite gefördert wird. Dies führt zu einer weiteren Aufheizung des Lenksystems, die länger andauernd zum Ausfall durch Überhitzung führen kann.

Für eine sichere Auslegung des Lenksystems sollte im Normalbetrieb eine Servoöltemperatur von 120 °C nicht überschritten werden. Kurzzeitig können je nach Betriebsmedium Temperaturen bis 150 °C auftreten, diese sollten jedoch als Einzelereignisse in Summe nicht länger als eine halbe Stunde über Fahrzeulebensdauer auftreten.

Der Systemdruck der Lenkung ist heute meist auf 120 +8 bar als Obergrenze festgelegt. Diese Grenze hat sich auch unter dem Gesichtspunkt einer geeigneten Auswahl an Dehnschläuchen bewährt, da reine Hochdruckschläuche bezüglich Volumenaufnahme sehr beschränkt sind.

2.5 Servoöle

Das heute in Lenksystemen vorwiegend zum Einsatz kommende Hydrauliköl ist Pentosin. Das früher verwendete ATF Öl wurde dadurch fast vollständig verdrängt. Der Grund hierfür ist die deutlich bessere Viskositätsstabilität über einen möglichst weiten Temperaturbereich sowie die Temperaturstabilität. Die folgenden Kurven zeigen den Vergleich verschiedener Öle über das gesamte Temperaturspektrum. Hier kommt der Vorteil des Pentosins im Tieftemperaturbereich besonders zur Geltung.

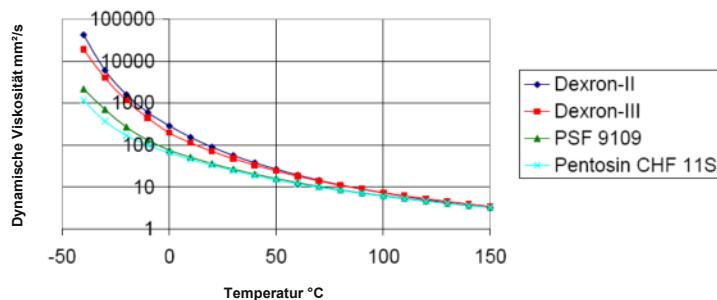


Bild M-27
Viskosität-Temperatur-Diagramm für verschiedene Servoöle

2.5.1 Sonstige Spezifikationen

Wie im Kapitel Filtration vgl. 2.1.3 schon ausgeführt wurde, ist für die sichere Funktion eines Lenksystems die Systemreinheit ein wesentliches Kriterium. Dazu liefert auch die Grundreinheit des eingesetzten Betriebsmediums einen wesentlichen Beitrag. Das Öl wird dazu nach ISO in folgende Reinheitsklassen eingeteilt:

ISO-Code (nach ISO 4406)	Partikelanzahl 100ml	
	von	bis
0	0,5	1
1	1	2
2	2	4
3	4	8
4	8	16
5	16	32
6	32	64
7	64	130
8	130	250
9	250	500
10	500	1.000
11	1.000	2.000
12	2.000	4.000
13	4.000	8.000
14	8.000	16.000
15	16.000	32.000
16	32.000	64.000
17	64.000	130.000
18	130.000	260.000
19	260.000	500.000
20	500.000	1.000.000
21	1.000.000	2.000.000
22	2.000.000	4.000.000
23	4.000.000	8.000.000
24	8.000.000	16.000.000
25	16.000.000	32.000.000
26	32.000.000	64.000.000
27	64.000.000	130.000.000
28	130.000.000	250.000.000

alt neu

→ > 15 µm > 14 µm_c

→ > 5 µm > 6 µm_c

→ > 2 µm > 4 µm_c

Bild M-28
Einteilung der Reinheitsklassen

M

Um die notwendige Reinheitsklasse zum sicheren Betrieb eines Hydrauliksystems mit der dazu empfohlenen Filtration auswählen zu können, zeigt **Bild M-29** eine Aufstellung der gängigen Hydrauliksysteme. Diese dienen zunächst nur als Anhaltspunkt, die Bestätigung, dass die ausgewählte Reinheitsklasse ausreichend ist, muss dann im Versuch über entsprechende Analysen erfolgen.

Typische Anwendungsbereiche		Filterfeinheit Beta-x ≥ 200	Empfohlene Ölreinheitsklassen									Schmutzmassegehalt		
			alte Reinheitsklasse			neue Reinheitsklasse			ISOMTD		Stahlanteil			
Stationärhydraulik Arbeitshydraulik	Fahrantrieb geschlossener Kreislauf	x =	NAS 1638	ISO 4406/91			ISO 4406/99			SAE AS 4059/01		mg/l	mg/l	
				2	5	15	4	6	14	4(A)	6(B)	14(C)		
Hochwertige Steuerung mit Servo-Ventil-Zylinder		3	3	-	12	9	15	12	9	5A	3B	3C	0,05	0,2
			4	-	13	10	16	13	10	6A	4B	4C	0,1	0,35
Steuerung mit Servo- und Proportional-Steuerelementen		5	5	-	14	11	17	14	11	7A	5B	5C	0,15	0,5
			6	-	15	12	18	15	12	8A	6B	6C	0,2	1
Allgemeiner Maschinenbau und Arbeitshydraulik mit elektrisch betätigten Ventilen	Hydrostatischer Kreislauf (T=90–115 °C)	10	7	-	16	13	19	16	13	9A	7B	7C	0,5	2
	Hydrostatischer Kreislauf (bis Tmax=90 °C)	15	8	-	17	14	20	17	14	10A	8B	8C	1	4
Einfache Steuerungen mit Handschieber-Ventilen	Einfacher hydrostatischer Kreislauf	20	9	-	18	15	21	18	15	11A	9B	9C	3	10
			10	-	19	16	22	19	16	12A	10B	10C	5	18
			11	-	20	17	23	20	17	>12A	11B	11C	10	34
			12	-	21	18	24	21	18	>12A	12B	12C	20	68

Bild M-29 Empfohlene Reinheitsklassen für Hydrauliksysteme

Die Grundreinheit eines Hydrauliköles ist im Wesentlichen auch von der Anlieferart des Öles abhängig. Hierbei erfüllt das Fassöl bezüglich Reinheitsklasse die Anforderungen an ein komplexes Hydrauliksystem nicht, durch geeignete Filtration in der Befüllstation kann aber die Reinheitsklasse deutlich angehoben werden. Die in **Bild M-30** dargestellte Einstufung der Reinheitsklasse nach Anlieferart ist vor allem für die Einschätzung im Kundendienst wichtig, da hier durchaus verschiedene Anlieferarten üblich sind. Hier muss auf eine geeignete Filtration in der Kundendienstanweisung hingewiesen werden.



Bild M-30 Erreichbare Reinheitsklassen nach Anlieferart des Hydrauliköles

N

Elektrohydraulische Lenksysteme (EPHS)

1 Einleitung

Aus der Anforderung nach energiesparenden Lenksystemen, die unabhängig vom Verbrennungsmotor bedarfsgerecht gesteuert werden können, haben sich Anfang der 90er Jahre elektrohydraulische Lenksysteme entwickelt. Diese Systeme sind sukzessiv in ihrer Leistung erweitert worden.

1.1 Aufbau und Funktionsweise

Elektrohydraulische Lenksysteme bestehen aus einem so genannten Motorpumpen-Aggregat (MPA), das mit einem Lenkgetriebe modular kombiniert werden kann, **Bild N-1**. Neben der gezeigten Anordnung kann eine Konstruktion gewählt werden, bei der das Motorpumpen-Aggregat direkt auf das Lenkgetriebe montiert ist. Dann erhält man ein befülltes und geprüftes Kompaktsystem, das keine hydraulischen Schnittstellen bei der Fahrzeugmontage mehr hat. Das Lenkgetriebe ist ein Standard-Hydrauliklenkgetriebe, bei dem das Lenkventil auf den (kleineren) Volumenstrom des Motorpumpen-Aggregats durch eine veränderte Ventilsteuerkantengeometrie angepasst wird.

Das Motorpumpen-Aggregat besitzt einen Hydraulikteil mit Außenzahnradpumpe, hydraulischem Resonator und Sperr-Druckbegrenzungsventil sowie einen Elektromotor mit ECU. Es wird mittels applikationspezifischer Halterkonstruktionen am Fahrzeug bzw. am Lenkgetriebe angeschraubt. Die hydraulische Verbindung zum Lenkgetriebe geschieht mittels Dehnschläuchen.

Bild N-2 zeigt den Schaltplan zur Veranschaulichung der Funktionsweise. Das Motorpumpen-Aggregat wird mit den Eingangsgrößen Fahrzeug- und Lenkwinkelgeschwindigkeit angesteuert und stellt den Systemvolumenstrom zur Verfügung. Wenn kein Lenkradwinkelsensor vorhanden ist, wird die Last als Druck an das Motorpumpen-Aggregat zurückgemeldet, woraus interne elektrische Größen zur Drehzahlsteuerung gebildet werden.

Das Motorpumpen-Aggregat beinhaltet ferner den Tank mit einem optionalen Rücklauffilter sowie das Druckbegrenzungsventil (DBV) und das Sperrventil. Das DBV begrenzt den maximalen Systemdruck und schützt andere Komponenten vor Überlast (z. B. Schläuche). Es begrenzt ferner das Lastmoment des Motors und verhindert ein Abwürgen. Das Sperrventil ist im abgeschalteten Zustand der Lenkung offen und sorgt für die Systementlüftung. Ferner kann im Servicefall, wenn die Lenkung ausgeschaltet ist und das Fahrzeug aufgebockt ist, die Zahnstange leicht verschoben werden, ohne dass sich hydraulischer Druck aufbaut. Im Fehlerfall einer Pumpenblockade sorgt es dafür, dass das System leichter durchgelenkt werden kann, da die Pumpe umgangen wird. Das hydraulische Leitungssystem beinhaltet sowohl auf der Hochdruck- wie auf der Niederdruckseite Rohre und Dehnschläuche zur Energieübertragung und zur akustischen Optimierung der Lenkanlage. Das Lenkgetriebe besteht aus dem Lenkzylinder und einem 4/3 Wegeventil in Drehschieberausführung mit offener Mitte (so genanntes Open Center Valve). Im lastfreien Zustand wird das Ventil mit sehr geringem Widerstand durchströmt. Liegt eine Last an der Zahnstange an, so wird eine Torsionsfeder (Drehstab) durch das Lenkmoment des Fahrers verdreht. Dieses generiert einen proportionalen Verdrehwinkel, der das Ventil verstellt, so dass eine Druckdifferenz aufgebaut wird, die der Last das Gleichgewicht hält. Die Verdrehung und damit das Lenkmoment hängen vom Ventilvolumenstrom und somit vom Motorpumpen-Aggregat-Volumenstrom ab (siehe auch Kapitel Hy-

draulische Lenksysteme). Wird der Volumenstrom z. B. erhöht, so genügt ein geringerer Verdrehwinkel (geringeres Lenkmoment), um dieselbe Druckdifferenz am Lenzkylinder zu erzeugen wie dies bei kleinerem Volumenstrom der Fall gewesen wäre. Dieser Effekt wird genutzt, um das Lenkgefühl in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit gezielt zu beeinflussen.

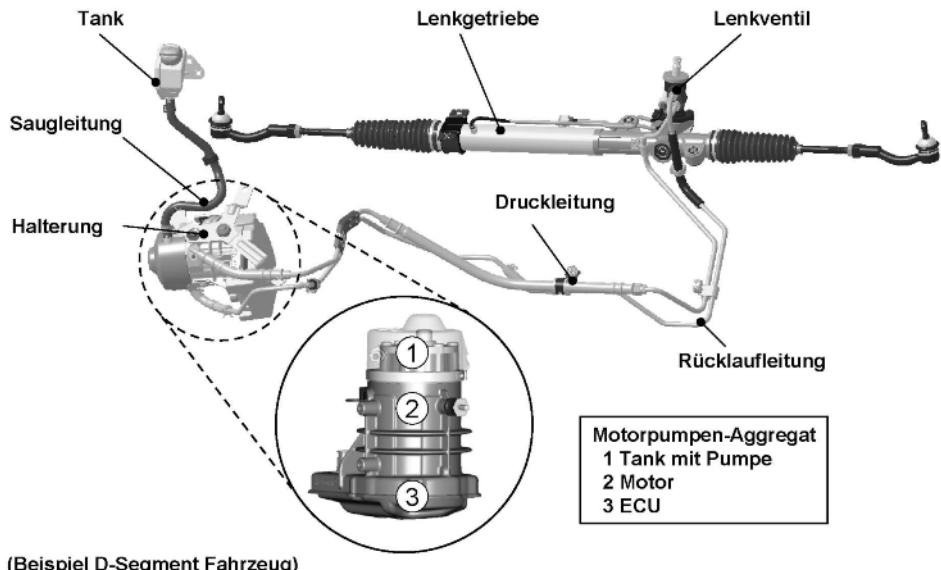


Bild N-1 Elektrohydraulisches Lenksystem (Quelle: Fa. TRW, D-Segment Fahrzeug)

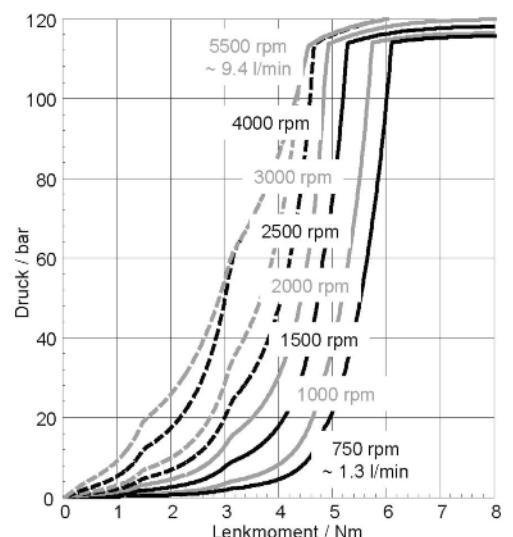
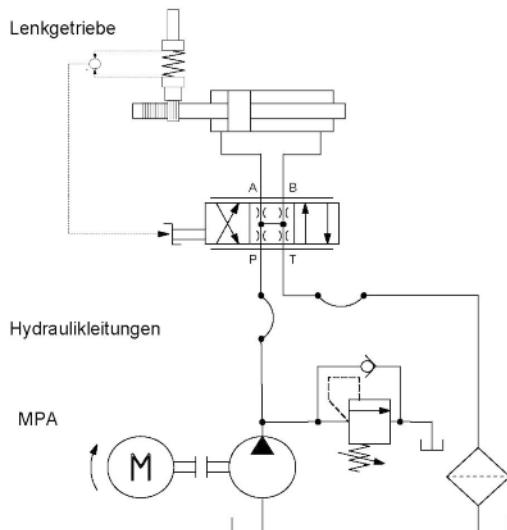


Bild N-2 Schaltplan und Ventilkurven

Bild N-2 (rechts) zeigt qualitativ die Ruheventilkurve (5 l/min EPHS Ventil) für verschiedene MPA-Sollvolumenströme (Solldrehzahlen). Das Abknicken der Ventilkurve in Richtung größer werdender Lenkmomente, wie dies bei hohen Drehzahlen (>4000 1/min) und Drücken oberhalb von 60 bar zu sehen ist, begründet sich durch die Volumenstrom-Druck-Kennlinie des Motorpumpen-Aggregats, da bei höheren Drücken der Volumenstrom sinkt, vgl. auch **Bild N-5** links (MPA-Kennlinie). Das Aggregat erreicht dann nicht mehr die vorgegebene Soll-Drehzahl.

1.2 Lenksystemklassifikation

Elektrohydraulische Lenksysteme sind semi-aktive elektrische Lenkungen, bei denen ein fester Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel und Radlenkwinkel besteht. Das Unterstützungsmoment ist variabel und wird mittels Lenkungskennfeld festgelegt.

Im Unterschied zu elektromechanischen Lenkungen ist das Hilfsmoment zwar parametrierbar, jedoch ist die Richtung nicht umkehrbar. Damit werden eine Reihe von Komfort- und Energiefunktionen möglich, spezielle Drehmomentfunktionen wie beispielsweise die aktive Spurführung oder das automatische Einparken sind jedoch nicht möglich, da der elektrische Antrieb keine direkte kinematische Kopplung zum Lenkgetriebe aufweist. Die Entkopplung hat jedoch den Vorteil, dass das System bezüglich der funktionalen Sicherheit weniger Aufwand bedarf und zudem das Lenkgefühl unbeeinflusst ist von den Eigenschaften des Elektromotors (z. B. Massenträgheitsmoment).

Tabelle N-1 gibt eine Übersicht über wichtige Eigenschaften im Vergleich zu anderen Lenksystemen. Es sei darauf hingewiesen, dass sich Funktionen wie Spurverlassenswarnung sowie geführtes Einparken unabhängig von dem Lenksystem darstellen lassen und z. B. mit konventionellen hydraulischen Systemen für Fahrzeuge der Oberklasse in Serie sind.

Tabelle N-1 Lenksysteme und Funktionen

		HPS Std.	EPHS	EPS
Lenksystemklassifizierung		passiv	semi-aktiv	semi-aktiv
Lenkradwinkel – Radlenkwinkel		fest	fest	fest
Lenkradmoment – Unterstützungsmoment		fest	variabel	variabel
Richtung des Unterstützungsmoments		unidirektional	unidirektional	bidirektional
Energieverbrauch und CO ₂	Bedarfsgerecht und hoher Wirkungsgrad	–	X	X
	Stopp/Start Kompatibilität	–	X	X
	HEV, EV, FCV Kompatibilität	–	X	X
Sicherheit	Lenkungseingriff und ESP (μ -split, oversteer)	–	–	X
	Spurverlassenswarnung	(X)	(X)	(X)
	Spurhalteassistent	–	–	(X)
Komfort	Fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Lenkunterstützung	–	X	X
	Geführtes Einparken	(X)	(X)	(X)
	(halb-)automatisches Einparken	–	–	(X)

X = systemimmanent, (X) = benötigt Zusatzkomponenten (z. B. Videosystem)

1.3 Anwendungsbeispiele

Die Verwendung elektrohydraulischer Servolenkungen begann in Kleinwagen und setzte sich aufgrund der Entwicklung von Hochleistungs-Motorpumpen-Aggregaten in Fahrzeugen der Oberklasse sowie im Segment der Sport-Utility-Fahrzeuge fort. Nunmehr ist eine universelle Applizierbarkeit für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge erreicht, **Tabelle N-2**. Die Hauptgründe zur Verwendung dieser Lenkungsart sind Energiesparen, das Fehlen eines Pumpenabtriebes am Verbrennungsmotor oder neue Antriebskonzepte (Hybridfahrzeuge, Elektrofahrzeuge etc.).

Tabelle N-2 Fahrzeugklassen und Anwendungen von Motorpumpen-Aggregaten

Fahrzeugklasse		A/B	C/MPV	D/E	SUV	LCV (3,5 t)
Beispiel						
Typ. Vorderachslast	kg	960	1090	1200	1400	1800
MPA	W	560	710	890	890	1000
Max. Druck	bar	96 + 8	108 + 8	120 + 8	120 + 8	120 + 8
Max. Volumenstrom	l/min	5,7	7,8	9,3	9,3	12,0
Max. Strom	A	70	85	98	98	115
Stand by Strom	A	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Nom. Spannung	V	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5
Max. Unterstützungs- kraft	kN	7,6	10,6	14,5	16,0	18,0
Unterstützungskraft bei 540 °/s & 50 mm/U	kN	5,7	8,5	10,9	10,4	11,6
Mechanische Leistung an der Zahnstange	W	428	638	818	780	870

N

2 Systembeschreibung

Ausgehend von der Systemübersicht werden zunächst die möglichen Systemzustände beschrieben. Darauf aufbauend wird die Systemauslegung erörtert. Abschließend erfolgt eine Betrachtung des Gesamtwirkungsgrades und der Leistungsaufnahme.

2.1 Systemübersicht

Die Ansteuerung des Motorpumpen-Aggregats erfolgt über den Fahrzeug-CAN (high speed, 500 kbit/s), **Bild N-3**. Zur Aktivierung der Lenkung wird ein Signal des Antriebsstranges genutzt. Dies kann z. B. eine Information sein, die den stabilen Lauf des Verbrennungsmotors repräsentiert oder die die generelle Fahrbereitschaft anzeigt, wie dies beispielsweise in Hybridfahrzeugen realisiert wird. Das Lenkungskennfeld, das die Soll-Drehzahl des Motorpumpen-Aggregats und damit die Lenkunterstützung als Funktion von verschiedenen Variablen abbildet, benutzt standardmäßig die Fahrzeug- und die Lenkradwinkelgeschwindigkeit.

Es ist ferner möglich, weitere Parameter zur Beeinflussung der Lenkunterstützung zu verwenden wie z. B. den Beladungszustand des Fahrzeugs, die Ölttemperatur zur Kompensation der Viskositätsänderung oder den Lenkradwinkel. Ferner sind Selbstschutzfunktionen sowie eine Diagnose implementiert.

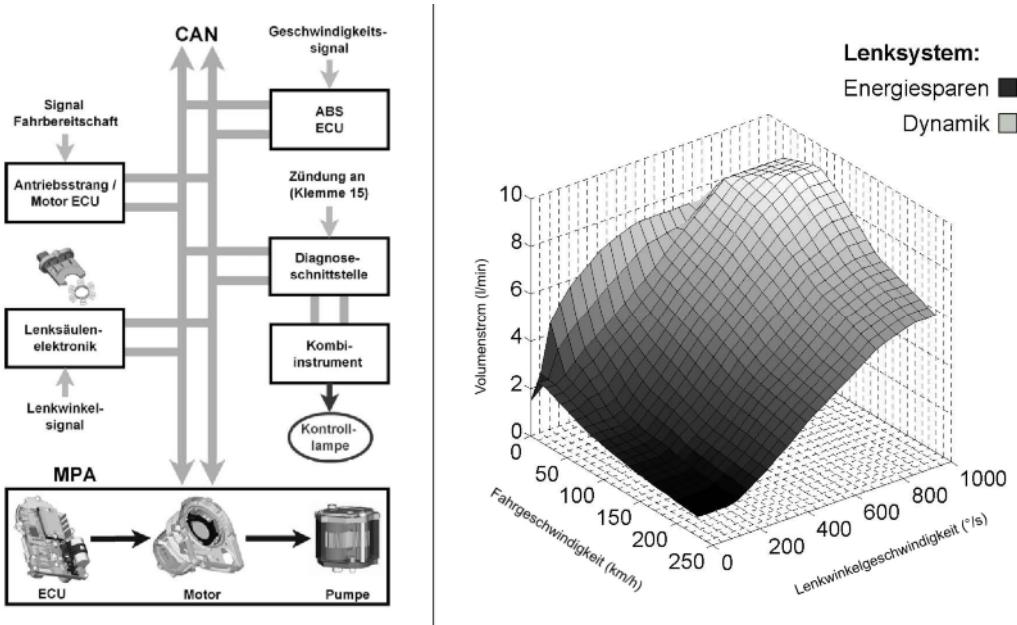


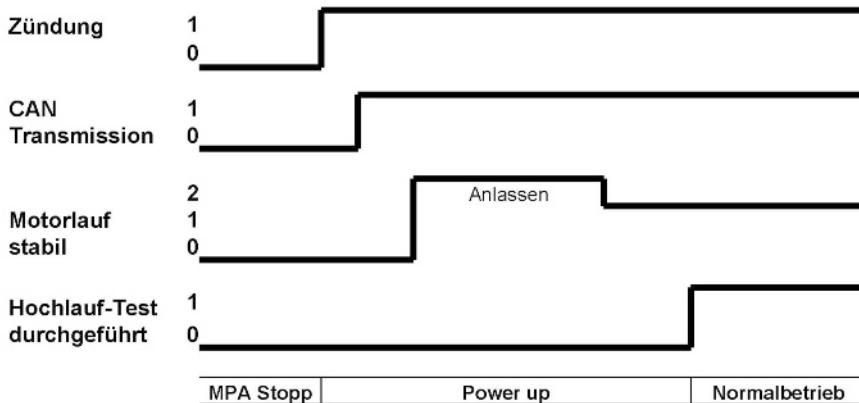
Bild N-3 Systemübersicht und Lenkungskennfeld

Das System kann verschiedene Zustände bzw. Modi einnehmen. Dazu zählen z. B.

- System ausgeschaltet
- System hochfahren (Warten auf Lenkanforderung)
- Normaler Betriebsmodus
- System runterfahren
- Rückfallmodus

Bild N-4 zeigt beispielhaft, wie das System gestartet und in den normalen Betriebsmodus überführt wird. Beginnend mit dem Zündsignal wird das System aufgeweckt. Erst nachdem ein interner Test abgelaufen ist, der Verbrennungsmotor läuft und CAN-Botschaften ausgetauscht werden können, ist der normale Betriebszustand erreicht. Ein Rückfallmodus (hier nicht gezeigt) kann z. B. dann angenommen werden, wenn Eingangssignale des Motorpumpen-Aggregats fehlerhaft oder nicht vorhanden sind. In diesem Fall kann es beispielsweise auf eine konstante mittlere Drehzahl gefahren werden, um eine ausreichend hohe Hilfsunterstützung zu gewährleisten.

Aus Gründen des Fahrgefühls muss das hydraulische System mit einem kleinen Mindestvolumenstrom gespeist werden. Daraus ergibt sich eine Mindestdrehzahl für den Motor: In technischen Ausführungen werden Stand by Drehzahlen von etwa 750 bis 2000 1/min realisiert. Die maximale Drehzahl lässt sich aus den dynamischen Anforderungen bestimmen, Eckwerte liegen zwischen 4000 und 6000 1/min. Dies entspricht einer maximalen Volumenstromspreizung von etwa 1,5 bis 12 l/min je nach Aggregattyp. Der Eckwert für den höchsten Systemdruck liegt bei 130 bar.

**Bild N-4** Zustandsdiagramm

2.2 Systemauslegung

Zur leistungsmäßigen Systemauslegung gehört die quasi-stationäre sowie dynamische Betrachtung. Typische Anforderungen für Pkw-Servolenkungen liegen je nach Fahrzeuggröße zwischen etwa 400 W und 900 W mechanischer Leistung an der Zahnstange. Die für 12-V-Bordnetze derzeit zulässige maximale Stromaufnahme (Batteriestrom) beträgt bis zu 120 A.

2.2.1 Quasi-stationäre Auslegung

Motorpumpen-Aggregate lassen sich mit verschiedenen Lenkgetrieben modular kombinieren. Mit Hilfe verschiedener Leistungsstufen von Motorpumpen-Aggregaten lassen sich damit praktisch alle Fahrzeuganforderungen abdecken. Dabei erfolgt die stationäre Systembetrachtung prinzipiell in zwei Schritten:

1. Aus der elektrischen Eingangsleistung am Motorpumpen-Aggregat (Strom und Spannung am Motorpumpen-Aggregat-Stecker) wird die hydraulische Ausgangsleistung (Druck und Volumenstrom) generiert: Volumenstrom-Druck-Charakteristik.
2. Aus der hydraulischen Ausgangsleistung (Druck und Volumenstrom) wird unter Berücksichtigung des (geringen) Anteils, den der Fahrer mechanisch am Lenkrad einsteuert, die mechanische Ausgangsleistung an der Zahnstange berechnet.

Bei dieser Vorgehensweise sind alle leistungsrelevanten Systemparameter zu berücksichtigen. Wichtig ist insbesondere die Vereinbarung der elektrischen Leistungsführung, d. h. welcher Strom steht bei welcher Spannung an welchem Übergabepunkt zur Verfügung (Eingangsleistung). Je nach Anwendung müssen Kabellängen, Steckerwiderstände o. ä. berücksichtigt werden. Prinzipiell lässt sich die beschriebene Vorgehensweise auch in umgekehrter Richtung durchführen, um z. B. aus den Fahrzeuganforderungen auf die Kombination der Komponenten zu schließen (Pumpengröße, elektrische Maschine).

Bild N-5 zeigt, wie aus der Motorpumpen-Aggregat-Charakteristik das Kraft-Lenkräten-Diagramm erzeugt wird. Der Druck erzeugt dabei mittels der Kolbenfläche eine Kraft, der Volumenstrom ermöglicht die Zylinderbewegung (Füllen des sich bewegenden Zylinders). Die Berechnung beinhaltet den Leistungsanteil des Fahrers.

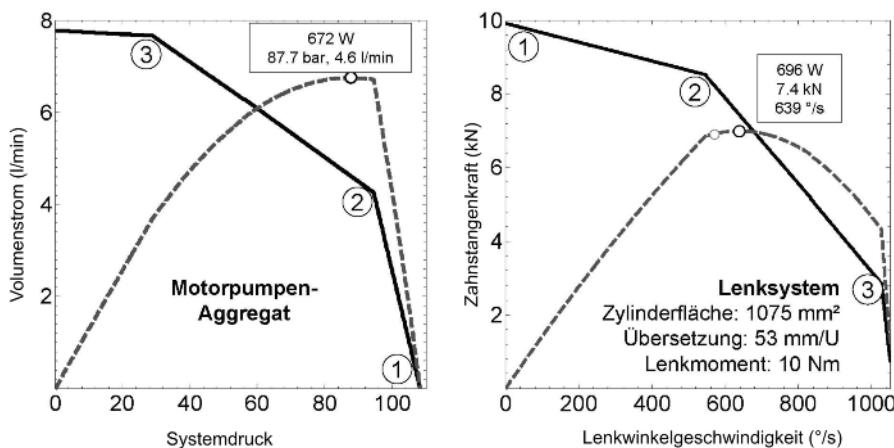


Bild N-5 MPA-Kennlinie und mechanische Lenkleistung

2.2.2 Dynamische Auslegungskriterien

Eine Betrachtung des stationären Systemverhaltens kann zu einer fehlerhaften Bewertung der Lenkleistung bei größeren Lenkwinkelraten führen.

In einem dynamischen Lenkvorgang wird in der Regel von Null ausgehend auf eine hohe Lenkwinkelrate gelenkt. Es spielen dann eine Reihe von Trägheitseffekten sowie die Steuerung des Motorpumpen-Aggregats (Lenkungskennfeld) eine wichtige Rolle für das Dynamikverhalten. Wichtige Einflussgrößen sind dabei:

- Das Motorpumpen-Aggregat muss von Stand by auf seine maximale Drehzahl hochlaufen (insbesondere mechanische Trägheit des Elektromotors)
- Es wird ein Teil des Volumenstroms bei der Expansion der Schläuche verbraucht und steht nicht als momentaner Nutzvolumenstrom am Ventil zur Verfügung
- Das Ventil ist nicht in einer festen Position, sondern ändert seine wirksamen Querschnitte während des Lenkvorgangs
- Es gibt Verzögerungszeiten innerhalb der Signalverarbeitung, die in der Regel klein gegenüber mechanischen Zeitkonstanten sind

Diese Effekte können berücksichtigt werden, indem bei der Auslegung weitere Eigenschaften abgebildet werden, wie z. B. die hydraulischen Kapazitäten (Dehnschläuche), das mechanische Trägheitsmoment des Motorpumpen-Aggregats sowie das Lenkungskennfeld und Signalverarbeitungszeiten. Zur Bewertung der Lenkleistung kann dann das maximale Lenkradmoment, das der Fahrer in einer Ausweichsituation aufzubringen hat, herangezogen werden.

Zur Verifikation von Motorpumpen-Aggregaten kann die Sprungantwort gegen eine hydraulische Last (Blende) gemessen werden. Dabei wird ein Drehzahlsprung zwischen der Grunddrehzahl und der Maximaldrehzahl vorgegeben, was bei Verwendung einer Pumpe mit konstantem Fördervolumen einem Volumenstrom-Sprung entspricht. Als Kriterium wird die Zeit herangezogen, nach der 90 % der Sprunghöhe zuzüglich des Stand by Volumenstroms erreicht werden, Bild N-6. Das Verfahren leitet sich aus der Lastsituation im Fahrzeug ab, woraus sich auch die Wahl der Blende ergibt. Werden ausreichend kurze Sprungantwortzeiten vorgegeben (z. B. 80 ms), ist das Gesamtsystem unempfindlich gegenüber der Variation anderer Systemkomponenten wie z. B. Hydraulikleitungen.

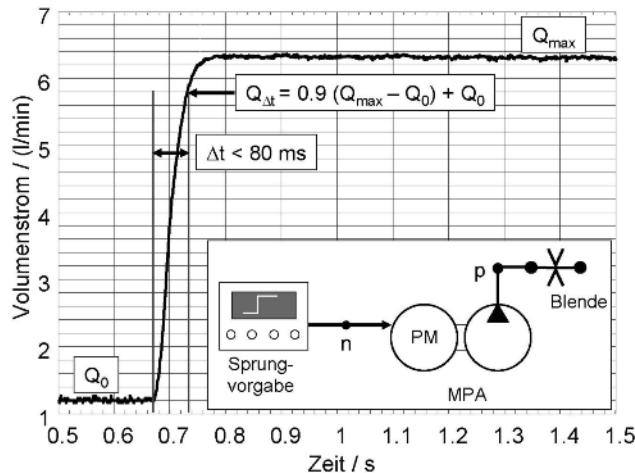


Bild N-6
Dynamische Systemauslegung

2.3 Energieverbrauch

Zunächst werden wichtige Betriebszustände erklärt, die die Systemauslegung und das Energieeinsparungspotenzial betreffen. Darauf folgt eine Betrachtung der Energiewandlung vom Verbrennungsmotor bis zur mechanischen Ausgangsleistung bzw. zur elektrischen Leistungsaufnahme der Lenkung. Das oftmals proklamierte Energie- bzw. CO₂-Einsparungspotenzial ist keine eigene Eigenschaft elektrischer bzw. elektrohydraulischer Lenkungen, sondern eine Folge des Ersatzes einer unwirtschaftlich arbeitenden Hydraulikpumpe. Zur energetischen Bewertung müssen vorab die Begriffe Wirkungsgrad und Leistungsaufnahme erklärt werden.

2.3.1 Wirkungsgrad

Vom Wirkungsgrad wird dann gesprochen, wenn tatsächlich gegen eine Last gelenkt wird. Daher ist für den Fall der Systemauslegung mit der Bestimmung der elektrischen Maschine der Wirkungsgrad die entscheidende Größe, da aus der begrenzten elektrischen Eingangsleistung, z. B. 1300 W, eine möglichst hohe mechanische Ausgangsleistung (z. B. beim Parkieren) erzielt werden soll. Für hohe Kräfte ist der Wirkungsgrad des ventilgesteuerten Zylinderantriebes größer 90 %. Dies liegt daran, dass das Ventil zu den Zylinderanschlüssen hin voll geöffnet ist und kaum Verluste bewirkt. Ferner ist auf Grund der guten Schmierverhältnisse die Summenreibkraft sämtlicher Dichtungen ebenfalls klein im Verhältnis zu den erzeugten Kräften. Mit den erzielbaren Pumpenwirkungsgraden von ca. 90 % und den eingesetzten Motorkonzepten erreicht die elektrohydraulische Lenkung einen ähnlich hohen Gesamtwirkungsgrad wie die elektromechanische Kugelumlauflenkung. Der erzielbare maximale Gesamtwirkungsgrad hängt nicht nur von den Systemkomponenten der Lenkung selbst ab, sondern Umgebungsgrößen wie insbesondere Kabelwiderstände beeinflussen diesen, **Tabelle N-3**. Günstig auf den Gesamtwirkungsgrad wirkt sich die typische Position des Motorpumpen-Aggregats in relativ kalten Umgebungsbedingungen aus (z. B. im Kotflügelbereich), da auch der Wirkungsgrad des elektrischen Antriebsaggregats bei höherer Temperatur nachlässt, z. B. minus ca. 4 % bei Verwendung in der Nähe des Verbrennungsmotors mit Umgebungstemperaturen um 100 °C.

Tabelle N-3 Wirkungsgradkette und Einfluss von Systemrandbedingungen (Volllast)

Kabel	Motor & ECU	Pumpe	Hydraulikleitungen	Ventil	Lenkgetriebe mit Hydraulizylinder	Gesamtwirkungsgrad
1	0,8	0,88	0,97	0,94	0,98	0,63
8 mOhm						0,60
16 mOhm			EPHS bei 13,5 V, 85 A, 50 °C			0,57

2.3.2 Leistungsaufnahme und Energieverbrauch

Im Falle der Geradeausfahrt ist der Wirkungsgrad Null, da keine mechanische Leistung an der Zahnstange abgefordert wird. Dann rückt die Betrachtung auf die Minimierung der Leistungsaufnahme der Lenkung in den Vordergrund. Dieser Zustand dominiert in der Regel und liegt bei der Bewertung des Kraftstoffverbrauches mittels des so genannten Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) gemäß EG Nr. 715/2007 sogar ausschließlich vor, da keine Lenkbewegung erfolgt. Das Aufsummieren der momentanen Leistungsaufnahmen [W] ergibt dann für einen Zyklus mit einer bestimmten Länge den Energieverbrauch [Wh bzw. l].

Für einen solchen Zyklus zeigt **Bild N-7** den Energiefloss sowie **Tabelle N-4** die mittleren Leistungsaufnahmen für die verschiedenen Komponenten (Bosch 2002). Hierbei wird deutlich, dass trotz der Energiewandlung in elektrische Energie die Gesamtbilanz für die elektrohydraulische bzw. elektromechanische Lenkung ungleich besser aussieht. Dies liegt im Wesentlichen an der Eigenschaft der hydraulischen Flügelzellenpumpe.

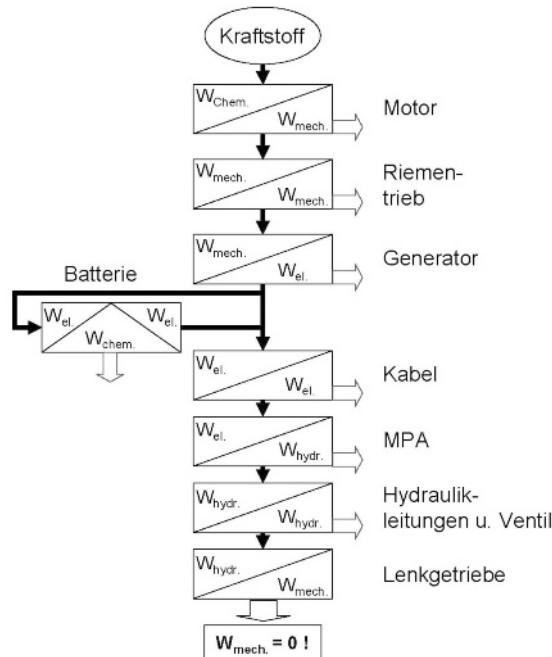
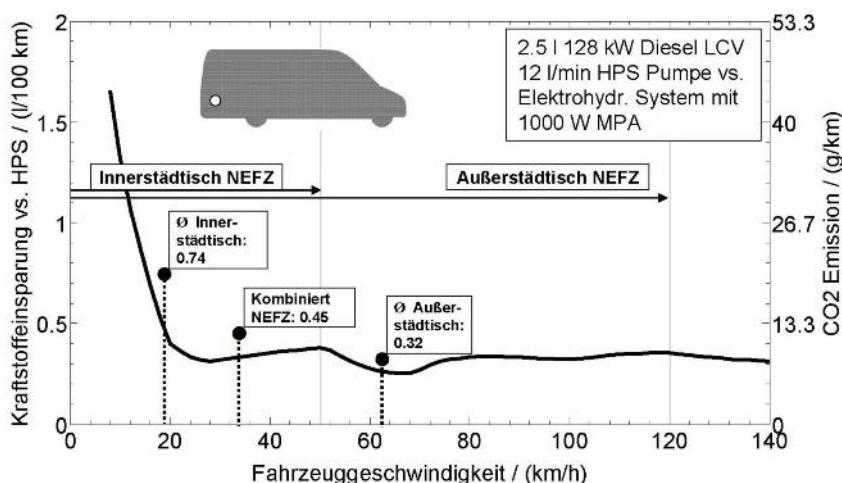
**Bild N-7** Energiefloss für Geradeausfahrt

Tabelle N-4 Durchschnittliche Verlustleistungen für NEFZ

	EPHS	HPS
an der Motorkurbelwelle	< 60 W	> 340 W
Riementrieb	≤ 5 W	30 ... 40 W
Generator	≤ 15 W	entfällt
Batterie	≤ 5 W	entfällt
Kabel	≤ 5 W	entfällt
ECU	≤ 5 W	entfällt
E-Motor	≤ 5 W	entfällt
Pumpe	≤ 5 W	> 250 W
Hydraulikleitungen	≤ 5 W	30 ... 80 W
Lenkventil	≤ 5 W	30 ... 80 W
Lenkgetriebe	0 W	0 W

Der Ersatz der Hydraulikpumpe durch ein Motorpumpen-Aggregat kann mit Hilfe einer Modellrechnung bewertet werden. Hierzu wird eine Leistungsbilanz unter Berücksichtigung aller Widerstände und des Verbrennungsmotorkennfeldes vorgenommen. Eine beliebige Fahrgeschwindigkeit wird als Eingangsgröße vorgewählt, die eine bestimmte Gangwahl und damit eine Verbrennungsmotordrehzahl bedeutet. Die Fahrwiderstände, d. h. der Roll- und Luftwiderstand, werden ebenso berücksichtigt wie die Leistungsaufnahme der Nebenverbraucher. Über die beteiligten Wirkungsgrade (z. B. Generator, Riementrieb etc.) wird eine Leistungsbilanz gebildet, so dass der momentane Arbeitspunkt (Drehzahl, Drehmoment) des Verbrennungsmotors gefunden wird und die Eingangsleistung bzw. die Kraftstoffzufuhr pro Zeit bestimmt werden kann. Bildet man die Differenz zweier Berechnungsläufe, einmal mit installierter Hydraulikpumpe (HPS) und einmal mit elektrohydraulischer Lenkung (EPHS), so kann das Einsparungspotenzial ermittelt werden. **Bild N-8** zeigt die Verbrauchseinsparung der elektrohydraulischen gegenüber der hydraulischen Lenkung als Funktion der Fahrgeschwindigkeit.

**Bild N-8** Verbrauchs- bzw. CO₂-Einsparung

Als weitere Referenzpunkte sind die berechneten Fahrzyklus-Werte eingetragen, die verschiedene Geschwindigkeiten enthalten. Ergänzend zu Berechnungen werden typischerweise Rollenprüfstandsmessungen durchgeführt, z. B. einmal mit und einmal ohne Lenksystem, um den Einfluss zu bewerten. Nachteilig hierbei ist, dass viele Messungen gemacht werden müssen, um den Effekt von wenigen zehntel Litern pro hundert Kilometern auflösen zu können. Da der kleinste erzielbare Stromverbrauch des Motorpumpen-Aggregats unwe sentlich von der Leistungsfähigkeit der elektrischen Maschine abhängt, ist das Einsparungspotenzial praktisch nur von der zu ersetzen den Pumpe und der Energiewandlung über den Verbrennungsmotor (Schaltdrehzahlen, Verbrennungsmotorcharakteristik) abhängig. Damit wird das Einsparungspotenzial mit kleineren Pumpen (bzw. kleinen Fahrzeugen) tendenziell kleiner.

3 Komponenten

Die wesentlichen Bestandteile einer elektrohydraulischen Lenkung sind das Lenkgetriebe, das Motorpumpen-Aggregat, das Fluid, Vorlauf- bzw. Rücklaufleitung, Halterungen und Zubehörteile sowie Sensoren zur Erfassung der Fahrzeug- und Lenkwinkelgeschwindigkeit. Das Lenkgetriebe ist im Kapitel K „Hydraulische Lenkungen“ beschrieben und wird hier nicht mehr aufgegriffen.

3.1 Motorpumpen-Aggregat

Das Motorpumpen-Aggregat besteht aus den nachfolgend beschriebenen Hauptgruppen wie elektrisches Antriebsaggregat, Zahnradpumpe und Druckbegrenzungs-/Sperrventil. Als Beispiel wird das leistungsstärkste Aggregat der Fa. TRW beschrieben.

3.1.1 Hauptanforderungen und Schnittstellen

Hinsichtlich der Verwendung des Motorpumpen-Aggregats lassen sich unmittelbar wichtige Hauptanforderungen ableiten, die in der Systemarchitektur und der Auswahl der Komponenten Berücksichtigung finden.

- a) FahrzeuginTEGRATION
 - Geringes Leistungsgewicht bzw. geringer Bauraumbedarf
 - Flexible Anordnungs- bzw. Anpassungsmöglichkeiten der mechanischen, elektrischen, signaltechnischen und hydraulischen Schnittstellen
 - Akustische Unauffälligkeit
- b) Betriebsart, Zuverlässigkeit und Sicherheit
 - Hochdynamischer 1-Quadrantenbetrieb, Dauerbetrieb
 - Typische Lebensdauer 8000 h, ca. 300.000 km
 - Selbstüberwachung/Diagnose
 - Funktionale Sicherheit ISO WD 26262 nach Einstufung ASIL-B
- c) Umgebungsbedingungen
 - Schutzart IP6K9K (Staubdichtheit, Dampfreiniger etc.) bzw. IP6K7K (kurzzeitiges Untertauchen, Thermoschock), applikationsspezifisch
 - Umgebungstemperaturbereich $-40^{\circ}\text{C} \dots 140^{\circ}\text{C}$
 - Korrosionsbeständigkeit 720 h Salzsprühnebeltest
 - Vibrations-/Schockanforderungen bis 10 g, applikationsspezifisch

d) Elektrische Anforderungen

- Bordnetzspannung 9 ... 16 V
- Bordnetzstrom $I < 115 \text{ A}$, applikationsspezifisch
- Ruhestromaufnahme für Klemme 15 Verbraucher $I < 100 \mu\text{A}$
- Verpolungssicherheit

3.1.2 Elektrisches Antriebsaggregat

Aus Gründen der Zuverlässigkeit, des kompakteren Bauraums sowie aus Wirkungsgradüberlegungen ist die Elektronik und der Motor in eine Einheit integriert, ein so genanntes elektrisches Antriebsaggregat.

Die Anwendung bestimmt die prinzipielle Motorbauform des Rotors und des Stators in zylindrischer Ausführung, in der Regel als Innenläufer. Grundsätzlich eignen sich die in **Tabelle N-5** aufgezeigten fünf verschiedenen Motorbauformen mit den dort genannten Eigenschaften, Vor- und Nachteilen. Die Motorprinzipien „Schrittmotor“ und „Asynchronmotor“ sind in elektrohydraulischen Lenksystemen jedoch nicht vertreten.

Tabelle N-5 Innenläufer-Motorbauformen für Motorpumpen-Aggregate

Motor	SR	ASM	DCM	BLDC	PMSM
	Switched Reluctance	Asynchronous Motor	Direct Current Motor	Brushless Direct Current	Permanent Magnet Synchronous Motor
Bezeichnung	Schrittmotor	Asynchron-motor	Gleichstrommotor	Elektronisch kommutierter Gleichstrommotor	3-Phasen-Synchronmotor
Versorgung	Dreiphasen AC	Dreiphasen AC	DC	DC	Dreiphasen AC
Rotor	Blehpaket-Rotor	Verteilte Stäbe, geschlossen, Druckguß-Alu-Rotorkäfig	Ankerwicklung, gestanztes Ankerblehpaket	Ferrit-Magnete in Blechteil	Seltene-Erden-Permanentmagnete (NeFeB)
Stator	Gestanzte Blechpakete, konzentrierte Wicklung, offen (Einzelzahnwicklung)	Gestanzte Blechpakete, Verteilte Wicklung, offen	Ferrit-Magnete in Blechteil	Gestanztes Ständerpaket, verteilte Statorwicklung (oder Einzelzahnwicklung)	Segmentierter Stator, konzentrierte Wicklung, offen (Einzelzahnwicklung)
Hauptvorteile	Robustheit/Preis	Robustheit/Preis	Preis, einfache Regelbarkeit	Preis, einfache Regelbarkeit	Leistungsdichte, Wirkungsgrad, Bauraum, Akustik
Hauptnachteile	Akustik Wirkungsgrad	Wirkungsgrad/Bauraum	Verschleiß durch mech. Kommutator, Wirkungsgrad	Akustik	Preis (Seltene-Erden-Magnete), aufwändige Elektronik
MPA Anwendung	Nicht angewendet	Nicht angewendet	Low Cost Anwendungen/Kleinwagen	Massenanwendung bis etwa C-Segment	Premium High Power bis D/E-Segment und LCV

Die ersten elektrohydraulischen Systeme waren in Kleinwagen bzw. unteren Mittelklassefahrzeugen vertreten. Mit den dort geltenden Anforderungen hinsichtlich Leistung und Komfort (Akustik) ka-

men insbesondere Gleichstrommotoren (DC) bzw. bürstenlose Gleichstrommotoren (BLDC) zum Einsatz.

Die Ausweitung der Anwendung elektrohydraulischer Lenkungen auf größere Fahrzeuge mit höheren Leistungs- und Komfortanforderungen machte die Entwicklung von 3-Phasen-Permanentmagnet-Synchronmotoren mit Seltene-Erden-Magneten erforderlich. Damit lassen sich sehr geringe Bauvolumina bzw. Leistungsgewichte erzielen. Das Leistungsgewicht ist etwa 40 % geringer als das einer leistungsgleichen Asynchronmaschine.

Die bürstenlose Ausführung ist prädestiniert für diese Anwendung, da das Motorpumpen-Aggregat ständig läuft, um den Stand by Volumenstrom zu liefern. Der Läufer generiert das Magnetfeld, das Wechselfeld wird durch elektronische Kommutierung im Stator erzeugt. Durch die abwechselnde Anziehung und Abstoßung wird die Drehbewegung erzeugt. Der Läufer dreht dabei synchron mit der Drehzahl des Wechselfeldes. Die Bestimmung der Rotorposition kann über Sensoren (z. B. Hall-Geber) oder durch rechnerische Methoden (Motormodell, sensorlose Steuerung) erfolgen, wodurch ein sehr robuster und kostengünstiger Aufbau erzielt wird (Hofer 1998).

Das elektrische Antriebsaggregat, Bild N-9, wird elektronisch auf seine Solldrehzahl in seinem Arbeitsbereich stabil geregelt. Um die elektrische Maschine zu höheren Drehzahlen hin besser ausnutzen zu können, wird diese mit Feldschwächung betrieben. Damit ist eine Drehzahlbandbreite von etwa 750 1/min bis 6000 1/min gegeben.

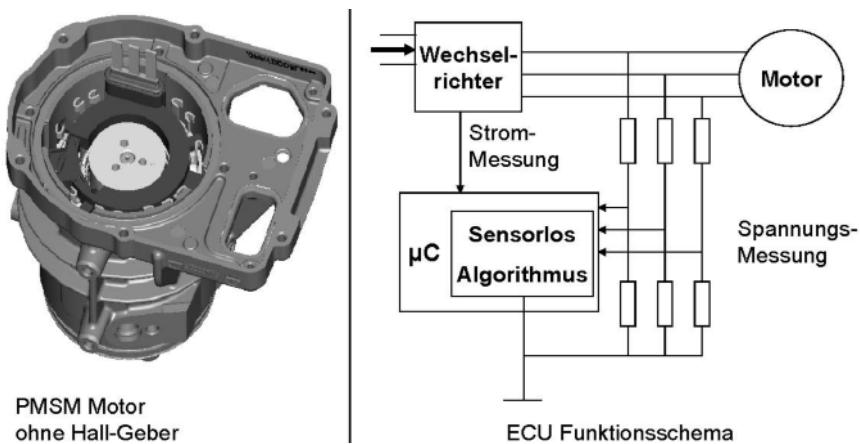


Bild N-9 Sensorloser Elektromotor und ECU-Funktionsschema (Quelle: Fa. TRW)

Da das leistungsstärkste elektrohydraulische System bei voller hydraulischer Ausgangsleistung von 1000 W etwa 110 A benötigt und damit eine Grenze für 12-V-Bordnetze darstellt, ist das thermische Management von Motor und ECU von großer Bedeutung. Für den Fahrer äußert sich dies darin, wie lange er das System bei hoher Last benutzen kann bzw. wie lange es im Endanschlag gehalten werden kann, bis ein thermischer Schutzmodus aktiviert wird (kritische Zeit). Typischerweise werden die thermischen Randbedingungen wie die Umgebungstemperatur, die zulässige Höchsttemperatur und das Lenkmanöver, z. B. die Anzahl aufeinander folgender Parkierzyklen, in Spezifikationen festgelegt.

Mit Hilfe der Anordnung des Motors im Hydrauliköl, d. h. das Fluid wird zur Kühlung der Windungen sowie der ECU benutzt, kann die kritische Zeit erheblich verlängert werden. Die Wirkung geht dabei zurück auf die Verbesserung des konvektiven Wärmetransportes (ca. Faktor 100 (!) gegenüber

Luft) sowie die zusätzliche thermische Masse (Wärmekapazität des Öls). **Bild N-10** gibt für einen Parkzyklus die Zeitdauer bis zum Erreichen eines kritischen Temperaturzustandes in der Elektronik (z. B. $T_{\text{krit}} = 120^{\circ}\text{C}$) in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (= Starttemperatur) an. Bei einer Starttemperatur von 92°C wird die Anforderung (200 s Parkieren) gerade von einem trocken laufenden Motorpumpen-Aggregat erfüllt. Das nass laufende Konzept erreicht für diese Randbedingung etwa die 3-fache Zeitdauer. Der Messschrieb kann auch dahin gehend interpretiert werden, dass zur Erfüllung der Spezifikation das nass laufende Motorpumpen-Aggregat bei einer Umgebungstemperatur von $T = 105^{\circ}\text{C}$ eingesetzt werden kann.

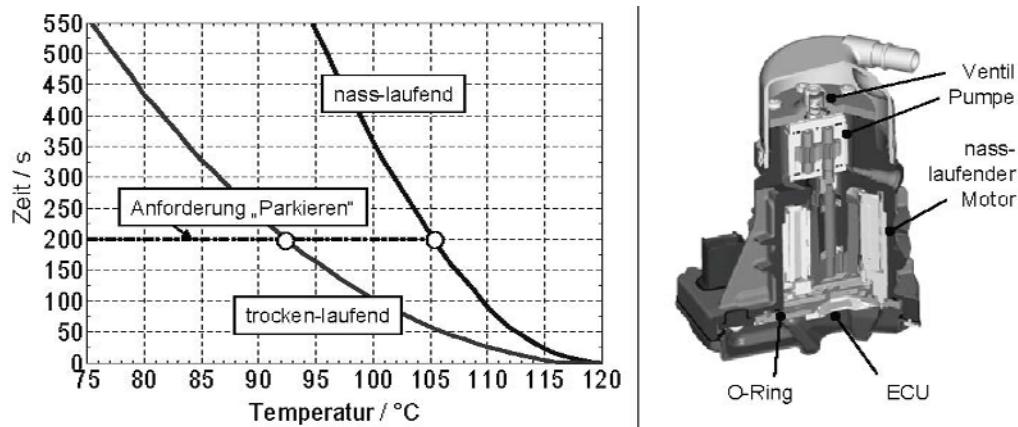


Bild N-10 Thermische Eigenschaft eines nass bzw. trocken laufenden MPA bei Vollast (Quelle: Fa. TRW)

3.1.3 Pumpe und Ventile

Die Pumpe wandelt die mechanische Antriebsleistung des Motors in eine hydraulische Ausgangsleistung des Motorpumpen-Aggregats. **Bild N-11** (links) zeigt die funktionalen Eigenschaften anhand der dazugehörigen Blockdiagramme für eine ideale verlustfreie Konfiguration. Als Eingangsgrößen der Pumpe wirken dabei die Drehzahl sowie der Druck, als Ausgangsgrößen der Pumpenvolumenstrom sowie das Pumpenantriebsmoment. Betrachtet man den Pumpenvolumenstrom so ist dieser proportional zur Drehzahl und zum geometrischen Fördervolumen [cm^3/U]. Bei der idealisierten Konfiguration ist keine Druckabhängigkeit gegeben. Zum Aufrechterhalten eines hydraulischen Druckes, der durch die Last bzw. die Kraft an der Zahnstange bestimmt wird, ist ein Drehmoment erforderlich, das von der Pumpengröße umgekehrt proportional abhängt. Bei vorgegebener Motor-Kennlinie lässt sich mittels der Pumpengröße (geometrisches Fördervolumen) die Kennlinie des Motorpumpen-Aggregats zu höheren Volumenströmen bzw. höheren Drücken gestalten, ohne die Maximalleistung zu verändern.

Bei realen Ausführungen kommt es aufgrund von internen Leckagen (Spaltverluste) zu einer Abweichung vom idealen Verhalten bezüglich des Volumenstroms. Dieses Verhalten wird durch den volumetrischen Wirkungsgrad beschrieben, der in der Regel von Drehzahl und Druck abhängt. Bezuglich des Drehmoments wird ein (geringer) Anteil zur Überwindung der Reibung in axialen und radialen Lagerstellen benötigt. Dies wird durch den so genannten hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad berücksichtigt. Für Motorpumpen-Aggregate werden insbesondere Außenzahnradpumpen eingesetzt, da diese sehr robust, preiswert und klein bauend sind (Ivantysyn 1993). Ferner lassen

sich durch spezielle Fertigungsverfahren sehr hohe Wirkungsgrade erzielen ($\eta_{vol} \approx 97\%$, $\eta_{hm} \approx 91\%$, $\rightarrow \eta_{ges} \approx 88\%$).

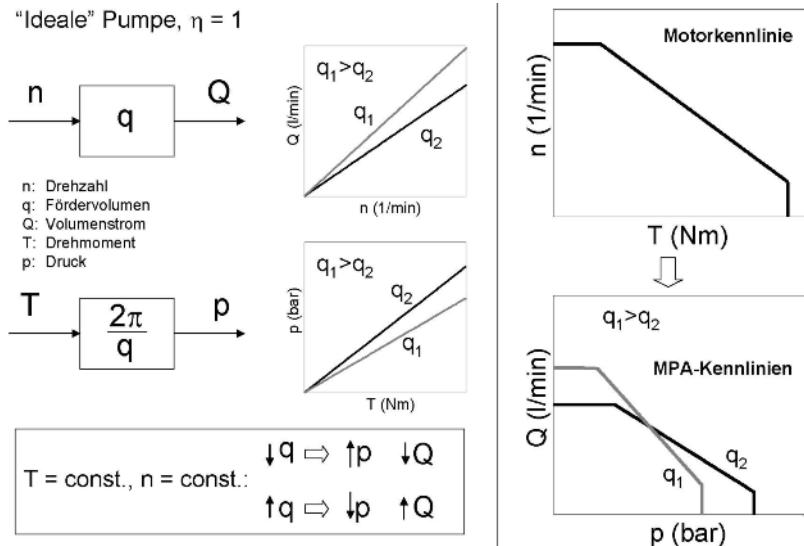


Bild N-11 Blockdiagramm MPA und Kennliniengestaltung

Bild N-12 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer Zahnradpumpe mit den wesentlichen Bauteilen:

- Pumpengehäuse
- Zahnradpaar (Grad- oder Schrägverzahnung)
- Dichtelemente (Formdichtungen oder Dichtplatten)
- Lagerbrillen (mit oder ohne Lagerbuchsen)
- Deckel

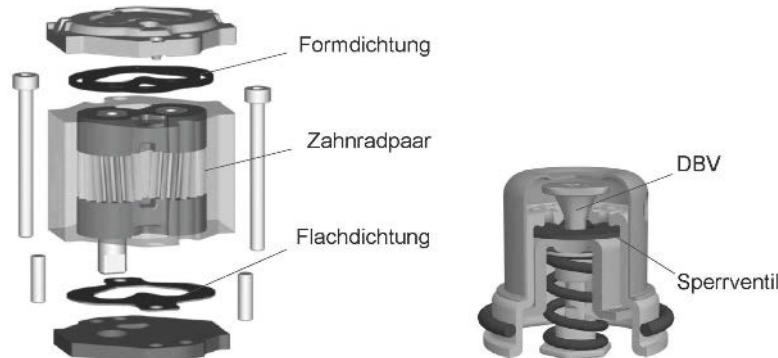


Bild N-12 Zahnradpumpe, kombiniertes Sperr-/Druckbegrenzungsventil (Quelle: Fa. TRW)

Das Zahnradpaar wird in den Lagerbrillen gelagert. Diese Einheit wird in das Gehäuse gesetzt und durch die Dichtelemente und Deckel auf beiden Seiten abgeschlossen. Aufgrund der über den Umfang zur Druckseite hin steigenden Druckbelastung resultiert eine radiale Lagerbelastung, die über die Gleitlager aufgenommen wird. Durch die spezielle Gestaltung der Formdichtung im Bereich der Deckel und der Lagerbrillen entstehen Flächen, die mit Betriebsdruck beaufschlagt werden. Dadurch wird eine so genannte Axialkompensation erreicht und ein Abdichten der stirnseitigen Zahnräderflächen sichergestellt.

Die Zahnlücken nehmen die Flüssigkeit über die Außenkontur von der Saug- zur Druckseite mit. Aufgrund der Kinematik des Zahneingriffes kommt es zu einer Ungleichförmigkeit des Volumenstroms (Pumpenpulsation), deren Auswirkung durch Sekundärmaßnahmen kompensiert wird. Dazu zählen der in das Motorpumpen-Aggregat-Gehäuse integrierte Resonator und die Verwendung von speziellen Hydraulikleitungen.

Der Maximaldruck des Druckbegrenzungsventils wird über den Federvorspannweg eingestellt. Das Sperrventil wird mit Hilfe eines Plattenventilkörpers dargestellt, **Bild N-12** rechts.

3.2 Hydraulisches Leitungssystem

Ebenso wie bei konventionellen hydraulischen Lenksystemen werden für elektrohydraulische Lenksysteme Hochdruck- und Niederdruckleitungen eingesetzt, die aus Schlauch- und Rohranteilen aufgebaut sind. Aufgrund der höheren Anforderungen an das Dämpfungsverhalten der Hochdruckleitung sind diese in elektrohydraulischen Lenkungen komplexer aufgebaut. Im Folgenden wird daher der Fokus auf die Hochdruckleitung gelegt.

3.2.1 Hauptanforderungen

Folgende Liste zeigt die Hauptanforderungen an eine Hochdruckleitung für eine elektrohydraulische Servolenkung:

- Hydraulische Verbindung zwischen Pumpe und Lenkgetriebe mit möglichst geringem Durchflusswiderstand
- Dämpfung der Pumpenpulsation, d. h. Reduzierung des Fluidschalls
- Dämpfung von Systemschwingungen
- Flexible mechanische Verbindung zwischen Motorpumpen-Aggregat und Lenkgetriebe (Reduzierung der Körperschallübertragung, Toleranzausgleich)

Die genannten Anforderungen sind für alle Leitungen in hydraulischen Lenkungen gültig, für die Dämpfung der Pumpenpulsation ist jedoch in der elektrohydraulischen Lenkung ein größerer Aufwand notwendig. Maßgebliche Ursache hierfür ist die variable Drehzahl des Elektromotors, die unabhängig von der Verbrennungsmotordrehzahl eingestellt wird. Die Drehzahl des Elektromotors steigt z. B. an, wenn im Stand parkiert wird, um ausreichend Volumenstrom zur Verfügung zu stellen. Für diesen Fall muss die Hochdruckleitung über einen weiteren Frequenzbereich die Pulsationen der Pumpe dämpfen. Eine konventionelle, vom Verbrennungsmotor angetriebene Pumpe würde in diesem Fall jedoch mit einer konstanten Drehzahl laufen und nur diskrete Frequenzen (Pumpenordnungen) wären zu dämpfen.

3.2.2 Aufbau und Dämpfungsprinzipien

Von außen betrachtet sind alle Hochdruckleitungen in Lenksystemen in ähnlicher Weise aufgebaut. Wechselweise sind Anteile von Rohr und Schlauch in Reihe verbunden. Impedanzsprünge an den Übergängen durch unterschiedliche Steifigkeiten von Schlauchwand und Rohrwand bewirken eine Reflexion der Flüssigkeitsswellen, **Bild N-13**. Die ständige Reflexion, verbunden mit der Absorptionswirkung der Schlauchwand, sorgt für eine Dämpfung der Druckwellen.

Trotz dieses Effektes gibt es immer charakteristische Eigenfrequenzen der einzelnen Abschnitte, die die Dämpfung reduzieren. Um eine breitbandige Dämpfung zu erzielen, werden Schlaucheinbauten eingesetzt, so genannte „Tuner“, um das Dämpfungsverhalten des Leitungssystems zu verbessern. Es gibt prinzipiell zwei Typen von Tunern. In dem ersten Fall handelt es sich um ein PTFE-Röhrchen und im zweiten Fall um eine Stahlspirale.

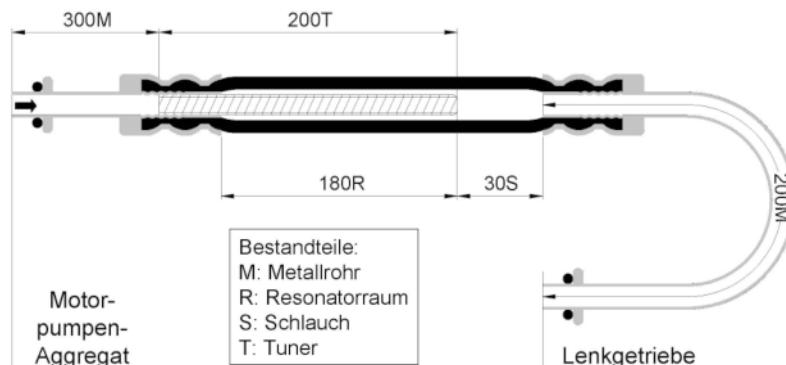


Bild N-13 Aufbau von Leitungssystemen – Impedanzsprünge, Tuner

3.2.3 Bestimmung des Dämpfungsverhalten

Das Dämpfungsverhalten des hydraulischen Leitungssystems kann unabhängig vom Fahrzeug analysiert werden, indem das Übertragungsverhalten experimentell bestimmt wird, **Bild N-14**. Damit kann der Versuchsaufwand auf Fahrzeugebene erheblich reduziert werden.

Das Übertragungsverhalten wird durch die Übertragungsmatrix T beschrieben. Die Matrix verknüpft die Vektoren aus Druck- und Volumenstrompulsation an zwei Punkten miteinander, z. B. Leitungsanfang und -ende. Sowohl die Druck- und Volumenstrompulsationen als auch die Matrixterme stellen komplexe Funktionen im Frequenzbereich dar. Die Übertragungsmatrix kann ermittelt werden, wenn Druck und Volumenstrom an beiden Punkten bekannt sind.

Während sich die Druckpulsationen direkt messen lassen, ist dies für Volumenstrompulsationen in den betrachteten Frequenzbereichen nicht möglich. Allerdings lässt sich aus den Drucksignalen an zwei oder mehr Punkten einer Leitung mit bekanntem Übertragungsverhalten auf die Volumenstrompulsation schließen. Daher wird das System zwischen zwei Referenzrohrleitungen geschaltet, **Bild N-14**.

Die Terme der gesuchten Matrix können dann als Funktion der bekannten Übertragungsmatrizen der Referenzrohre und der Übertragungsfunktionen der Druckpulsationen zwischen den Messpositionen 1 und 2 sowie 5 und 6 bestimmt werden.

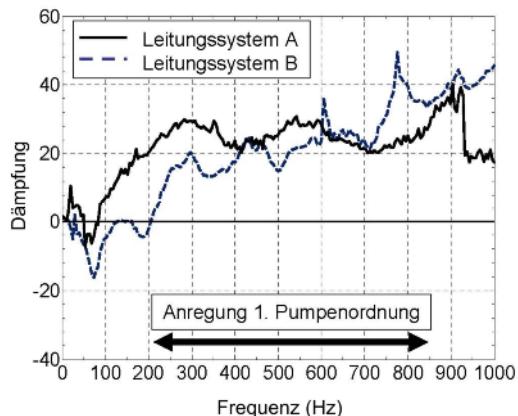
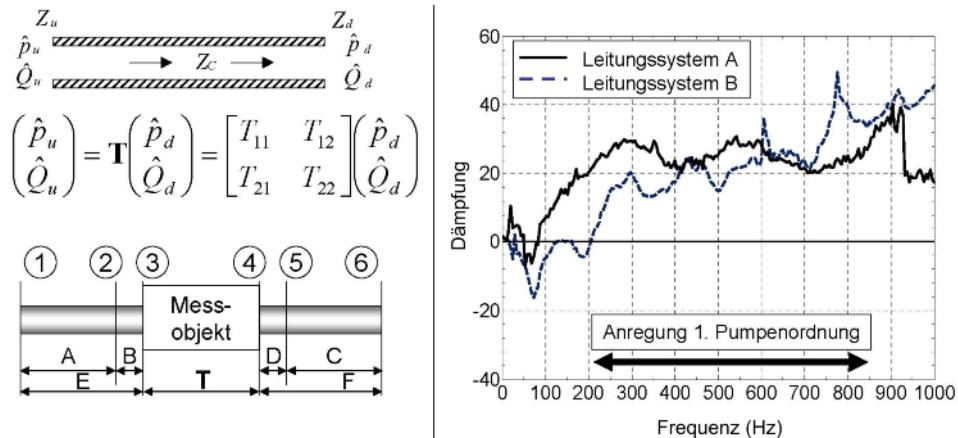


Bild N-14 Verifikation von Leitungssystemen – Übertragungsverhalten

Als geeignetes Maß für die Güte der Dämpfung hat sich in der Praxis das Element T_{11} bewährt. Es stellt das Verhältnis der Druckamplitude am Leitungseingang zur Druckamplitude am Leitungsausgang bei ideal geschlossenem Ende dar. Das Beispiel zeigt den Vergleich zweier Druckleitungssysteme. Der Pumpenfrequenzbereich ist ebenfalls angegeben. Leitung A weist eine deutlich höhere Dämpfung auf und wird damit im Fahrzeug eingesetzt.

3.2.4 Hydraulischer Widerstand

Die Druckverlustcharakteristik der Leitungssysteme ist nichtlinear. Der Druckverlust wächst mit zunehmendem Volumenstrom progressiv und damit steigt auch die passive Verlustleistung überproportional an, **Bild N-15**.

Damit der Stromverbrauch gering gehalten werden kann, ist ein Betrieb der Lenksysteme im Bereich bis etwa 2 l/min vorzusehen. Damit ist sichergestellt, dass bei elektrohydraulischen Lenksystemen

- die Verlustleistung des hydraulischen Leitungssystems klein ist (vgl. HPS-System),
- die Variation der Verlustleistung bei Verwendung verschiedener Leitungen äußerst gering ist (vgl. HPS-System).

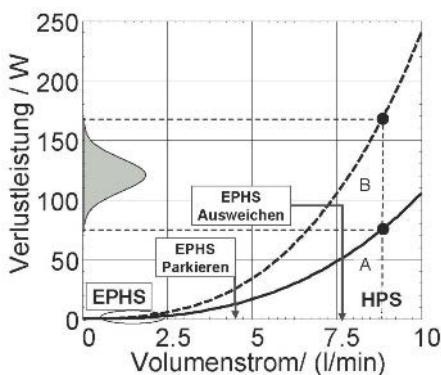


Bild N-15
Verifikation von Leitungssystemen – Druckverlust

Letzterer Aspekt ist insbesondere dahingehend wichtig, da es bei der Fahrzeugapplikation aufgrund der Bauraumbedingungen immer wieder andere technische Lösungen hinsichtlich der Leitungsverlegung und der akustischen Abstimmung geben muss.

3.3 Weitere Komponenten

3.3.1 Sensoren

Die Regelung des Volumenstroms (bzw. der Motorpumpen-Aggregat-Drehzahl) erfolgt mittels Vorgabe der Fahrzeug- und Lenkradwinkelgeschwindigkeit. Dazu werden typischerweise Sensoren verwendet, die bereits im Fahrzeug vorhanden sind, wie der Raddrehzahlsensor (ABS) oder der Lenkradwinkelsensor aus dem Stabilitätssystem (ESP).

3.3.2 Fluide

Für elektrohydraulische Lenksysteme werden dünnflüssige ATF-Öle verwendet, z. B. Pentosin CHF 11 S oder Total LDS H50126. Damit kann der Temperatureinsatzbereich bis zu -40°C erweitert werden. Typische Sauberkeitsanforderungen entsprechen ISO 4406 18/16.

3.3.3 Behälter und Halterungen

Behälter und Halterungen sind Komponenten, die einfach an die Applikation angepasst werden. Das Motorpumpen-Aggregat kann somit praktisch jede Raumlage einnehmen. **Bild N-16** stellt eine Übersicht verschiedener Serienanwendungen dar.

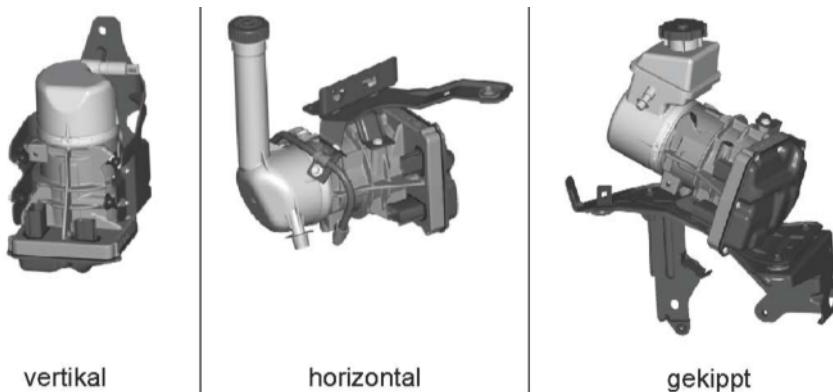


Bild N-16 Anpassung an die Fahrzeugumgebung – Halter und Behälter (Bublitz 2010)

Literatur zu Kapitel N

- BOSCH (2002): Autoelektrik – Autoelektronik, Systeme und Komponenten, ISBN 3-528-13872-6
- BUBLITZ, H. (2010): Die elektrohydraulische Servolenkung als Lenkungstechnologie für Daimler Hybridfahrzeuge, 19. Aachener Kolloquium
- HOFER, K. (1998): Regelung Elektrischer Antriebe: Innovation durch Intelligenz, VDE Verlag: Berlin 1998
- IVANTYSYN, J. und M. (1993): Hydrostatische Pumpen und Motoren, ISBN 3-8023-0497-7

O

Elektromechanische Lenksysteme (EPS)

1 Einleitung

Bei den Pkw-Lenkssystemen vollzieht sich in den letzten Jahren ein Wandel von hydraulischen Systemen zu rein elektrisch betriebenen Lenksystemen (Electric Power Steering EPS). Der Einsatz dieser Systeme war zunächst auf Kleinfahrzeuge beschränkt, da die Leistungsdichte der elektronischen Komponenten und die aus dem Bordnetz verfügbare Energie nicht ausreichte, um größere Fahrzeuge und damit höhere Lenkleistungen zu bedienen. Durch neue Technologien ist es möglich, die EPS heute flächendeckend in der Oberklasse einzusetzen. Dazu haben sich in den unterschiedlichen Fahrzeugklassen verschiedene EPS-Varianten am Markt etabliert (siehe Bild O-1). Diese Systeme werden im Kapitel O 2 detailliert beschrieben.

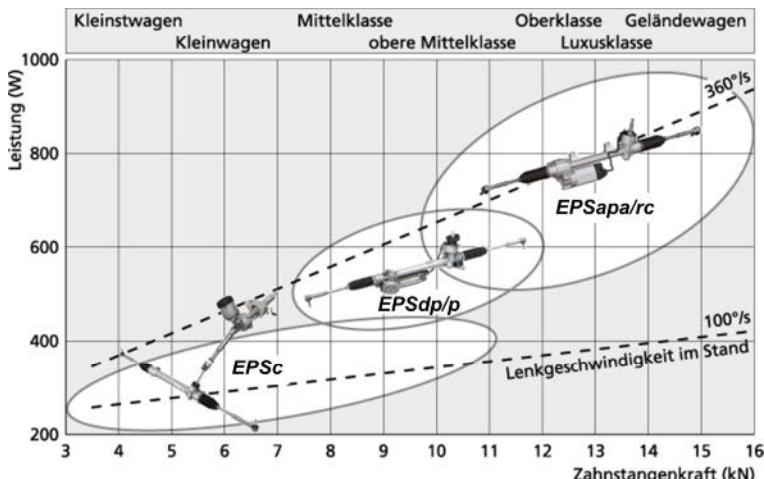


Bild O-1 Einsatzgebiete von Lenksystemen in verschiedenen Fahrzeug- und Leistungsklassen

Die elektrischen Servolenkungen haben im Vergleich zu hydraulischen Lenksystemen den Vorteil, dass sie bedarfsgerecht angesteuert werden können. Hierbei spricht man auch von Power-On-Demand-Systemen, es wird also nur Energie benötigt, wenn auch gelenkt wird. Daraus resultiert eine im Durchschnitt sehr geringe Energieaufnahme, was zu einem reduzierten Kraftstoffverbrauch und weniger CO₂-Emissionen führt. In Bild O-2 ist die Kraftstoff- und CO₂-Reduzierung für ein Mittelklassefahrzeug mit einem 2,0 Liter Benzinmotor angegeben. Wie zu erkennen ist, können Verbrauchseinsparungen von bis zu 0,8 Liter erreicht werden. Dabei sind die Einsparungen bei Verbrauch und CO₂-Emissionen im NEFZ als auch im endkundirelevanten Fahrbetrieb vergleichbar. Durch die hohen Anforderungen an Verbrauchs-/Emissionsreduzierung ist somit ein Einsatz der EPS in allen Fahrzeugklassen unabdingbar.

Ein weiterer Vorteil von elektrischen Lenksystemen sind zusätzliche Funktionalitäten, die den gestiegenen Anforderungen an Fahrzeugsicherheit, Fahrkomfort und Fahrerassistenz gerecht werden. Beispiele hierfür sind z. B. Einparkassistenten, bei denen über einen Lenkungseingriff das Fahrzeug

automatisch in eine Parklücke rangiert wird. Weiterhin seien auch Systeme wie das Lane Departure Warning genannt, das bei einem unbeabsichtigtem Verlassen der Fahrbahn den Fahrer über Momentenüberlagerung am Lenkrad warnt. Funktionen wie das erwähnte Lane Departure Warning leisten somit auch einen Beitrag zur Verbesserung der Verkehrssicherheit. Weitere Funktionen sind im Kapitel O 6 zu finden.

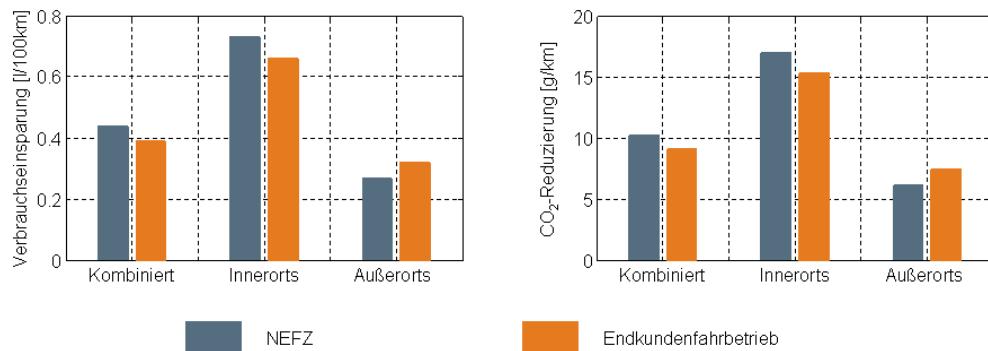


Bild O-2 Verbrauchsersparnis einer EPS im Vergleich zu einer konventionellen HPS. Die Ergebnisse des NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) und des Endkundenrelevanten Fahrbetriebs sind dabei vergleichbar. Basis der Messung war ein BMW 320i.

Um die EPS flächendeckend einsetzen zu können, sind auch im Rahmen der Entwicklung neue Herausforderungen für die Lenksystemhersteller entstanden. Bei der Entwicklung eines so komplexen mechatronischen Systems und den dabei geltenden Sicherheitsanforderungen sind viele neue Entwicklungsprozesse notwendig geworden, die bei den hydraulischen Lenksystemen bisher nicht notwendig waren. Besonders hervorzuheben sind hier z. B. die Sicherheitsnormen IEC 61508 und ISO 26262 (siehe Kapitel O 5).

Bei den elektrischen Lenksystemen ist es außerdem notwendig geworden, besonderes Augenmerk auf das akustische Verhalten des Systems im Fahrzeug zu legen. Durch die verwendeten Servomotoren und Getriebestufen emittiert die EPS Geräusche (Vibrationen), die bisher nicht vorhanden waren. Da diese durch den Fahrer nicht als störend wahrgenommen werden sollen, muss bei der Entwicklung jeder einzelnen Komponente und auch bei der Anbindung in das Fahrzeug, der akustische Pfad berücksichtigt werden. Hierzu werden bereits im frühen Stadium Simulationstools eingesetzt.



Bild O-3 Erforderliche Kompetenzen für die Entwicklung von elektrischen Lenksystemen

In **Bild O-3** sind die notwendigen Kompetenzfelder für die Entwicklung von elektrischen Lenksystemen aufgezeigt. Ein Zusammenspiel aller gezeigten Disziplinen ist unabdingbar, um ein hervorragendes Lenksystem zu entwickeln.

1.1 Analogiebetrachtung EPS zur HPS

In diesem Abschnitt sollen die wesentlichen Unterschiede bezüglich Aufbau und Funktion der hydraulischen und elektrischen Lenksysteme verglichen werden.

In **Bild O-4** erkennt man, dass die hydraulische Servolenkung über viele einzelne Komponenten (Pumpe, Schläuche, Lenkgetriebe usw.) verfügt, die in der Regel erst im Fahrzeug miteinander verbunden werden können. Ist dies erfolgt, muss das System im Anschluss noch hydraulisch gefüllt und auf Leckage überprüft werden.

Die elektrische Servolenkung hingegen wird als komplett fertige und geprüfte Einheit an den Fahrzeughersteller geliefert. Es muss nur die elektrische Verbindung zum Fahrzeug hergestellt werden, um die Lenkung in Betrieb zu nehmen.

Funktional unterscheiden sich beide Systeme bei der Erzeugung der Lenkunterstützung wie folgt:

- **Hydraulische Lenksysteme** erzeugen die Unterstützung über einen Hydraulikzylinder, der direkt mit der Zahnstange verbunden ist. Dieser wird von einer Hydraulikpumpe mit hydraulischer Energie versorgt. Die Ansteuerung des Zylinders erfolgt über ein Drehschieberventil (siehe Kapitel K 3).
- **Elektrische Lenksysteme** erzeugen die Lenkunterstützung mittels eines Elektromotors, dessen Kraft über ein Servogetriebe in die Zahnstange oder Lenksäule eingeleitet wird. Der Elektromotor wird aus dem Bordnetz des Fahrzeugs mit Strom versorgt. Die Ansteuerung des Motors erfolgt über eine Leistungselektronik, die meist im elektrischen Steuergerät der EPS integriert ist.

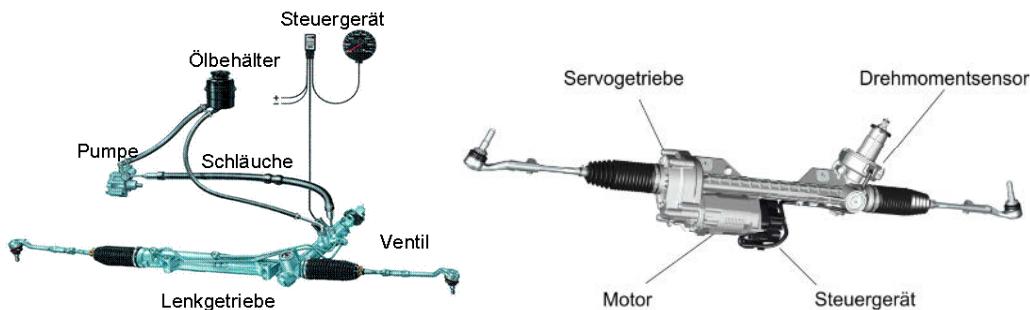


Bild O-4 Geringere Komplexität bei elektrischen Lenksystemen im Vergleich zu hydraulischen Lenksystemen. Elektrische Lenksysteme erfordern keine zusätzlichen Komponenten.

Entscheidend für beide Lenksysteme ist die Sensierung des Fahrwunsches, um damit die benötigte Lenkunterstützung bereitzustellen. Diese Sensierung erfolgt bei den Systemen wie folgt:

- Beim **hydraulischen Lenksystem** ist ein Drehschieberventil mit einem Drehstab verbunden. Diese Komponente ist im Lenkstrang zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe untergebracht. Wenn der Fahrer eine Lenkbewegung ausführt, verdreht sich der Drehstab und das Drehschieberventil öffnet sich in eine Richtung. Damit wird eine Seite des Hydraulikzylinders mit Druck beaufschlagt und es erfolgt eine Unterstützung. Die Stärke der Unterstützung wird hierbei über die Ventilkennlinie mechanisch festgelegt (siehe Kapitel K 10).

- **Elektrische Lenksysteme** verwenden eine Drehmomentsensorik, um den Fahrerwunsch zu erfassen. Diese funktioniert wie beim hydraulischen System mit einem Drehstab der beim Einleiten einer Lenkbewegung ausgelenkt wird (siehe Kapitel O 3.3). Die benötigte Servounterstützung wird nun auf Basis der gemessenen Drehstabverdrehung (Drehstabbmoment) im Steuergerät der EPS berechnet. Vorteilhaft hierbei ist, dass die Unterstützungskaracteristik durch Software nahezu beliebig verändert werden kann, ohne dass mechanische Änderungen notwendig sind.

2 Bauarten von EPS-Systemen

2.1 EPSc – Column

Die EPSc (**Bild O-5**) ist die am längsten in Serie befindliche EPS Variante und ging bereits 1988 in einem Suzuki Cervo das erste Mal in Serie (Stoll und Reimpell 1992). Sie wurde zunächst ausschließlich bei Kleinst- und Kleinwagen eingesetzt, bei denen die Zahnstangenkräfte und somit die Lenkleistung sehr gering ist. Mittlerweile findet die EPSc aber auch ihren Einsatz in Mittelklassefahrzeugen. Dies wurde durch die Verwendung von neuen Materialien im Bereich der Servogetriebe, Lenksäule und Lenkritzel ermöglicht, die eine Übertagung von größeren Momenten erlauben.



Bild O-5 Elektrische Servolenkung mit Servoeinheit in der Lenksäule (EPSc)

Bei der EPSc ist die Servoeinheit im Innenraum des Fahrzeugs untergebracht, was Vorteile bezüglich der Umweltanforderungen mit sich bringt. So braucht die Servoeinheit im Innenraum z. B. nicht wasserdicht sein. Auch gilt dort ein geringerer Temperaturbereich von $-40\text{--}85^\circ\text{C}$ während im Motorraum Anforderungen von $-40\text{--}125^\circ\text{C}$ gelten. Gerade die hohen Temperaturen stellen für die elektronischen Komponenten der Servoeinheit eine besondere Herausforderung dar. Nachteilig wiederum ist im Innenraum, dass die Servoeinheit sehr nah beim Fahrer platziert ist und dadurch akustisch eher wahrgenommen werden kann.

Das Servogetriebe einer EPSc wird als nicht selbsthemmendes Schneckengetriebe ausgeführt. Dabei ist an der Motorwelle des Elektromotors die Schnecke befestigt und das zugehörige Schneckenrad ist mit der Lenksäule verbunden. Es sind auch andere Getriebevarianten, z. B. als Riemengetriebe oder als Direktantrieb, bekannt. Diese haben aber bisher keinen nennenswerten Serieneinsatz.

Da die Kräfte der Servoeinheit über die Lenksäule, Lenkzwischenwelle und das Lenkritzel übertragen werden, ergeben sich hier limitierende Faktoren für die maximal erreichbaren Lenkkräfte. Um z. B. eine Längsverstellung bei Lenksäulen zu erreichen, werden in der Lenkwelle Gleitelemente benötigt, um diese Verstellung zu realisieren (siehe Kapitel J). Bei zunehmenden Momenten müssen diese Gleitelemente immer robuster und somit teurer ausgelegt werden. In der einfachsten Ausführung sind solche Gleitelemente einfache Kunststoffgleiter. Mit zunehmenden Übertragungsmomenten werden dann teure Metalllagerungen notwendig.

Eine besondere Herausforderung stellt die EPSc an das Crashverhalten, da sich die Servoeinheit in der oberen Lenksäule, also nah am Fahrer, befindet.

2.2 EPSp – Pinion

Bei der EPSp ist die Servoeinheit direkt am Lenkritzel der Lenkung platziert (**Bild O-6**).

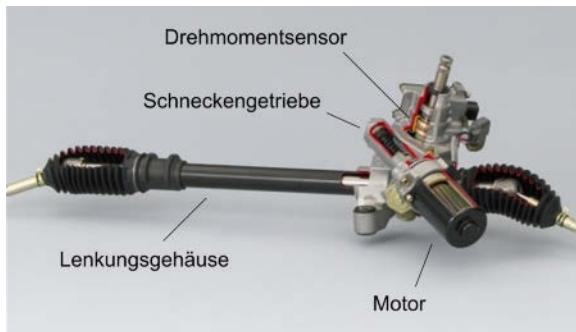


Bild O-6
EPSp der Firma NSK
(Quelle: Internet NSK Europe)

Das vom Elektromotor erzeugte Unterstützungsmoment wird mittels eines Schneckengetriebes direkt auf das Lenkritzel und die Zahnstange übertragen. Das System kann etwas höhere Lenkleistungen gegenüber einer EPSc erreichen, da die Kräfte nicht über die Lenksäule und die Lenkzwischenwelle übertragen werden müssen. Da sich die Servoeinheit (Motor und Steuergerät) bei der EPSp im Motorraum befindet, muss diese höhere Anforderungen bezüglich Temperatur, Dichtigkeit und Vibration als z. B. eine EPSc erfüllen. Diese erhöhten Anforderungen gelten auch für die Systeme EPSdp, EPSapa und EPSrc (Kapitel O 2.3 bis 2.5).

Die Packagemöglichkeiten dieses Systems sind eingeschränkt, da die Servoeinheit nur um die Achse des Lenkritzels gedreht werden kann. Hinzu kommt, dass sich die Servoeinheit im Bereich des Fahrerfußraums befindet. Es muss also sichergestellt werden, dass im Crashfall ein Eindringen der Servoeinheit in den Fußraum nicht möglich ist.

2.3 EPSdp – Dual Pinion

Bei der EPS Dual Pinion ist die Servoeinheit an einem zweiten Ritzel angebracht (**Bild O-7**). Diese Lenkung eignet sich besonders gut für Mittel- bzw. obere Mittelklassefahrzeuge. Der erste Serieneinsatz einer solchen Lenkung erfolgte auf der VW Golf Platform im Jahr 2002.

Der Einbau der Servoeinheit am zweiten Ritzel erlaubt es, die Sensor- und Antriebseinheit räumlich zu trennen. Dadurch, dass die Antriebsritzelübersetzung von der Lenkübersetzung unabhängig ist, wird eine leistungsoptimierte Auslegung möglich. Die Erhöhung der Systemleistung bewegt sich dabei in einer Größenordnung von 10 bis 15 % gegenüber einer EPSc oder EPSp.

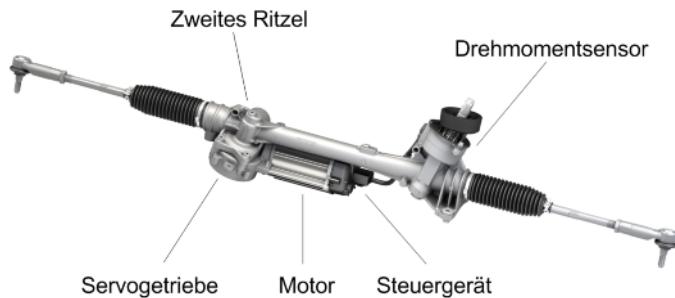


Bild O-7 EPSdp der Firma ZF Lenksysteme

Die Lage der Servoeinheit lässt sich individuell über ein entsprechend abgestimmtes Schneckengetriebe jeweils um 360° in radialer Richtung zur Zahnstangen- und Antriebsritzel-Achse positionieren (**Bild O-8**). Diese Eigenschaft ermöglicht eine Anpassung der Lenkung auch an sehr schwierige Einbauräume. Weiterhin kann durch die optimale Nutzung der Einbauräume eine sehr gute Crash-Sicherheit gewährleistet werden.

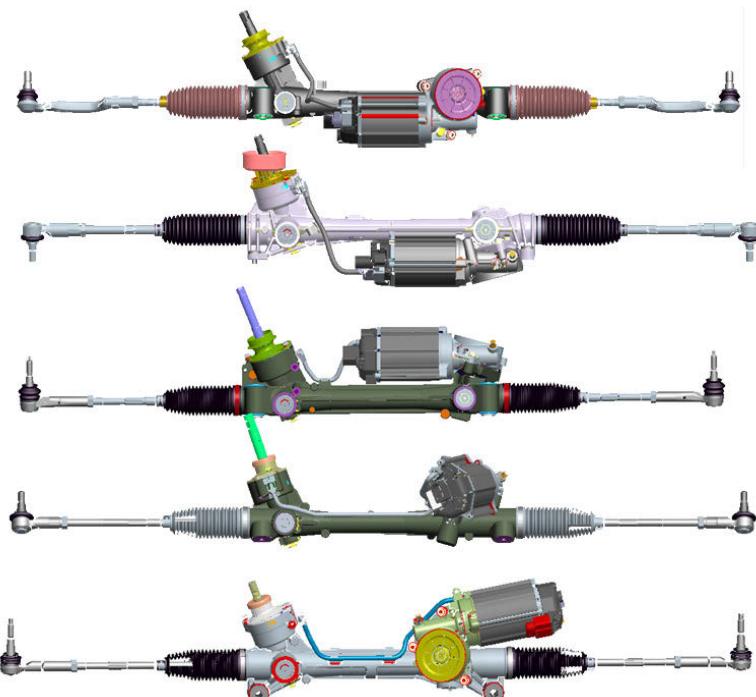


Bild O-8 Verschiedene Ausführungsbeispiele der EPSdp, die Servoeinheit kann sehr flexibel platziert werden. Somit lässt sich die Lenkung optimal an den vorhandenen Bauraum anpassen.

2.4 EPSSapa – Axle Parallel

Die EPSSapa (**Bild O-9**) mit achsparallelem Antrieb ist durch eine niedrige Systemreibung und einen hohen Wirkungsgrad gekennzeichnet. Der Einsatzbereich dieser Lenkung reicht vom dynamischen Sportwagen, über obere Mittelklassewagen, bis hin zu Hochlastfahrzeugen, wie z. B. Geländewagen und Transportern. Den ersten Serieneinsatz hatte die EPSSapa beim BMW 3er im Jahr 2007.

Bei diesem Lenkungstyp wird die vom Elektromotor erzeugte Servounterstützung mit einer Kombination aus Kugelgewindetrieb und Zahnriemengetriebe auf die Zahnstange übertragen. Dabei wandelt der Kugelgewindetrieb die rotatorische Bewegung des Motors in eine translatorische Bewegung der Zahnstange.

Dieser Getriebetyp erfordert, dass der Motor immer parallel zu Zahnstange angeordnet werden muss. Die Servoeinheit kann unter dieser Bedingung beliebig um die Zahnstange gedreht werden, woraus sich eine optimale Nutzung des Einbauraumes im Fahrzeug ergibt.

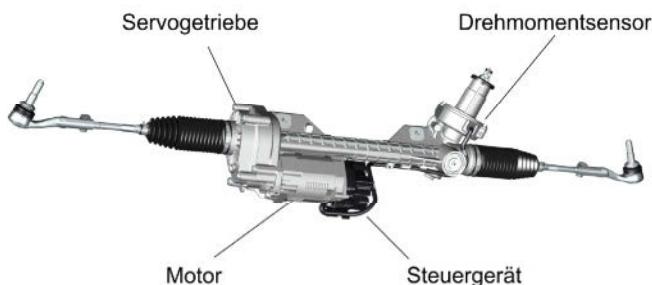


Bild O-9 EPSSapa-Lenkung der Firma ZF Lenksysteme

2.5 EPSSrc – Rack Concentric

Das Lenksystem vom Typ „Rack Concentric“ verwendet als Getriebe einen Kugelgewindetrieb, der die rotatorische Bewegung des Motors in eine translatorische Bewegung der Zahnstange umwandelt. Im Gegensatz zur EPSSapa wird dieser jedoch direkt von einem Elektromotor angetrieben. Somit fehlt diesem Lenksystem eine Getriebestufe gegenüber der EPSSapa (vgl. Kapitel O 2.4).

Bedingt durch den konzentrischen Aufbau wird ein spezieller Servomotor mit Hohlwellenrotor benötigt. Dies ist notwendig, da die Zahnstange der Lenkung durch den Motor geht.

Wie bereits erwähnt, greift der Motor direkt in den Kugelgewindetrieb ein und es fehlt eine Übersetzungsstufe. Da die Getriebübersetzung gegenüber EPSSapa reduziert ist, wird somit ein Elektromotor benötigt, der höhere Drehmomente abgeben kann. Dies kann nur durch eine größere Bauform des Motors erreicht werden, wenn die aus dem Bordnetz aufgenommen Ströme gleich bleiben sollen. Im Vergleich zu einer EPSSapa bedeutet dies, dass der Elektromotor einer EPSSrc bei gleicher Abgabeleistung ungefähr das doppelte Drehmoment abgeben muss.

Durch die konzentrische Anordnung ist die EPSSrc zwar sehr kompakt im Aufbau, dennoch hat die Bauform einen Nachteil. Bei allen bisher beschriebenen Lenksystemen ist es möglich, die Servoeinheit in einem gewissen Maß um die Lenkung anzuordnen, was beim Package Vorteile bringt. Bei der EPSSrc kann der Motor mit Kugelgewindetrieb nur in einem geringen Maß axial zur Zahnstange verschoben werden.

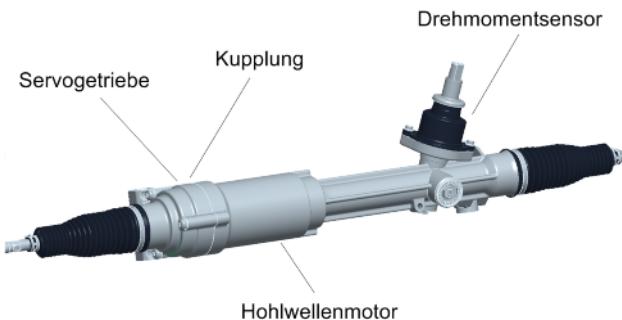


Bild O-10 EPSrc, der Hohlwellenmotor ist konzentrisch um die Zahnstange angeordnet.

3 Baugruppen der EPS

3.1 Servogetriebe

Das Servogetriebe stellt die Verbindung zwischen der Antriebseinheit, den Rädern und dem Fahrer dar und wirkt somit direkt im Leistungsfluss der EPS. Aufgrund von Schwingungs-, Reibungs- oder Trägheitseffekten ist deshalb die Berücksichtigung der Getriebekomponenten bei einer Beurteilung der statischen und dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems unabdingbar. In EPS-Anwendungen kommen je nach Systemvariante Kombinationen aus Schnecken-, Kugelgewinde-, Zahnrämen- und Ritzel-Zahnstangengetriebe (vgl. Kapitel K) zum Einsatz. Auf Grund der ausschließlich formschlüssigen Getriebeausführungen ist dabei jeder Position der Eingangsbewegung eine eindeutige Position der Ausgangsbewegung zugeordnet.

Funktion

Die Hauptfunktion des Servogetriebes ist die Übertragung des durch den Elektromotor bedarfsgerecht zur Verfügung gestellten Unterstützungsmoments auf die Zahnstange. Dabei wird die rotierende Bewegung des Servoantriebs in eine translatorische Bewegung der Zahnstange umgesetzt. Bei der Leistungsübertragung ergibt sich infolge der unterschiedlichen Charakteristik zwischen der erforderlichen Abgabeleistung sowie der zur Verfügung stehenden Antriebsleistung die Notwendigkeit, das Drehmoment- bzw. Drehzahlniveau durch das Servogetriebe anzupassen. Um die erforderlichen Zahnstangenkräfte zu erreichen und gleichzeitig den Anforderungen des Servoantriebs bezüglich Kosten, Bauraum oder Leistungsbedarf gerecht zu werden, müssen die Antriebsmomente durch eine Übersetzung ins Langsame verstärkt werden. Dabei lassen sich durch Kombination zweier Getriebestufen entsprechend große Übersetzungsverhältnisse realisieren.

Eine wesentliche Nebenfunktion des Servogetriebes ist die Änderung der Drehachse. Diese betrifft die räumliche Lage der An- und Abtriebsachsen und ist damit von entscheidender Bedeutung für die Bauraumanforderung und -gestaltung der EPS. Allgemein kann eine Unterteilung in Getriebe mit parallelen, sich schneidenden oder windschiefen Drehachsen erfolgen.

Eigenschaften der Leistungsübertragung

Im Hinblick auf die Leistungsübertragung werden die Getriebestufen der EPS weitestgehend durch deren Übersetzungsverhältnis sowie deren Wirkungsgrad bestimmt. Das Übersetzungsverhältnis i drückt dabei das Verhältnis von An- und Abtriebsdrehzahl n_{an} bzw. n_{ab} aus.

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}}$$

O.1

Die in einer Getriebestufe auftretenden Leistungsverluste P_V werden durch deren Wirkungsgrad η wiedergegeben. Dieser drückt Verhältnis von nutzbarer Leistung P_{ab} und zugeführter Leistung P_{zu} aus.

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = 1 - \frac{P_V}{P_{zu}} \quad 0.2$$

Technische Anforderungen

Im Folgenden sind die wichtigsten technischen Anforderungen an das Servogetriebe für EPS-Systeme aufgelistet:

- Hohe statische und dynamische Festigkeit
- Hohe Sicherheit gegen Selbsthemmung
- Hohe Belastbarkeit durch Betriebs- und Umgebungsbedingungen
- Wartungsfreiheit zur Gewährleistung der Funktionsfähigkeit über die gesamte Fahrzeulebensdauer
- Hoher Wirkungsgrad zur Einhaltung spezifizierter Grenzwerte bezüglich Auf- und Abgabeleistung der EPS
- Geringes Spiel zur Vermeidung eines unstetigen Lenkmomentenverlaufs beim Wechselenken oder bei dynamischen Zahnstangenkraftänderungen
- Hohe Steifigkeit und geringe Trägheitsmomente als Grundlage für ein optimales Lenkgefühl
- Geringes Gewicht unter Berücksichtigung der Festigkeitsanforderungen und Kostenziele
- Geringe Abstrahlung von Körper- und Luftschall zur Vermeidung störender Geräusche und Schwingungen

3.1.1 Schneckengetriebe

Schneckengetriebe gehören zur Gruppe der Schraubgetriebe. Die Achsen von Schnecke und Schneckenrad schneiden sich dabei nicht. Die Schnecke entspricht von der Form einem mehrgängigen Gewindebolzen, der bei einer Drehung durch seine Schraubenform das Schneckenrad treibt, **Bild O-11**. Charakteristisch für die Bewegungsübertragung ist dabei ein, im Vergleich zu Stirnrädern, hoher Gleitanteil, siehe auch Niemann und Winter (2004). Dadurch wird eine geräuscharme und gleichmäßige Bewegungsübertragung ermöglicht. Gleichzeitig werden durch die Gleitbewegung in Richtung der Kontaktlinie jedoch auch höhere Leistungsverluste erzeugt. Deshalb ist der Wirkungsgrad im Vergleich zu Stirnradgetrieben geringer.

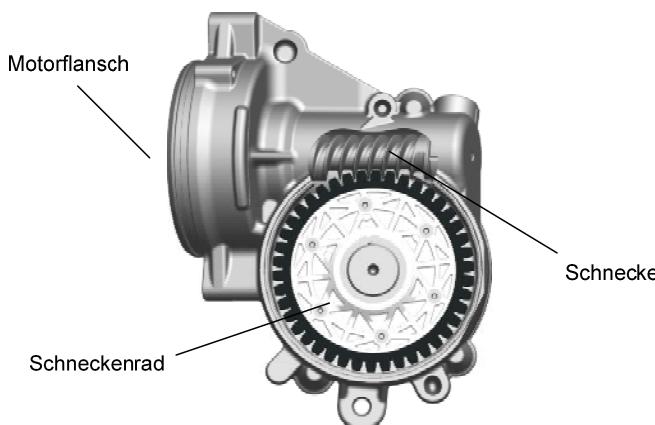


Bild O-11
Schneckengetriebe einer EPSdp.
Die variable Anordnung der
Schnecke am Umfang
des Schneckenrads bietet einen
zusätzlichen Freiheitsgrad zur
optimalen Nutzung
des Einbaumaums.

Schneckengetriebe werden im Fall der EPSdp zur Leistungsübertragung zwischen Elektromotor und Antriebsritzel verwendet. Auch bei der Lenksäulenvariante EPSc und der Ritzelvariante EPSp kommt ein Schneckengetriebe zur Leistungsübertragung zum Einsatz, um die Antriebsmomente des Elektromotors auf die Lenksäule zu übertragen. Dabei ermöglichen Schneckengetriebe große Übersetzungen in einer Stufe. Diese liegen bei EPS-Anwendungen im Bereich 15...30. Das Übersetzungsverhältnis entspricht dem Verhältnis der Zähnezahl des Schneckenrads zur Anzahl der Gewindegänge der Schnecke.

Um das Verzahnungslaufgeräusch gering zu halten und über die gesamte Lenkungslaufzeit einen geringen Zahnräderverschleiß zu ermöglichen, kommt meist ein Schneckenrad mit Kunststoffzahnkranz zum Einsatz, das mit einer gehärteten Stahlschnecke kämmt. Dieser Zahnkranz, der infolge der hohen Kräfte stark belastet ist, wird aus Hochleistungskunststoffen gefertigt. Zur Absicherung der dauerhaften Spielfreiheit im Zahneingriff kann die Schnecke über eine Schraubenfeder mit definierter Vorspannung an das Schneckenrad angelegt werden.

3.1.2 Kugelgewindetrieb

Kugelgewindetriebe setzen bei den Systemvarianten EPsap und EPsrc die Drehbewegung des Elektromotors in eine Längsbewegung der Zahnstange und umgekehrt um. Die Anwendung von Kugelgewindetrieben im Bereich der Lenkungstechnik geht zurück auf Kugelmutterlenkgetriebe. Wesentliche Komponenten des Kugelgewindetriebs (KGT) sind nach DIN 69051-1 (1989) die Kugelgewindespindel, die Kugeln als Wälzkörper sowie die Kugelgewindemutter inklusive des Rückführsystems und der Dichtungselemente, siehe Bild O-12.

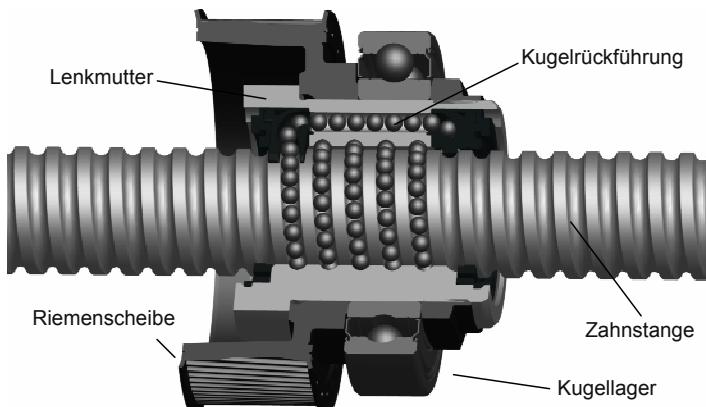


Bild O-12 Komponenten des Kugelgewindetriebs (EPsap). Dieser ermöglicht eine wirkungsgrad-optimierte Leistungsübertragung auch bei höchsten Lenkkräften.

Vorteile von Kugelgewindetrieben zur Umsetzung von Dreh- und Längsbewegung ergeben sich durch die hohe mechanische Belastbarkeit, die großen erzielbaren Übersetzungsverhältnisse sowie die hocheffiziente, verlustarme Energieübertragung. Dadurch lassen sich Wirkungsgrade von weit über 90 % erzielen.

Bei modernen EPS-Systemen ist die Kugelgewindespindel als Teil der Zahnstange ausgeführt. Die auch als Lenkmutter bezeichnete Kugelgewindemutter wird mittels eines Kugellagers gelagert. Dieses Lager nimmt die während des Betriebs auftretenden Radial- und Axialkräfte auf. Die Achsen von Lenkmutter und Zahnstange fallen dabei zusammen. Der Antrieb erfolgt entweder direkt (EPsrc) oder mittels Riemengetriebe (EPsap) durch den Elektromotor. Die Abstützung des An-

triebsmoments erfolgt über die Zahnstange im Bereich der Ritzelverzahnung. Um die dadurch hervorgerufene Belastung des Lenkritzels zu verringern, kann die Zahnstange in Y-Form profiliert werden.

Das Funktionsprinzip von Kugelgewindetrieben entspricht dem eines Keils, der eine Längsbewegung über eine schräge Ebene in eine Querbewegung und umgekehrt wandelt, siehe auch Steinhilper und Sauer (2006). Die schräge Ebene ist dabei in Form einer Schraubenlinie um die Zahnstange sowie im Inneren der Lenkmutter dargestellt. Zur Reduzierung der Reibung werden Kugeln als Wälzkörper zur Lastübertragung zwischen den Laufbahnen von Kugelgewindemutter und Kugelgewindespindel eingesetzt.

Die Steigung h gibt die Entfernung an, um die die Zahnstange bei einer Umdrehung der Kugelgewindemutter in axialer Richtung verschoben wird. Typische Werte für die Steigung von Kugelgewindetrieben bei Anwendung in modernen elektromechanischen Lenksystemen liegen im Bereich 5...10 mm. Aus der Steigung lässt sich direkt das Übersetzungsverhältnis des Kugelgewindetriebs berechnen, das sich auf:

$$i_{KGT} = \frac{2\pi}{h} \quad O.3$$

beläuft.

Die Auslegung und Funktionsabsicherung von Kugelgewindetrieben ist sehr anspruchsvoll. Neben klassischen Prüfstandsversuchen sowie Festigkeitsberechnungen mittels FEM-Analysen sind hierfür auch NVH-Untersuchungen, **Bild O-13**, notwendig.

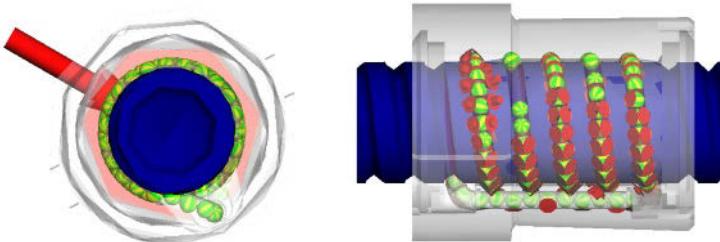


Bild O-13 Mehrkörpersimulation von Kugelgewindetrieben zur Ermittlung interner Bewegungsabläufe.
Die Simulationsergebnisse dienen einer frühzeitigen Funktionsabsicherung.

3.1.3 Zahnriemengetriebe

Zahnriemengetriebe übertragen im Fall der EPSSapa die Unterstützungsleistung des Elektromotors auf die Kugelgewindemutter. Die Motorwelle als Antriebswelle und die Kugelgewindemutter als Abtriebswelle sind dabei achsparallel angeordnet. Die Zahnriemengetriebe für EPS-Anwendungen bestehen aus dem Riemen und zwei Zahnscheiben, **Bild O-14**. Das Übersetzungsverhältnis entspricht dabei dem Verhältnis der Durchmesser von Abtriebsscheibe d_2 und Antriebsscheibe d_1 :

$$i_{Riemen} = \frac{d_2}{d_1} \quad O.4$$

Gängige Übersetzungsverhältnisse liegen in diesem Zusammenhang im Bereich 2–4.

Zahnriemengetriebe gehören zu den formgepaarten Zugmittelgetrieben. Auf Grund des durch die Verzahnung gebildeten Formschlusses zwischen Riemen und den An- bzw. Abtriebsscheiben, tritt während der Leistungsübertragung kein Schlupf auf. Gleichzeitig können die erforderlichen Vor-

spannkräfte im Vergleich zu anderen Zugmitteltrieben deutlich reduziert werden. Wegen des Gleichlaufs werden Zahnriemen auch als Synchronriemen bezeichnet.

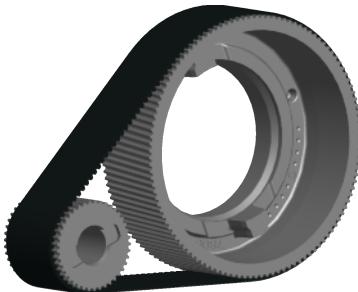


Bild O-14

Zahnriemengetriebe einer EPSapa. Der Einsatz von Hochleistungsprofilen und Schrägzverzahnung ermöglichen ein verbessertes Geräuschverhalten.

Die freien Riemenabschnitte zwischen den Zahnscheiben werden als Leer- und Lasttrum bezeichnet. Die im Lasttrum vorherrschende Riemenspannung wird bei Lastübertragung zwischen den Riemscheiben gegenüber der Riemenvorspannung erhöht. Gleichzeitig verringert sich die im Leertrum auftretende Riemenspannung um den selben Betrag. Um trotzdem einen problemlosen Einlauf des Riemens in die Verzahnung der Zahnscheibe zu ermöglichen, muss der Riemen deshalb immer durch eine gewisse Mindestspannung belastet sein. Eine korrekte Riemenvorspannung ist entscheidend für die Lebensdauer, das Geräuschverhalten und die Übertragungsqualität des Riemens. So kann bei zu geringer Riemenvorspannung durch verstärkte Riemenschwingungen eine erhöhte Geräuschenwicklung auftreten, siehe auch Nagel (2008).

Eine grundlegende Dimensionierung von Zahnriemengetrieben wird durch die Norm ISO 5295 (1987) festgelegt. Dabei kann in Abhängigkeit des verwendeten Riemenprofils, der erforderlichen Leistung und der geometrischen Verhältnisse des Getriebes die für eine sichere Übertragung der Drehmomente benötigte Riemenbreite überschlägig ermittelt werden. Detaillierte Auslegungen, die beispielsweise auch die Belastungsdauer berücksichtigen, müssen in enger Kooperation zwischen Riemen- und Lenksystemhersteller ermittelt werden. Der Einsatz von Hochleistungsprofilen ermöglicht dabei höchste Leistungsdichten, eine energieeffiziente Bewegungsübertragung und ein verbessertes Geräuschverhalten. Dieses kann durch eine Schrägzverzahnung nochmals deutlich optimiert werden. Der dadurch hervorgerufenen, verstärkten Ablaufneigung des Zahnriemens von der Zahnscheibe muss mittels Bordscheiben entgegengewirkt werden.

Die hohen, auftretenden Temperaturunterschiede im Bereich des Verbrennungsmotors und die dadurch hervorgerufene Belastung des Zahnriemens schränken mögliche Riemenwerkstoffe stark ein. Auf Grund des auftretenden Temperaturbereichs von -40° bis $+125^{\circ}\text{C}$ werden als Basiswerkstoff des Zahnriemens Gummi-Elastomere eingesetzt. Als Zugstrangwerkstoffe kommen Glasfasern zum Einsatz. Diese bieten neben höchster Zugfestigkeit gleichzeitig auch eine geringe Wärmeausdehnung. Als Werkstoff für die Zahnscheiben werden in heutigen EPS-Serienanwendungen meist Sintermaterialien eingesetzt.

3.2 Elektromotor

3.2.1 Übersicht/Vergleich/Arbeitsbereich

Durch den Elektromotor des elektromechanischen Lenksystems erfolgt die Bereitstellung der Lenkunterstützung, indem bedarfsgerecht die aus dem Bordnetz aufgenommene elektrische Energie in mechanische Energie umgewandelt wird. Über die Motorauswahl und -dimensionierung muss daher zum Einen für eine ausreichende Lenkunterstützung in allen Fahrsituationen gesorgt werden, ande-

rerseits ist der Elektromotor aufgrund der direkten mechanischen Verbindung zum Lenkrad mitentscheidend für das Lenkgefühl und damit die Wahrnehmung durch den Fahrer.

Klassifizierung¹

Elektromotoren können zunächst grundsätzlich nach der Bewegungsart in rotierende Maschinen und translatorische Maschinen bzw. Linearmotoren unterschieden werden. Für die Anwendung in elektrischen Lenksystemen werden aufgrund des einfachen Aufbaus, der hohen Leistungsdichte und der unkomplizierten Ansteuerung ausschließlich rotierende Maschinen eingesetzt. Diese bestehen grundsätzlich aus einem feststehendem Stator und einem Rotor, der konzentrisch zum Stator angeordnet und drehbar gelagert ist. Entsprechend des Anordnungsprinzips von Stator und Rotor kann weiter in Innen- und Außenläufermotoren unterschieden werden. Nach der betreibenden Stromart können Motoren in Gleichstrom-, Wechselstrom-, Drehstrom- und Impulsstrommotoren unterteilt werden. Die Drehstrommotoren, auch Drehfeldmotoren genannt, lassen sich bezüglich des Drehzahlverhaltens des Rotors zum Statormagnetfeld weiter in Asynchron- und Synchronmotoren differenzieren.

Leistungsklassen

Für die ersten EPS-Systeme wurden zunächst ausschließlich bürstenbehaftete Gleichstrommotoren mit Permanentmagneten eingesetzt. Diese können über eine sehr einfache Ansteuerung am Gleichspannungsnetz in Kraftfahrzeugen betrieben werden. Aufgrund der zunehmenden Leistungsanforderungen für mittlere und große Fahrzeugklassen und der rasanten Entwicklung auf dem Gebiet der Mikroprozessor- und Umrichtertechnik werden mittlerweile auch zunehmend bürstenlose Drehfeldmaschinen verwendet, die über einen Stromrichter und eine meist feldorientierte Ansteuerung betrieben werden.

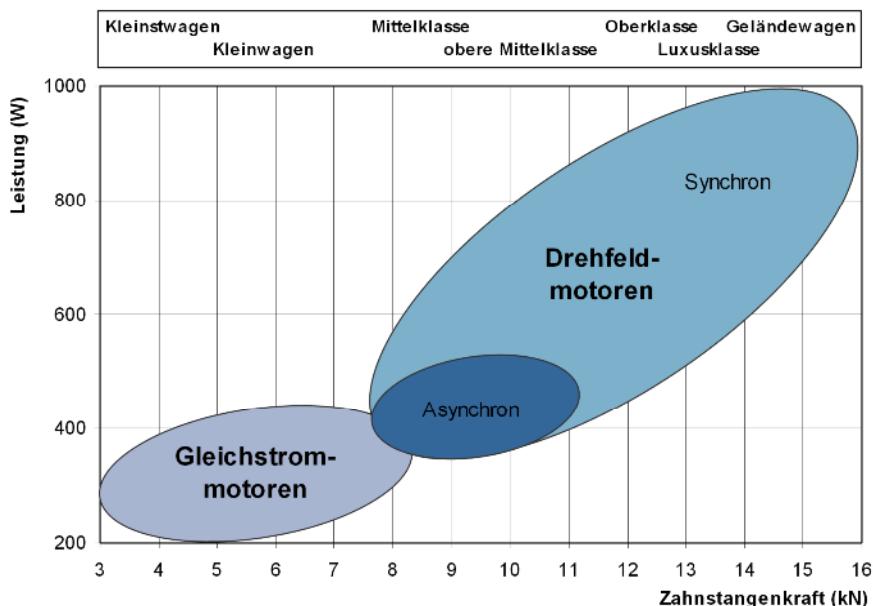


Bild O-15 Einsatzgebiet der verschiedenen Elektromotoren für elektromechanische Lenksysteme

1 Siehe auch Lindner et al. (1999), Fischer (2006), Stölting et al. (2006).

Arbeitsbereich

Bei der Motorauswahl muss berücksichtigt werden, dass ein Lenksystem nicht bei einem konstanten Nennarbeitspunkt, beispielsweise bei konstanter Drehzahl oder konstanten Drehmoment, betrieben wird (vgl. Kapitel O 4). Betrachtet man einen typischen Parkiervorgang, bei dem die Lenkkräfte sehr hoch sind, muss die maximale Unterstützungskraft bis zu einer definierten Lenkgeschwindigkeit zur Verfügung stehen. Beim Fahren reduzieren sich die Lenkkräfte deutlich, dafür werden aber höhere Lenkgeschwindigkeiten, z. B. bei Ausweichmanövern, benötigt.

Vereinfacht ausgedrückt lässt sich der benötigte Arbeitsbereich eines Elektromotors für elektrische Lenksysteme in einen Drehzahlbereich mit konstantem Drehmoment und einen Drehzahlbereich mit annähernd konstanter Abgabeleistung einteilen (**Bild O-16**). Unter Berücksichtigung einer begrenzten Versorgungsspannung und einer maximal erlaubten Stromaufnahme des Elektromotors sind in **Bild O-16** ebenfalls die typischen Motorkennlinien aktuell verwendeter EPS-Motoren exemplarisch dargestellt.

Ein Vergleich der Leistungsanforderungen mit den charakteristischen Motorkennlinien verdeutlicht den Vorteil der Drehfeldmaschinen für den Einsatz in EPS-Systemen aufgrund ihres erweiterten Drehzahlbereichs der durch Feldschwächung² ermöglicht wird. Die Feldschwächung erlaubt einen Betrieb des Motors oberhalb der Nenndrehzahl, ohne die Eingangsspannung bzw. Eingangsleistung des Antriebs vergrößern zu müssen. Die Verringerung des möglichen Motordrehmoments im Feldschwächbetrieb stellt für die Anwendung in elektrischen Servolenkungen keine Einschränkung dar, da die benötigten Lenkkräfte bei hohen Lenkgeschwindigkeiten deutlich abnehmen.

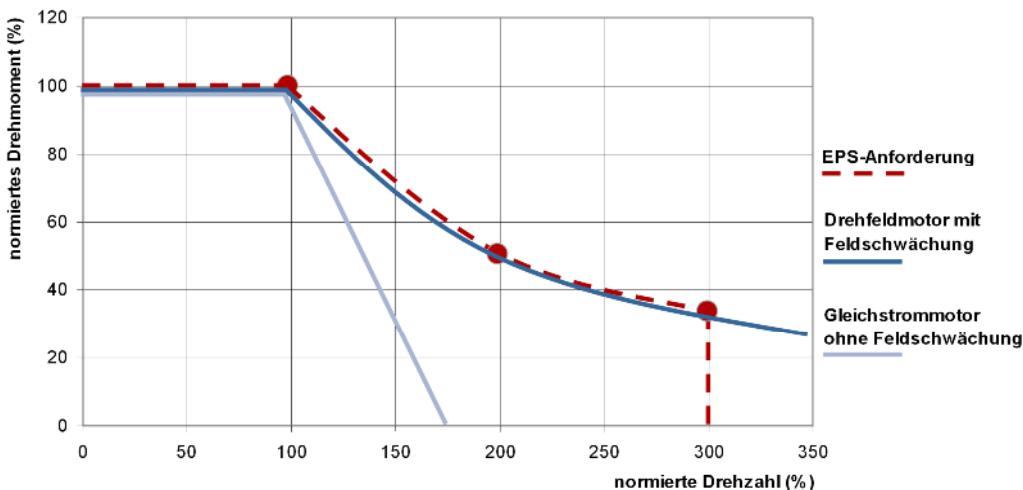


Bild O-16 Qualitative Darstellung der Leistungsanforderungen von elektromechanischen Lenksystemen an den Elektromotor sowie typische Motorkennlinien aktueller EPS-Motoren

Fremderregte Gleichstrommotoren, mit denen ebenfalls eine Feldschwächung möglich ist, werden aufgrund ihres komplexeren Aufbaus und der nach wie vor begrenzten Abgabeleistung für EPS-Systeme nicht eingesetzt.

2 Siehe auch Stölting et al. (2006).

Technische Anforderungen

Im Folgenden sind die wichtigsten technischen Anforderungen an einen Elektromotor für EPS-Systeme aufgelistet:

- Maximale Abgabeleistung zwischen 150 W und 1000 W in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse (**Bild O-15**) zur Abdeckung der Spitzeneleistung bei Parkiervorgängen und Ausweichmanövern
- Die maximale Abgabeleistung muss nur im Kurzzeitbetrieb zur Verfügung gestellt werden, da im realen Fahrbetrieb aufgrund der geringen Lenkkräfte und der seltenen Lenkvorgängen im Mittel keine nennenswerte Leistung benötigt wird
- Weiter Arbeitsbereich (M/n-Kennlinie) mit konstanter Abgabeleistung zur Erreichung der hohen Lenkkräfte beim Parkieren sowie der hohen Lenkgeschwindigkeiten bei Ausweichmanövern
- Sehr hohe Leistungsdichte bei gutem Wirkungsgrad, da der zur Verfügung stehende Bauraum klein und die Leistung aus dem Kfz-Bordnetz limitiert ist
- Sehr hohe Drehmomentqualität im Betrieb und geringes Rastmoment zur Erzielung einer stetigen gleichförmigen Lenkkraftunterstützung
- Sehr hohe Motordynamik als Grundlage für eine stabile Lenkungsregelung d. h. geringe elektrische Motorzeitkonstante und Massenträgheit
- Bei Einsatz eines permanentmagneterregten Motors: Spezielle Wicklungsverschaltung zur Verhinderung von unzulässig hohen Bremsmomenten, die durch Kurzschlüsse in der Motorwicklung entstehen können
- Hohe Laufruhe des Motors für ein gutes akustisches Verhalten der Lenkung
- Robuster Aufbau über die gesamte Betriebsdauer, da die Lenkung als wartungsfreies System über die Fahrzeugglebensdauer ausgelegt und kein Motortausch vorgesehen ist
- Geringe EMV-Störungen zur Gewährleistung eines zuverlässigen Betriebs aller elektrischen Fahrzeugsysteme, relevant speziell bei mechanisch kommutierten Motoren aufgrund des Bürttentfeuers
- Hohe Umgebungstemperaturen, je nach Einbauort zwischen +85 °C und +125 °C
- Hohe mechanische Festigkeit bezüglich Beschleunigungen und Vibrationen

3.2.2 Gleichstrommotor mit mechanischem Kommutator³

Bei mechanisch kommutierten Motoren (DC-Motor) dient der Stator zur Erzeugung eines richtungsfesten Magnetfeldes. Diese Magnetfelderzeugung kann entweder über Permanentmagnete oder über eine Feldwicklung (fremderregter Motor, Reihenschluss-, Nebenschluss-Motor) erfolgen. Der Rotor besteht aus einem Blechpaket mit Nuten, in denen die Rotorwicklung eingebracht ist. Die Stromzuführung erfolgt über ein Kommutator-Bürstensystem, das in Abhängigkeit der Stellung des Rotors zum Stator den Strom so einprägt, dass eine kontinuierliche Drehbewegung erfolgt. Somit kann ein mechanisch kommutierter Motor direkt mit einer Gleichspannung bzw. einem Gleichstrom betrieben werden.

Wie in Kapitel O 3.2.1 bereits beschrieben, spielen für EPS-Systeme permanentmagneterregte Motoren eine wesentliche Rolle. Diese können aufgrund der fehlenden Feldwicklung über eine sehr einfache Leistungselektronik über nur zwei Leitungen angesteuert werden. Nachteil ist der fehlende Feldschwächebereich des Motors, so dass zur Erreichung von hohen Drehzahlen der permanentmagneterregte Gleichstrommotor vergleichsweise groß baut. Da das Motordrehmoment direkt proportional zum eingeprägten Motorstrom ist, kann die für EPS-Systeme typische Drehmomentregelung mit minimalem Regelungsaufwand implementiert werden. Aufgrund der relativ schlechten

³ Siehe auch Stölting et al. (2006).

Entwärmung der Rotorwicklung und der erhöhten Massenträgheit des Rotors ist ein Einsatz auf Lenksysteme mit kleinen Leistungen begrenzt. Ebenfalls ist die mögliche Leistungsdichte von Gleichstrommotoren aufgrund der Verluste und des Bauraumbedarfs des Kommutators verglichen mit Drehfeldmaschinen geringer. Zusätzlich müssen ein hinreichend geringer Verschleiß des mechanischen Kommutator-Bürstensystems sowie die elektromagnetische Verträglichkeit (EMV) des Antriebs sichergestellt werden.

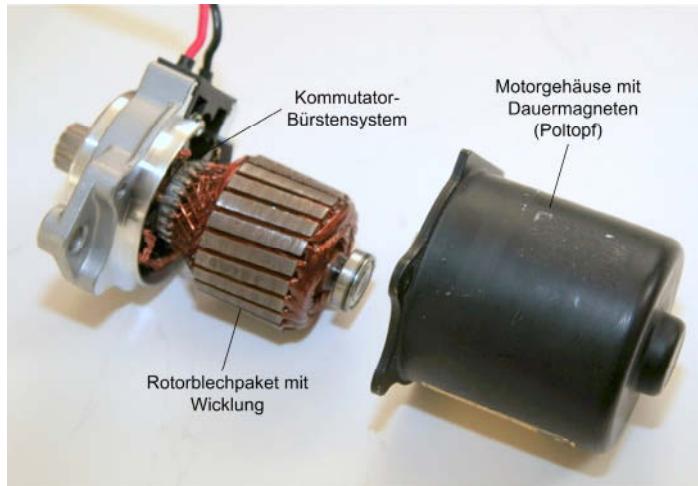


Bild O-17 Typischer EPS-Gleichstrommotor mit mechanischem Kommutator

Das Motorgehäuse wird üblicherweise aus einem einfachen Stahlblech als Tiefziehteil hergestellt und enthält ein Lager für die Motorwelle. Als Dauermagnete werden kostengünstige Hartferite eingesetzt, die nicht die Leistungsdichte von Seltenerd-Magneten wie Samarium-Cobald (SmCo) oder Neodym-Eisen-Bor (NdFeB) erreichen. Die Magnete werden in das Motorgehäuse geklebt oder geklemmt und durch einen zusätzlichen Blechmantel mechanisch gesichert. Das Motorgehäuse bildet zusammen mit den Magneten somit den Stator des Gleichstrommotors. Der Rotor besteht aus gestapelten und elektrisch isolierten Elektroblechen zur Reduktion der Eisenverluste infolge der Wirbelströme und Ummagnetisierung. Um eine möglichst geringe Drehmomentwelligkeit und kleine Rastmomente zu erreichen, wird die Wicklung auf möglichst viele Nuten eines geschränkten Rotorblechpaketes verteilt und mit entsprechend vielen Kommutatorlamellen verbunden. Der Kommutator wird in der Regel durch federgelagerte Kohlebürsten zu einem Kommutator-Bürstensystem komplettiert. Mit einem Deckel der das Bürstensystem trägt wird das Motorgehäuse axial geschlossen. Typische Gleichstrommotoren für EPS-Systeme sind als vierpolige Motoren mit zwei oder vier Kohlebürsten und 22 Kommutatorlamellen ausgeführt.

3.2.3 Asynchronmotor

Der Asynchronmotor (ASM) ist ein Drehstrommotor und zeichnet sich durch eine äußerst robuste Konstruktion, hohe Betriebssicherheit und hohe Überlastungsfähigkeit aus. Dies wird dadurch erreicht, dass der Rotor meist als Kurzschlussläufer ausgeführt ist und somit keine zusätzlichen Bauenteile wie Drahtwicklung oder Magnete enthält. Ein Kurzschlussläufer besteht aus Leiterstäben, die parallel zur Welle in einem Blechpacket angeordnet sind und stirnseitig durch Ringe kurzgeschlossen werden (Kurzschlusskäfig). Der Stator ist üblicherweise mit einer dreiphasigen Drehstromwicklung ausgestattet, über die ein rotierendes magnetisches Drehfeld erzeugt wird. Das Drehfeld führt

aufgrund von Induktion im Kurzschlusskäfig des Rotors zu Strömen, die nach der Lenzschen Regel so gerichtet sind, dass sie der Ursache entgegenwirken und somit ein Drehmoment auf die Rotorwelle resultiert.

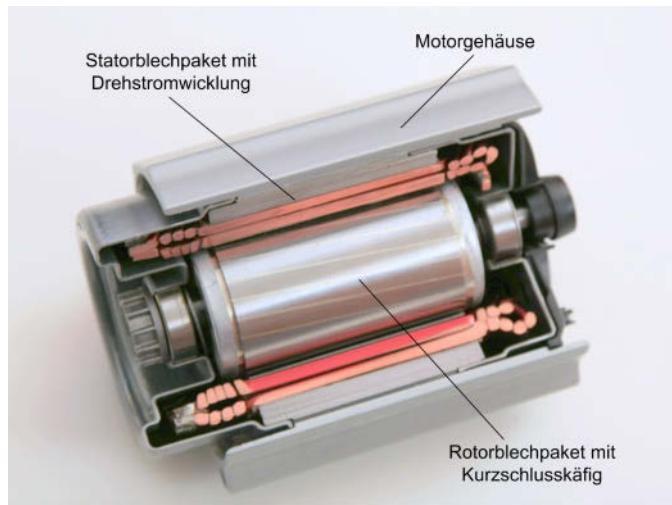


Bild O-18 Aufbau eines robusten Asynchronmotors

Aufgrund der notwendigen Entwärmung der Statorwicklung und gegebenenfalls des Steuergeräts (Anbau-ECU, vgl. Kapitel O 3.4.1) ist das Gehäuse des oben gezeigten Asynchronmotors als massives Gussgehäuse ausgeführt. Im Gehäuse wird das Blechpaket mit der Statorwicklung aufgenommen. Die Drehstromwicklung ist für eine besonders robuste Motorkonstruktion mit massiven Kupferdrähten ausgeführt und als verteilte Wicklung über den Umfang des Motors angeordnet. Der Rotor besteht zur Reduzierung der Wirbelstromverluste ebenfalls aus einem Blechpaket, in dessen Nuten Aluminium eingegossen wird, das den Kurzschlusskäfig bildet. Bei der Motorkonstruktion muss der Luftspalt zwischen Stator und Rotor möglichst klein gehalten werden, um einen geringen Magnetisierungsstrombedarf und damit hohen Wirkungsgrad zu erzielen. Dies führt oftmals zu engen Fertigungs- und Montagetoleranzen.

Bei Asynchronmaschinen mit Kurzschlussläufern ist aufgrund der fehlenden magnetischen Erregung ohne Statormagnetfeld kein generatorischer Betrieb möglich. Für EPS-Systeme müssen somit keine zusätzlichen Sicherheitsmaßnahmen zur Abschaltung der Motorströme vorgesehen werden. Hierdurch wird das Sicherheitskonzept wesentlich vereinfacht. Ebenfalls zeichnet sich der Motor aufgrund des magnetlosen Aufbaus durch geringe Drehmomentschwankungen und damit einer hohen Laufruhe aus. Verglichen mit mechanisch kommutierten Gleichstrommotoren, können Asynchronmotoren mit größeren Strömen und somit größeren Leistungen betrieben werden und weisen eine höhere Leistungsdichte auf. Im Gegensatz zu Gleichstrommotoren mit Permanentmagneten können Asynchronmotoren mit Feldschwächung betrieben werden.

3.2.4 Synchronmotor

Synchronmotoren gehören wie Asynchronmotoren zur Gruppe der Drehfeldmaschinen und werden mit einer sinusförmig bestromten, meist dreiphasigen Drehstromwicklung betrieben. Der Rotor besteht aus geschichtetem Elektroblech und dient zur Erzeugung eines statorstromunabhängigen Magnetfeldes. Bei EPS-Motoren wird dies ausschließlich über Dauermagnete realisiert (permanent-

magneterregter Synchronmotor/PMSM). Durch dieses permanente und damit nicht auf Induktion basierte Rotormagnetfeld dreht sich der Rotor synchron zum angelegten Statordrehfeld, daher der Name Synchronmotor.

In der Literatur wird weiter der Begriff des bürstenlosen Gleichstrommotors (brushless dc motor/BLDC) oder elektronisch kommutierten Motors (electronically commutated motor/EC) verwendet. Bei diesem Motor handelt es sich um einen anstelle von sinusförmigen Strömen mit blockförmigen Strömen betriebenen Motors. Zusammen mit integrierter Leistungselektronik und -sensorik wird dieser beispielsweise als selbstgeführter Motor in Stellantrieben im Automobilbereich eingesetzt und kann dann direkt mit einer Gleichspannung bzw. einem Gleichstrom betrieben werden. Aufgrund der in der Praxis nicht möglichen idealen rechteckförmigen Stromeinprägung und der dafür erforderlichen Magnetflussdichteverteilung weisen diese Motoren eine relativ hohe Drehmomentwelligkeit auf. Daher werden für aktuelle elektrische Servolenkungen ausschließlich permanentmagneterregte Synchronmotoren (PMSM) mit sinusförmiger Stromeinprägung verwendet.

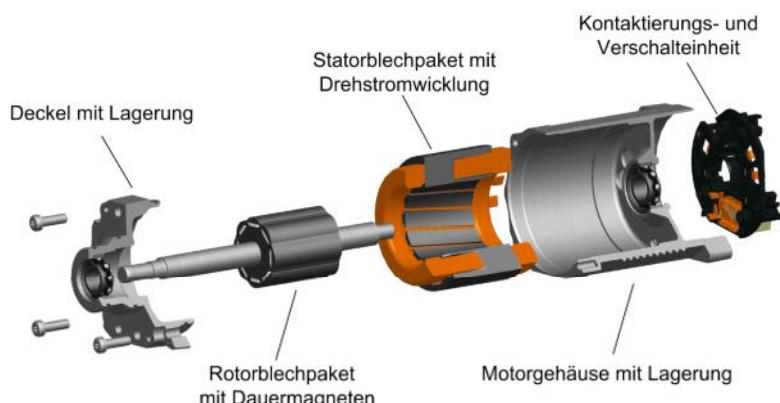


Bild O-19 Aufbau eines permanentmagneterregten Synchronmotors
(Explosionszeichnung, teilweise geschnitten)

Der Statoraufbau eines Synchronmotors ist grundsätzlich identisch zur Asynchronmaschine. Für EPS-Systeme wird anstelle einer verteilten Wicklung bevorzugt eine konzentrierte Einzelzahnbewicklung verwendet. Aufgrund der räumlichen Trennung unterschiedlicher Wicklungsstränge und entsprechender Verschaltung dieser können so Kurzschlüsse verhindert und damit mögliche Bremsmomente im generatorischen Betrieb reduziert werden. Je nach Leistungsklasse und Fahrzeugverhalten können zusätzliche Maßnahmen zur Abschaltung der Motorströme im Fehlerfall wie Phasen- oder Sternpunkttauf trennung erforderlich werden.

Zur Vermeidung von Leistungsverlusten und Drehmomentstörungen aufgrund von Kreisströmen innerhalb der Motorwicklungen werden Synchronmotoren bevorzugt in Sternschaltung verschaltet. Die Wicklungsstränge werden in die verschiedenen Statornuten aufgeteilt. Die Statornuten definieren zusammen mit der Anzahl der Rotorpole die Motortopologie. Für elektrische Servolenkungen werden häufig 6-, 8- und 10-polige Motoren mit 9 bis 12 Statornuten eingesetzt.

Als Magnetmaterial für den Rotor werden hochenergetische Seltenerd-Magnete aus Neodym-Eisen-Bor (NeFeB) eingesetzt. Diese werden in einer besonders robusten Ausführungsform als Blockmagnete in einzelne Taschen des Blechpaketes eingesetzt (eingebettete Magnete) oder auf der Oberfläche des Rotorblechpaketes als Ring- oder Segmentmagnete angeordnet. Bei Motoren mit Oberflächemagneten wird ein Absplittern der spröden Magnete durch eine zusätzliche Hülse über dem Rotor verhindert.

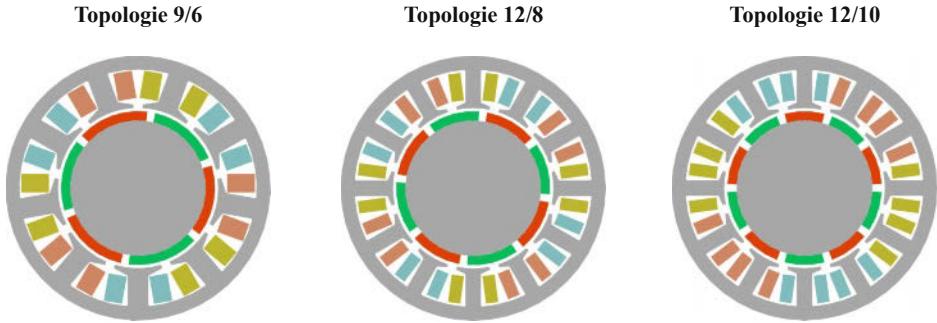
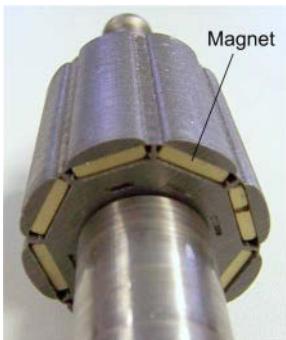


Bild O-20 Motortopologien von permanentmagneterregten Synchronmotoren

Da das Motordrehmoment einer Synchronmaschine von der Stärke des Stator- und Rotormagnetfeldes und deren eingeschlossenem Winkel abhängt, eignet sich die Maschine sehr gut zur feldorientierten Motoransteuerung. Hiermit kann diese Maschine sehr präzise und hochdynamisch betrieben werden. Moderne Synchronmotoren können bei entsprechend magnetischer Dimensionierung in Feldschwächung und damit oberhalb der Nenndrehzahl betrieben werden und bieten dann die für Lenkungsanwendungen charakteristische konstante Abgabeleistung über einen sehr weiten Drehzahlbereich (Kapitel O 3.2.1).

Rotor mit eingebettete Magneten



Rotor mit Oberflächenmagneten



Bild O-21 Rotorausführungen von permanentmagneterregten Synchronmotoren

Verglichen mit der Asynchronmaschine zeichnet sich die permanentmagneterregte Synchronmaschine durch eine höhere Leistungsdichte bei besserem Wirkungsgrad aus. Hauptverlustquelle sind die ohmschen Statorverluste, welche gut über das Statorblechpaket und das Motorgehäuse abgeführt werden können. Die Synchronmaschine weist ein üblicherweise geringeres Rototrägheitsmoment, verglichen mit Gleichstrom- und Asynchronmotoren, auf. Durch eine Schrägung des Rotors oder Stators ist es möglich, das Nutrastmoment (cogging torque) auf ein für EPS-Systeme akzeptables Maß zu reduzieren.

3.2.5 Position-/Drehzahlsensorik

Bei Einsatz eines Gleichstrommotors mit mechanischem Kommutator wird für die Motoransteuerung keine Positions- oder Drehzahlsensorik benötigt, da die Bestromung der einzelnen Motorwicklungen über den Kommutator erfolgt.

Für Drehfeldmaschinen ist die feldorientierte Ansteuerung weit verbreitet, die einen hochdynamischen Motorbetrieb in einem weiten Drehzahlbereich erlaubt. Diese benötigt zur lagerichtigen Einprägung der Statorströme und damit des Statormagnetfeldes zusätzliche Sensorik. Für die feldorientierte Ansteuerung der Asynchronmaschine ist die Rotordrehzahl und für die Synchronmaschine der Rotorwinkel erforderlich.

Technische Anforderungen

- Wartungs- und verschleißfrei, deshalb berührungsloses Messprinzip
- Hohe Auflösung und Genauigkeit
- Hoher Temperaturbereich von -40°C bis $+85^{\circ}\text{C}$ (Innenraum) bzw. -40°C bis $+125^{\circ}\text{C}$ (Motorraum)
- Hohe Betriebs-/Lebensdauer
- Hohe Zuverlässigkeit/Verfügbarkeit, daher meistens redundante Elektronik zur Diagnostizierbarkeit
- Geringe Abmessungen, einfacher Aufbau und Montage
- Robustes Messprinzip bezüglich Verschmutzung, Vibrationen, EMV

Als Positions- bzw. Drehzahlsensoren für Drehfeldmaschinen bei EPS-Systemen haben sich zwei unterschiedliche Sensorkonzepte etabliert.

Resolver

Ein Resolver besteht grundsätzlich aus einer Erregerwicklung und üblicherweise zwei Empfängerwicklungen und ermöglicht die Winkelmessung einer drehbaren Welle. Erreger- und Empfängerspule sind hierfür über eine drehbare Anordnung miteinander magnetisch gekoppelt. Das Messprinzip basiert auf dem Induktionsgesetz und arbeitet folglich mit Wechselspannungen bzw. -strömen für Erregung und Auswertung. Beim klassischen Resolver ist die Erregerwicklung rotatorisch angeordnet und wird über Bürsten und Schleifringe mit Spannung versorgt. Die Empfängerspulen sind um 90° versetzt gehäusefest angeordnet.

Bei modernen Resolvoren in Lenkungsanwendungen sind sowohl die Erregerwicklung als auch die Empfängerwicklungen auf dem Stator angeordnet. Dies ermöglicht eine berührungslose Winkelmessung, ohne dass elektrische Signale der Resolverwelle zugeführt werden müssen. Die über den Drehwinkel veränderliche magnetische Kopplung wird durch eine speziell geformte weichmagnetische Rotorstruktur erzeugt (Reluktanz Resolver).

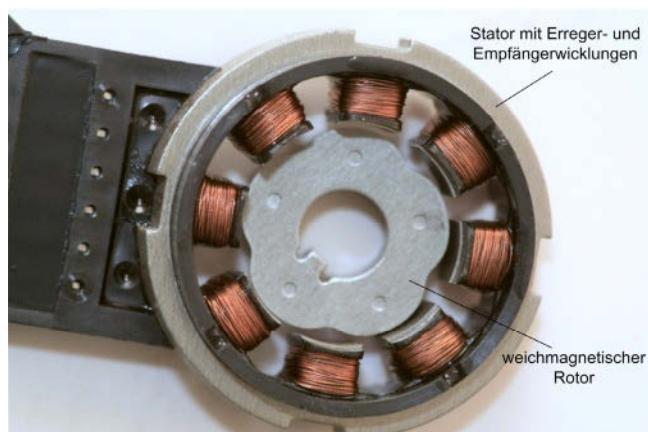


Bild O-22 Aufbau eines Reluktanz-Resolvers für EPS-Systeme

Beim Resolver kann, verglichen mit magnetischen Messprinzipien, der absolute Messbereich durch eine geeignete Stator- und Rotorausführung angepasst werden. Somit kann die Sensorik auf die Polzahl der verwendeten Motoren zugeschnitten werden und damit die Winkelauflösung als Eingangssignal der feldorientierten Regelung erhöht werden. Aufgrund des induktiven Messprinzips sind Resolver störunanfällig bezüglich stationärer Fremdmagnetfelder. Sie sind geeignet zur Signalübertragung über mittlere Distanzen (Wegbau-Steuergerät) und benötigen kein Magnetmaterial. In einer günstigen Ausführungsform wird der Rotor als Blechpaket direkt auf die Motorwelle aufgepresst. Nachteil ist die verhältnismäßig aufwendige Elektronik und Signalauswertung, da das trägeffrequenzbasierte Verfahren eine spezielle Demodulation benötigt. Aufgrund des relativ komplexen Aufbaus mit Statorträger, drahtgewickelten Spulen und Rotorblechpaket benötigen Resolver einen relativ großen Bauraum und sind oftmals teurer verglichen mit magnetischen Messprinzipien.

Magnetische Winkelsensoren

Das Grundprinzip eines magnetischen Sensors basiert auf einem Dauermagneten, der ein stationäres magnetisches Feld erzeugt. Dieses Magnetfeld durchsetzt ein oder mehrere magnetfeldabhängige Bauteile. Für Winkelsensoren wird hierzu ein so genannter Gebermagnet auf die zu messende Welle, beispielsweise der Motorwelle, bestückt und die Magnetfeldsensoren axial oder radial zu diesem angeordnet.

Für EPS-Systeme werden aktuell zwei verschiedene Konzepte eingesetzt. Bei der Messung am Wellenende wird meist eine zweipolare Magnettabellette verwendet, wohingegen für die Umfangsmessung ein Magnetring benötigt wird.

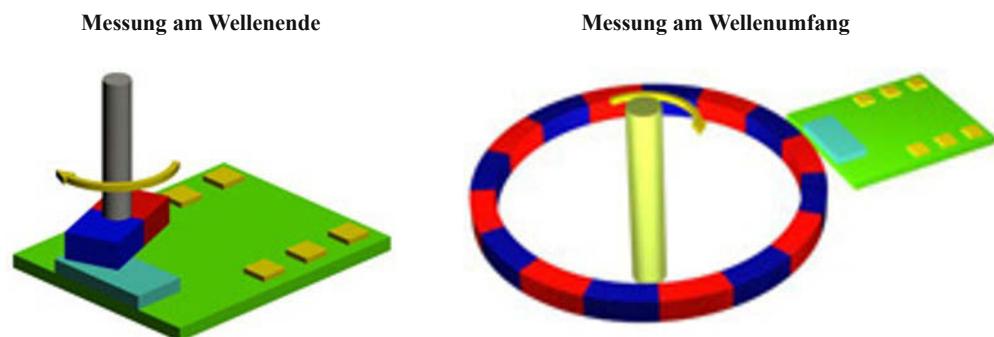


Bild O-23 Messanordnungen magnetischer Sensoren für Positions-/Drehzahlmessung
(Quelle: Internet Sensitec)

Am Wellenende wird bevorzugt gemessen, wenn das Steuergerät axial zum Motor angeordnet ist (vgl. Kapitel O 3.4.1). Vorteil dieser Anordnung ist das kompakte Package, da die Auswertesensorik direkt in das EPS-Steuergerät integriert werden kann. Somit werden keine weiteren Bauteile wie Sensorgehäuse oder Anschlüsse zur elektrischen Kontaktierung benötigt.

Die Auswertung des Gebermagnetfeldes erfolgt über Hall- oder magnetoresistive Sensoren. Aus Anwendungssicht ist das wichtigste Unterscheidungsmerkmal die physikalische Größe, welche aufgrund des Messprinzips erfasst wird.

Der Hall-Sensor basiert auf einer magnetischen Flussdichtemessung, d. h. die Intensität des Magnetfeldes wird sensiert. Hingegen wird bei magnetoresistiven Sensoren (MR-Sensoren)⁴ der Magnet-

4 Siehe auch Zabler et al. (2001).

feldverlauf, d. h. die Ausrichtung der magnetischen Feldlinien gemessen. Diese Richtungsabhängigkeit des Gebermagnetfeldes macht die MR-Sensoren oftmals zur favorisierten Lösung, da die Messgenauigkeit unabhängig von der absoluten Magnetfeldstärke und somit unabhängig von zahlreichen Einflussgrößen wie Temperatur, Alterung und mechanischen Toleranzen ist.

Nachteilig bei den weit verbreiteten anisotropen magnetoresistiven Winkelsensoren (AMR) ist der eindeutige Messbereich von 180° , da nur die Magnetfeldlage, nicht aber die Orientierung, d. h. Polarität des Feldes gemessen werden kann. Hall-Sensoren erlauben einen eindeutigen Messbereich von 360° , benötigen aber für eine genaue Winkelmessung eine verhältnismäßig aufwendige Signalauswertung und -kompensation verglichen mit MR-Sensoren, da hier die beschriebenen Einflussgrößen direkt das Messergebnis beeinflussen. Für zukünftige EPS-Anwendungen könnte der Giant MR-Effekt die aktuellen AMR-Sensoren ersetzen, der eine eindeutige Winkelmessung über 360° ermöglicht.

3.3 Drehmomentsensor

3.3.1 Anforderungen/Klassifizierung

Eine der wichtigsten Messgrößen von EPS-Systemen ist das vom Fahrer eingelegte Lenkradmoment. Dieses wird an der Eingangswelle des Lenksystems gemessen. Basierend auf dem gemessenen Lenkmoment wird durch die Lenkfunktionen und -regelung die benötigte Lenkunterstützung bestimmt und über den EPS-Motor dem Fahrer zur Verfügung gestellt. Die Qualität der Lenkmomentmessung hat aufgrund der direkten Wahrnehmung durch den Fahrer entscheidenden Einfluss auf das erzielbare Lenkgefühl. Neben den funktionalen Anforderungen an Messgenauigkeit und -auflösung muss das Lenkmoment absolut zuverlässig gemessen werden. Bei Fehlmessungen könnte sonst beispielsweise der EPS-Motor ungewollt angesteuert werden und zu einem nicht beherrschbaren Lenkvorgang führen.

Im Folgenden sind die wichtigsten technischen Anforderungen für Drehmomentsensoren moderner EPS-Systeme zusammengefasst:

- Höchste Zuverlässigkeit
- Aktiver Drehmomentmessbereich von ca. $+/-10\text{ Nm}$
- Hohe Signalauflösung und Messgenauigkeit
- Hohe Messdynamik und Signalverarbeitung mit geringen Verzögerungszeiten
- Hohe Betriebs-/Lebensdauer
- Störunempfindliche, diagnostizierbare Schnittstelle zum Steuergerät
- Temperaturbereich $-40\text{ }^\circ\text{C}$ bis $+85\text{ }^\circ\text{C}$ für Innenraumanwendungen (EPSc) und $-40\text{ }^\circ\text{C}$ bis $+125\text{ }^\circ\text{C}$ für Motorraumanwendungen
- Unempfindlich gegenüber Verschmutzung, Vibrationen, Verschleiß

Nach dem mechanischen Aufbau lassen sich die Drehmomentsensoren in Sensoren mit und ohne mechanischen Torsionsstab unterteilen. Bei torsionsbehafteten Sensoren wird die Drehmomentmessung über einen Torsionsstab in eine Winkelmessung überführt. Die typische Torsionsstabsteifigkeit beträgt bei heutigen EPS-Systemen zwischen 2 Nm und $2,5\text{ Nm}$ je Grad Torsionswinkel ($2\text{ Nm}/^\circ$ bis $2,5\text{ Nm}/^\circ$). Zum Schutz des Drehstabs ist die maximale Verdrehung auf ca. $+/-5\text{ }^\circ$ durch eine mechanische Mitnahme begrenzt.

Klassifiziert man Drehmomentsensoren nach dem zugrundeliegenden Messeffekt, kann zwischen Messung des Verdrehwinkels, der Oberflächendehnung und der Torsionsbelastung differenziert werden.

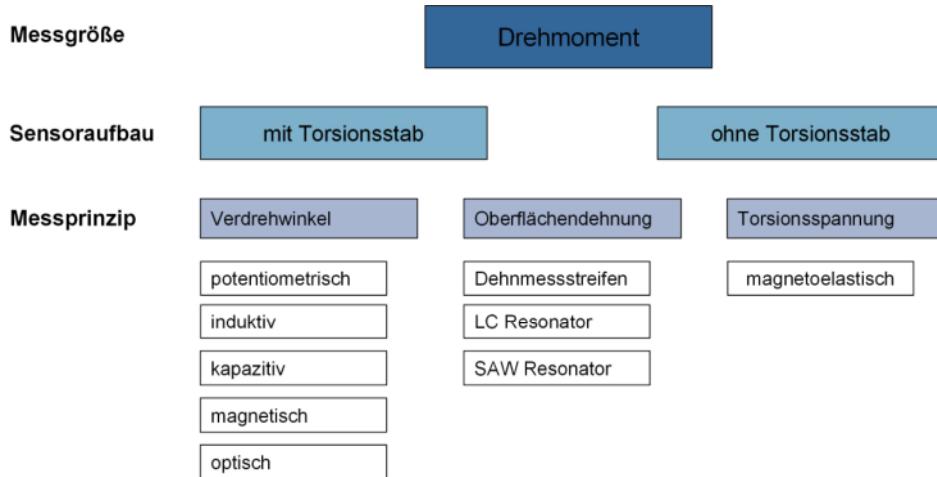


Bild O-24 Übersicht prinzipieller Messprinzipien zur Messung des Lenkmoments in EPS-Systemen

In aktuellen EPS-Systemen werden ausschließlich Sensoren mit Torsionsstab eingesetzt, da diese eine hochgenaue und störunanfällige Drehmomentmessung ermöglichen. Im folgenden Abschnitt werden deshalb zunächst aktuelle Sensorkonzepte mit Torsionsstab beschrieben, bevor in Kapitel O 3.3.3 auf die Motivation und Grenzen der torsionssteifen Drehmomentmessung eingegangen wird.

3.3.2 Sensoren mit Torsionsstab

Bild O-24 zeigt einen Auszug möglicher Messprinzipien zur Messung des Lenkmoments in EPS-Systemen. Bei Sensoren mit Torsionsstab werden in großer Stückzahl potentiometrische, induktive, magnetische und optische Sensoren eingesetzt.

Potentiometrische Messung

Bei den ersten EPS-Systemen wurden ausschließlich potentiometrische Sensoren eingesetzt, die aufgrund ihrer weiten Verbreitung in industriellen Produkten und des einfachen Aufbaus sehr kostengünstig sind. Heute werden diese Sensoren nur noch für low-cost-Systeme im Kleinwagensegment eingesetzt. Hauptgrund hierfür ist die Messwertverfälschung aufgrund von Verschleiß des nicht berührungslosen Messprinzips sowie die begrenzte mechanische Belastbarkeit und Verschmutzungsempfindlichkeit.

Die Messung basiert auf einem Schleifpotentiometer, bei dem über einen Schleifkontakt eine elektrisch leitfähige Bahn hergestellt wird. In Abhängigkeit der Position des Schleifers zur Widerstandsbahn ändert sich der „Abgriff“ und somit der elektrische Widerstand. Für die Anwendung als Drehmomentsensor in EPS-Systemen werden aus Sicherheitsgründen üblicherweise mindestens zwei Widerstandsbahnen und für die Signalzuführung mehrere parallele Schleifkontakte eingesetzt. Die Widerstandsbahnen werden zur Reduktion des Abriebs meistens aus leitfähigem Plastik und die Schleifer in „besenförmiger“ Ausführung hergestellt.

Vorteil der potentiometrischen Messung ist die verhältnisbildende (ratiometrische) Auswertung, welche die Messung unabhängig vom absoluten Widerstandswert und damit Temperatureinflüssen macht. Außerdem liefert die potentiometrische Messung einen hinreichend großen Messeffekt, so dass eine zusätzliche Signalverstärkung und Aufbereitung nicht benötigt wird. Aus diesem Grund stellen die Temperaturanforderungen in der Regel keine Herausforderung dar. Potentiometrische

Drehmomentsensoren für EPS-Systeme beinhalten teilweise auch eine Winkelmessung, über die der aktuelle Lenkwinkel erfasst wird.

Aufgrund des nicht vermeidbaren Verschleißes und der damit verbunden Messwertverfälschung sind heutige potentiometrische Drehmomentsensoren über die Lebensdauer auf eine Genauigkeit von etwa $+/-3\%$ beschränkt.

Induktive Sensoren

Induktive Sensoren gehören zur Gruppe der magnetodynamischen Sensoren, da der zugrundeliegende Effekt ein magnetisches Wechselfeld voraussetzt. Der Hauptvorteil der induktiven Messung liegt in der Unempfindlichkeit gegenüber äußerer Medien wie Schmutz, Öl und Wasser. Induktive Sensoren können auch bei widrigen Umgebungsbedingungen zuverlässig betrieben werden. Aus diesem Grund haben sich zunächst für industrielle Messaufgaben neben den potentiometrischen Sensoren hauptsächlich die induktiven Sensoren etabliert. Diese werden in verschiedensten Ausführungsformen und Messanordnungen angeboten⁵.

Für die Drehmomentmessung in Lenksystemen wird beispielsweise folgende Messanordnung eingesetzt.

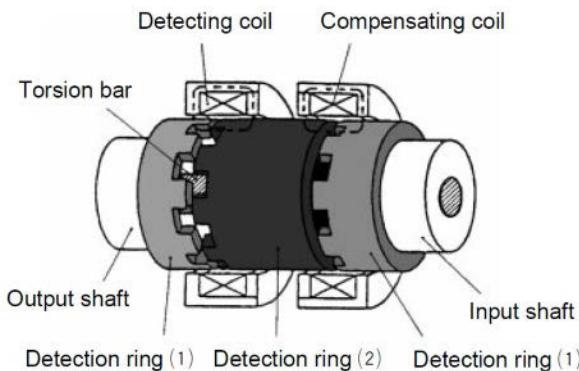


Bild O-25 Ausführungsbeispiel eines induktiven Drehmomentsensors für EPS-Systeme
(Quelle: Internet Koyo⁶)

Der Sensor basiert auf einer Spulenanordnung, die mit einem Oszillatator betrieben wird. In Abhängigkeit des Verdrehwinkels des Torsionsstabes ändert sich die in einer Spule induzierte Spannung. Hierzu wird zunächst eine erste Spule über zwei weichmagnetische Ringe angeordnet. Jeder Ring ist mit einem Ende des Torsionsstabes mechanisch verbunden (**Bild O-25 Detecting coil**). Die beiden Ringe haben entlang ihrer Umfangsseite ausgeprägte Zähne. In Abhängigkeit der Verdrehung der Zähne zueinander ändert sich der wirksame Luftspalt zwischen den beiden Ringen. Dies führt zu einer Änderung der Spulenimpedanz und damit zu einer Änderung der in der Spule induzierten Spannung. Da die Spulenimpedanz von weiteren Einflussgrößen abhängt, die beispielsweise Temperaturabhängig sind, wird eine zweite Spule (**Bild O-25 Compensating coil**) verwendet. Diese ist über einen vom Torsionswinkel unabhängigen Magnetkreis angeordnet und liefert eine Referenzspannung welche nur von den Umgebungsbedingungen abhängt und mit der eine Kompensation verschiedener Einflussgrößen möglich ist.

5 Siehe auch Zabler et al. (2001).

6 Y. Yoshida, Development of IC for EPS Torque Sensor. KOYO Engineering Journal No. 160E, 2002.

Neben dem beschriebenen Sensoraufbau mit drahtgewickelten Spulen werden auch induktive Messverfahren mit planaren Spulen verwendet (**Bild O-26**). Durch geeignete Leiterbahnenführung auf einer Platine werden Sender- und Empfängerspule gebildet. Der Rotor besteht aus einem elektrisch leitfähigen Material und sorgt für die magnetischen Kopplung zwischen Sender- und Empfängerspule.

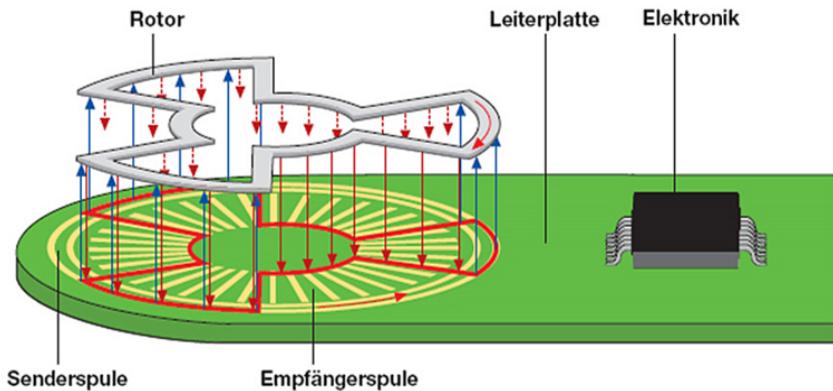


Bild O-26 Ausführungsbeispiel eines induktiven Messprinzips mit Spulen aus Leiterbahnen
(Quelle: Internet Hella⁷)

Ein Wechselstrom erzeugt in der Senderspule ein magnetisches Wechselfeld, welches den Rotor durchsetzt und in diesem aufgrund von Induktion einen Wechselstrom erzeugt. Dieser Rotorstrom führt zu einem weiteren elektromagnetischem Feld, welches in der Empfängerspule eine Indusspannung hervorruft. Aufgrund der speziellen Geometrie und Lage von Senderspule, Rotor und Empfangsspule ist die elektromagnetische Einkopplung zwischen Sender und Rotor unabhängig von der Rotorposition, während die Rückkopplung von Rotor auf den Empfänger von der Rotorposition abhängt.

In der Regel werden eine Sender- und zwei Empfängerspulen verwendet. Werden die induzierten Spannungen in den Empfangsspulen ins Verhältnis zur Erregerspannung gebracht (ratiometrische Signalauswertung), ist die Messung weitestgehend temperaturunabhängig und unempfindlich gegenüber mechanischen Toleranzen. Derartige Verfahren benötigen keine separate Kompensationsspule und zeichnen sich durch einen einfachen Aufbau aus.

Magnetische Sensoren

Anders als induktive Sensoren arbeiten magnetische Sensoren mit einem statischen Magnetfeld, welches durch einen Permanentmagneten erzeugt wird und ein oder mehrere magnetfeldabhängige Sensorelemente durchsetzt. Wie in Kapitel O 3.3.1 beschrieben, die Drehmomentbestimmung bei Sensoren mit Torsionsstab durch eine Winkelmessung erfolgt, können dieselben Messeffekte wie für die magnetische Winkelmessung (vgl. Kapitel O 3.2.5) eingesetzt werden. Für die in Frage kommenden magnetischen Sensoren gelten grundsätzlich dieselben Eigenschaften und Auswahlkriterien wie für die magnetische Winkelmessung. Aus diesem Grund haben sich für magnetische Drehmomentsensoren ebenfalls Hall- und magnetoresistive Sensoren (MR) am Markt etabliert.

Der geringere absolute Winkelmessbereich der MR-Technik (180°) im Vergleich zu Hall-Messung (360°) stellt für die Anwendung als Drehmomentsensor keine Einschränkung dar, da aufgrund der eingesetzten Drehstäbe nur ein geringer Torsionswinkelbereich messtechnisch erfasst werden muss.

⁷ Hella KGaA Hueck & Co. Technische Information. Elektronik – Sensoren zur Positionserfassung.

Bei Einsatz eines Drehstabes mit beispielsweise 2 Nm° und einem Messbereich von $\pm 10 \text{ Nm}$ wird ein Winkelmessbereich von $\pm 5^\circ$ benötigt. Die Anpassung des Drehmomentmessbereichs erfolgt zum Einen über den verwendeten Drehstab zum Anderen über die Anzahl der Pole des Gebermagneten.

Für die Anwendung in EPS-Systemen werden derzeit zwei grundsätzliche Messanordnungen für magnetische Sensoren eingesetzt. In einer ersten Ausführungsform wird das Drehmoment direkt über den Differenzwinkel zwischen Ein- und Ausgangswelle gemessen. Hierzu ist wie in **Bild O-27** dargestellt auf der einen Seite des Drehstabs ein mehrpoliger Magnetring angeordnet dem gegenüber ein magnetoresistiver Sensor platziert wird, der mit dem zweiten Drehstabende verbunden ist.

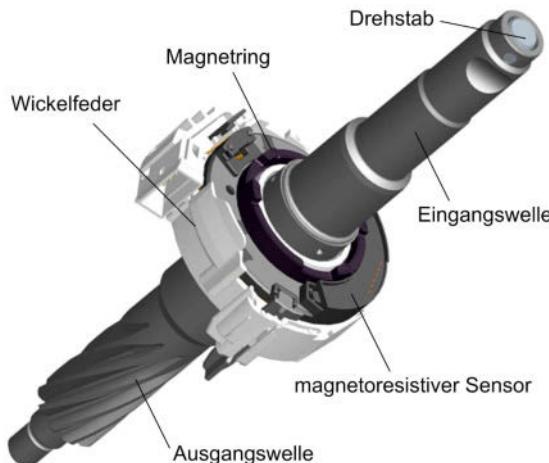


Bild O-27

Magnetischer Drehmomentsensor mit direkter Differenzwinkelmesung von ZF Lenksysteme

Vorteil dieser Anordnung ist die unmittelbare Messung durch eine Sensorik am Torsionsstab. Die Messergebnis beeinflussenden mechanischen Bauteil- und Montagetolleranzen sind somit auf ein Minimum reduziert. Werden zur Messung des Magnetfeldes magnetoresistive Sensoren eingesetzt, kann aufgrund der charakteristischen Feldrichtungsmessung (vgl. Kapitel O 3.2.5) und einer ratio-metrischen Signalauswertung eine hochauflösende und hochgenaue Drehmomentsensorik realisiert werden. Diese arbeitet in höchstem Maße unabhängig von Einflussgrößen wie beispielsweise Temperatur und Alterung. Die elektrische Kontaktierung des bei Lenkaktivitäten rotierenden Sensorelements erfolgt durch eine Wickelfeder, deren Länge entsprechend des benötigten Lenkwinkelbereichs auszulegen ist. Zur Vermeidung von Beschädigung oder Abriss muss während der Lenkungsmontage darauf geachtet werden, dass sich die Wickelfederkassette in Neutralstellung befindet, bis eine Lenkwinkelbegrenzung durch das Lenksystem erfolgt. Aus diesem Grund hat sich eine zweite Ausführungsform eines magnetischen Drehmomentsensors ohne Wickelfeder etabliert.

Beim magnetischen Drehmomentsensor ohne Wickelfeder wird ebenfalls ein Magnetring als Gebermagnet eingesetzt. Die Sensorelemente zur Magnetfeldmessung sind jedoch gehäusefest angeordnet. Über einen weichmagnetischen Flussleiter erfolgt die Kopplung zwischen Gebermagnet und Sensorelement (vgl. **Bild O-28**).

Der Flussleiter besteht aus zwei Teilen, die konzentrisch über den Gebermagneten angeordnet und mit einem Drehstabende verbunden sind. Der Gebermagnet ist auf der zweiten Seite des Drehstabs angebracht. In Abhängigkeit des anliegenden Drehstabbetriebs ändert sich die Lage des Flussleiters zum Gebermagnet und somit die magnetische Flussdichte im Flussleiter. Die Flussdichte wird über Hall-Sensoren gemessen, die umfangsseitig zwischen den beiden Teilen des Flussleiters angeordnet sind.

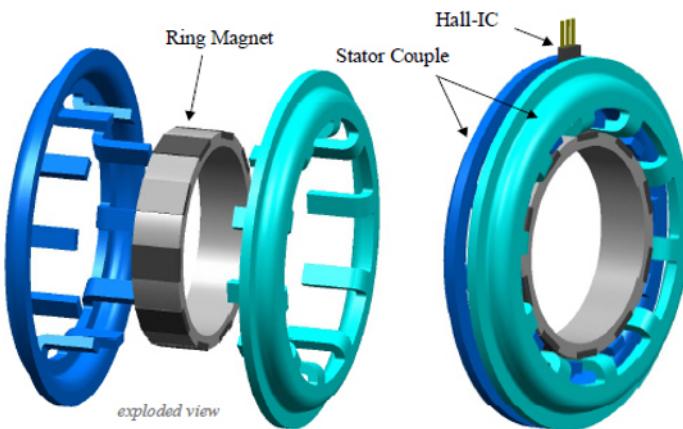


Bild O-28 Magnetischer Drehmomentsensor ohne Wickelfeder zur elektrischen Kontaktierung
(Quelle: Valeo⁸)

Da das Verfahren auf einer absoluten Feldstärke- bzw. Flussdichtemessung basiert, werden kalibrierbare und temperaturkompensierbare Hall-Sensoren und geeignete Gebermagnete benötigt. Durch die konzentrische Magnetfeldaufnahme der Flussleiter über den kompletten Umfangsbereich des Gebermagneten kann der Einfluss von Bauteil- und Montagetolleranzen auf das Messergebnis reduziert werden (integrierende Messung). Im Vergleich hierzu handelt es sich bei der oben beschriebenen MR-Technik um eine punktuelle Messung des Magnetfeldes. Damit eine hohe Messgenauigkeit mit geringer Hysterese erreicht wird, muss bei Design des Magnetkreises speziell auf die Auswahl eines weichmagnetischen Materials mit geringer Remanenz sowie bei Montage des Sensors auf eine exakte Ausrichtung des Gebermagneten geachtet werden.

Optische Sensoren

Optische Sensoren bestehen aus einem lichtemittierenden und einem lichtempfindlichen Bauteil. Die beiden Bauteile werden durch ein geeignet strukturiertes Bauteil getrennt. In Abhängigkeit des Torsionswinkels eines Drehstabs wird der Lichtstrom des Senders auf den Empfänger beeinflusst. Eine übliche Ausführungsform von optischen Sensoren sind Inkrementalgeber, welche häufig in der Automatisierungstechnik für hochgenaue Positionierungsaufgaben eingesetzt werden.

Aufgrund des optischen Messprinzips sind die Sensoren äußerst unempfindlich gegenüber elektromagnetischen Störungen (EMV). Durch filigrane Codescheiben und optische Strukturen sind sehr hohe Auflösungen realisierbar. Allerdings können die Sensoren aufgrund der Verschmutzungsempfindlichkeit und begrenzter mechanischer Belastung unter sehr rauen Umgebungsbedingungen nur bedingt eingesetzt werden. Außerdem liefern solche Sensoren als Ausgangssignale nur Impulse, aus welchen durch Zählen eine relative Winkelinformation bestimmt werden kann. Für die Anwendung als Drehmomentsensor sind solche inkrementellen Sensoren nicht geeignet, da die Winkeldifference des Drehstabes über den gewünschten Torsionsbereich eindeutig bestimmt werden muss. Daher wird bei absolut messenden Sensoren in der Regel die Lichtintensität zwischen Sender und Empfänger durch eine oder mehrere Codescheiben variiert und ausgewertet. In der folgenden Bildreihe ist ein derartiger Sensor dargestellt.

8 SAE-Paper. Sensor for Modern Steering Assist Systems. Valeo 2004.

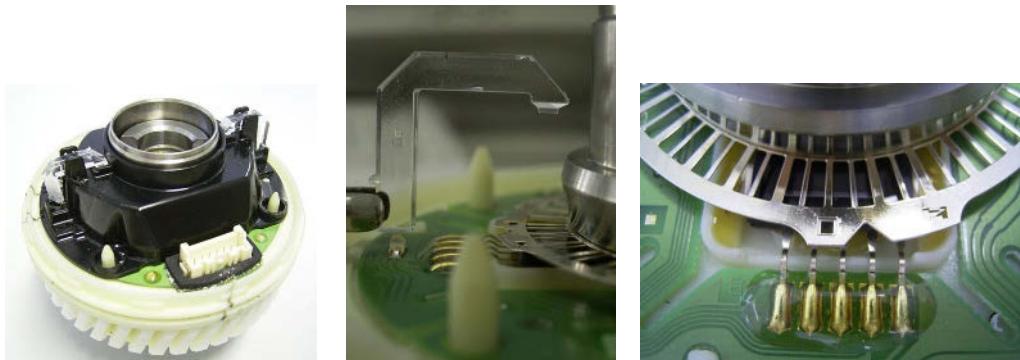


Bild O-29 Optischer Drehmomentsensor für EPSc-Systeme (Fa. TRW)

Bei diesem wird der von einer LED erzeugte Lichtstrom über einen Lichtleiter und zwei über einem Torsionsstab angeordneten Stanzgitterscheiben zu einem integrierten Fotodioden-Array geleitet.

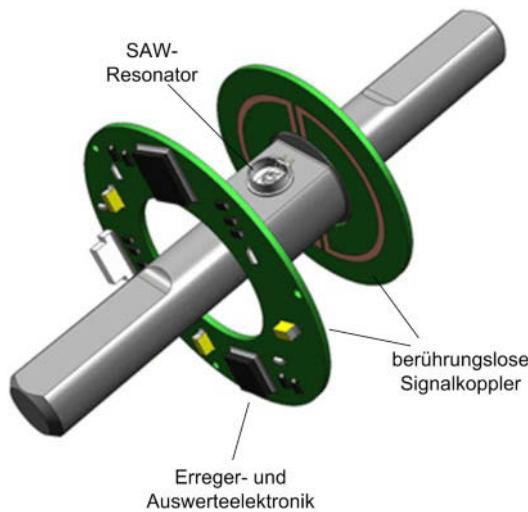
Der Sensor aus **Bild O-29** ist teilweise redundant ausgeführt und enthält hierfür zwei unabhängige optische Messeinheiten. Optische Drehmomentsensoren werden momentan aufgrund des eingeschränkten Temperaturbereichs der optischen Halbleiterbauteile sowie der generellen Verschmutzungsempfindlichkeit ausschließlich für EPSc-Systeme eingesetzt.

3.3.3 Torsionssteife Sensoren

Eine wichtige Größe zur Erzielung eines guten Lenkgefühls ist die Steifigkeit des kompletten Lenkstrangs, also zwischen Lenkrad und den gelenkten Rädern (vgl. Kapitel C). Eine zu geringe Steifigkeit wird vom Fahrer oftmals als trüges und unpräzises Lenkverhalten wahrgenommen und führt zu häufigen Lenkkorrekturen. Bei einer zu hohen Steifigkeit können Schläge an den Rädern, beispielsweise aufgrund von Fahrbahnunebenheiten, ungedämpft zum Lenkrad übertragen werden. Bei EPS-Systemen ist aktuell ein Trend in Richtung Drehstabsteifigkeiten größer 2 Nm/ $^\circ$ zu beobachten. Unterstellt man einen gleichbleibenden Messbereich für die Drehmomentmessung, führt dies zu geringeren Torsionswinkel und daher zu erhöhten Anforderungen an die absolute Auflösung und Genauigkeit des verwendeten Sensormessprinzips (Winkelmessung über Torsionsstab). Aus diesen Gründen befassen sich zahlreiche Konzepte und Patente mit der torsionssteifen Drehmomentmessung für EPS-Systeme.

Klassische Dehnungsmessstreifen, wie sie in der industriellen Messtechnik zur Drehmomentmessung eingesetzt werden, kommen für EPS-Systeme nicht in Frage. Auf Grund der für eine Großserie ungeeigneten mechanischen Kontaktierung der filigranen Widerstandsfolien auf der Messwelle durch einen Klebeprozess sowie der üblicherweise aufwändigen Kalibrierung werden andere Lösungen gesucht.

Ein Messverfahren, das ebenfalls auf einer Oberflächendehnung der Messwelle basiert, wird als Surface Acoustic Wave (SAW) bezeichnet. Grundlage des Messprinzips sind SAW-Resonatoren. Ein solcher Resonator besteht aus Metallelektroden welche auf einem piezoelektrischen Substrat (Quarz) aufgebracht sind. Betrieben mit einer Wechselspannung geeigneter Frequenz, erzeugt das piezoelektrische Substrat eine mechanische Schwingung, die sich entlang der Materialoberfläche ausbreitet. Äußere Kräfte, z. B. aufgrund Dehnung und Stauchung, führen zu einer Änderung der Resonatorfrequenz. Die Frequenzänderung ist somit ein direktes Maß für das anliegende Drehmoment. Dieses Verfahren wird teilweise zur Reifendruckkontrolle im Automobilbereich eingesetzt.

**Bild O-30**

Konzept eines EPS-Drehmomentsensors basierend auf einer Oberflächendehnung
(Quelle: Internet Transense Technologies)

Ein Messprinzip, das nicht die Oberflächendehnung, sondern die mechanische Belastung direkt in der Messwelle misst, basiert auf dem magnetoelastischen bzw. magnetostriktiven Messprinzip. Hier wird die Magnetfeldänderung einer ferromagnetischen Welle unter Torsionsbelastung gemessen.

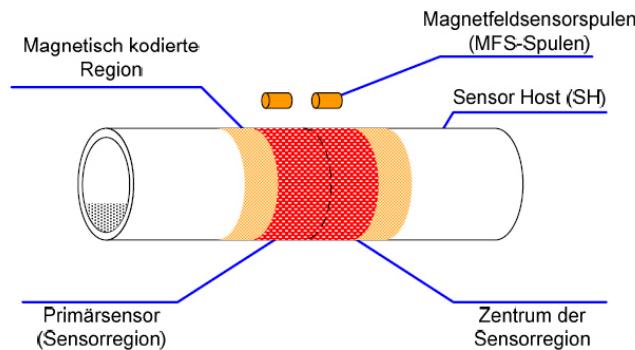


Bild O-31 Vereinfachter Messaufbau eines magnetoelastischen Drehmomentsensors
(Quelle: Internet NCTEngineering)

O

Der magnetoelastische Messeffekt ist bei üblichen Stählen sehr klein. Zur Ereichung eines hinreichend großen Messeffekts wird bei einigen Verfahren zusätzlich die Messwelle dauerhaft magnetisiert. Trotz dieser Maßnahme ist für eine Lenkmomentmessung der Messeffekt verglichen mit aktuellen torsionsbehafteten Sensoren deutlich geringer und erfordert zusätzliche Maßnahmen zur Schirmung.

Eine weitere große Herausforderung ist die Erreichung der hohen Messgenauigkeit, insbesondere nach dem in Kapitel O 3.3.1 spezifizierten Überlastmoment. Grund hierfür ist, dass eine Überlastsicherung durch eine mechanische Begrenzung des Torsionswinkels nicht möglich ist. Daher weisen aktuell beide beschriebenen torsionssteifen Verfahren eine große messprinzipbedingte Hysterese nach Überlastmomenten auf.

3.4 Steuergerät

Steuergeräte für EPS umfassen grundsätzlich eine Signalverarbeitungselektronik zur Berechnung der aktuell benötigten Lenkunterstützung und eine Leistungselektronik, die den Elektromotor entsprechend bestromt.

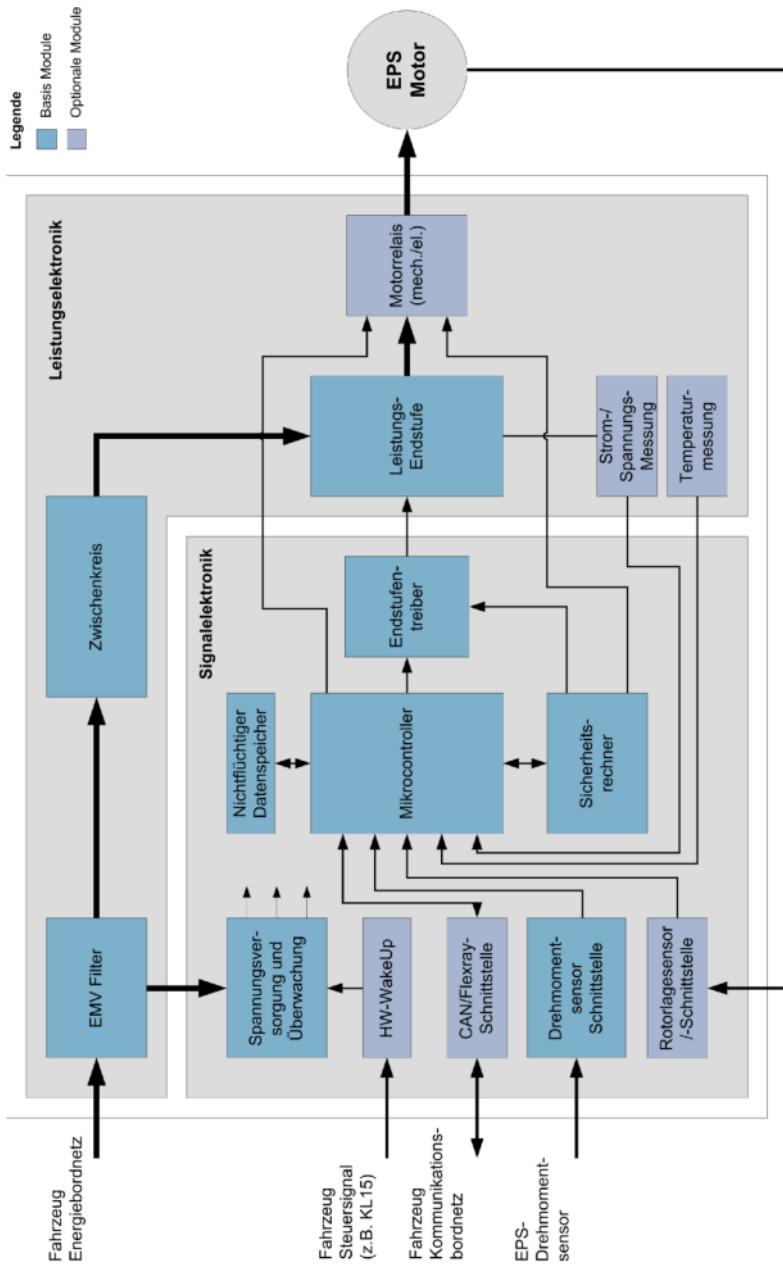


Bild O-32 Vereinfachtes Blockschaltbild eines EPS-Steuergeräts bestehend aus Signal- und Leistungselektronik

Je nach Einbauort im Fahrzeug wird zwischen Innenraum- und Motorraumsteuergeräten unterschieden. In der folgenden Tabelle sind die wichtigsten Anforderungen für EPS-Steuergeräte aufgelistet.

Tabelle O-1 Anforderungen an EPS-Steuergeräte für Innenraum und Motorraum

Einbauort im Fahrzeug	Innenraum	Motorraum
Typische Versorgungsspannung	9 V...16 V	
Maximale Ruhestromaufnahme	<250 µA	
Typ. Betriebstemperatur	-40 °C...85 °C	-40 °C...125 °C
Thermoschock mit Schwallwasser	Nein	Ja
Dichtheitsanforderungen	IP5K0 staubgeschützt, kein Wasserschutz	IP6K9K staubdicht, hochdruckstrahlbeständig
Umweltbeständigkeit	Feuchte Wärme	Salzsprühnebel
Medienbeständigkeit	Nein, nur in Sonderfällen	Ja, verschiedene Reagenzien
Mechanische Schwingungen	10...20 m/s ² für Karosserieanbauteile	
Mechanischer Schock	300...500 m/s ² für Karosserieanbauteile	
Elektromagnetische Verträglichkeit (EMV)	Unempfindlich gegenüber Störeinkopplung/-einstrahlung. Keine störenden elektromagnetischen Abstrahlungen. Angewendete Normen (Auszug): – Leitungsgebundene Störungen ISO 7637 – Eingestrahlte Störungen ISO 11452 – Störabstrahlung IEC CISPR25	

3.4.1 Bauarten

Zur Minimierung der elektrischen Verluste werden die Steuergeräte bevorzugt in unmittelbarer Umgebung zum EPS-Motor angeordnet (Anbau-Steuergerät). Die systeminternen Verluste entstehen in den Verbindungsleitungen zwischen dem Steuergerät und dem Elektromotor der EPS und steigen mit zunehmender Leitungslänge an. Ebenfalls muss bei den Leitungsverlusten die Anzahl und die Ausführung der elektrischen Kontaktierung beispielsweise der Steckverbindungen berücksichtigt werden.

Aufgrund der minimalen Leitungsverluste ist das Anbau-Steuergerät die gebräuchliche Lösung bei allen zahnstangenbasierten Servolenkungen für mittlere und große Leistungen.

In EPSc-Systemen für das Kleinwagensegment finden sich aufgrund des geringen Leistungsbedarfs und des begrenztem Einbauraums auch so genannte Wegbausteuergeräte. Diese sind nicht direkt an der Lenkung angeordnet, sondern über Leitungen bis ca. 1 m Länge mit dem Elektromotor verbunden.

Neben den beschriebenen Leitungsverlusten ist ein weiterer Nachteil von Wegbausteuergeräten die oftmals aufwändige Verkabelung der Motor- und Sensoranschlüsse. Hierfür müssen zusätzliche Bauteile wie Stecker und Verbindungskabel verwendet werden. Teilweise sind auch zusätzliche Maßnahmen zur elektromagnetischen Schirmung der Motorleitungen erforderlich.

In **Bild O-33** ist ein Anbausteuergerät dargestellt, dass axial am Elektromotor angeordnet wird und die benötigte elektrische Verbindung intern herstellt.

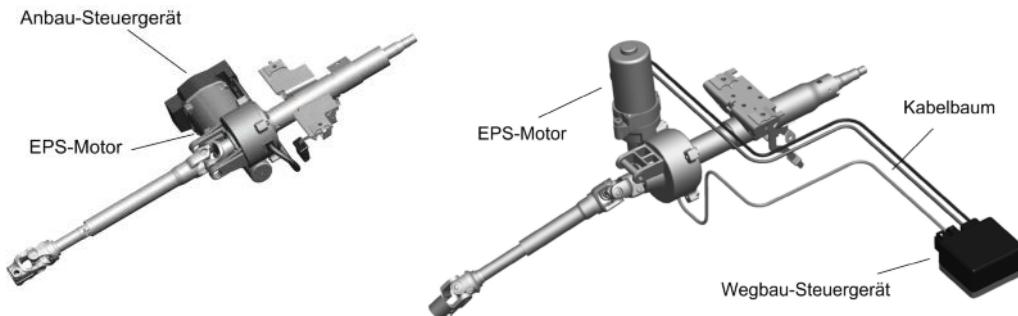


Bild O-33 Typische Ausführungsvarianten eines EPS-Steuergeräts als Anbau-Variante (links) und Wegbau-Variante (rechts)

Durch die axiale Anordnung des Steuergeräts können die Hochstromverbindungen zwischen Elektromotor und Steuergerät direkt per Steckersystem, Schneid-Klemm-Verbindungstechnik oder auch durch Schweißen hergestellt werden. Die bei Drehfeldmotoren benötigte Positions-/Drehzahlsensoreik (vgl. Kapitel O 3.2.5) kann direkt auf den Schaltungsträger der Signalelektronik integriert werden und somit eine hochgenaue, störunanfällige und kostengünstige Messung erreicht werden. Neben der axialen Anordnung von Elektromotor und Steuergerät ist auch eine radiale Anordnung bei EPS-Anbausteuergeräten weit verbreitet.

Tabelle O-2 Aktuelle Schaltungsträger für EPS-Steuergeräte und deren Eigenschaften

	Leiterplatte (PCB)	Dickschicht- schaltungen (TFC)	Isoliertes Metallsubstrat (IMS)	Direkt Bonded Copper (DBC)
Trägermaterial	Epoxidharz	Keramik	Aluminium	Keramik
Leitermaterial	Kupfer	Kupfer-/ Silberpaste	Kupfer	Kupfer
Leiterdicke	35...400 um	15...200 um	35...300 um	200...400 um
Elektrische Leitfähigkeit	hoch	gering	hoch	hoch
Thermische Leitfähigkeit	gering	sehr hoch	hoch	sehr hoch
Ausdehnungskoeffizient	hoch	gering	hoch	gering
Stromtragfähigkeit	mittel	mittel	hoch	sehr hoch
Bestückungsvarianten	SMD, THC, beidseitig	SMD „bare-die“	SMD	SMD, bare-die
Integrationsdichte	mittel	hoch	mittel	hoch

SMD: Surface Mounted Device/oberflächenmontierbares elektrisches Bauteil

TFC: Thick Film Copper/Dickschichtschaltung

THC: Through Hole Component/bedrahtetes elektrisches Bauteil

bare-die: Halbleiterbauteil ohne Gehäuse/ungehäuster Chip

Als Schaltungsträger werden bei modernen EPS-Systemen neben der konventionellen Leiterplatten-technik auf Epoxidharz-Basis (z. B. FR4) auch keramische Trägermaterialien sowie Metallsubstrate eingesetzt. Die Verbindungstechnik zwischen einzelnen Schaltungsträgern sowie den externen Steuergeräteanschlüssen erfolgt üblicherweise über gestanzte und teilweise kunststoffumspritzte Kupferschienen (Stanzgitter). Mittels Wire-Bonding oder Laserschweißprozess erfolgt in diesem Fall die Kontaktierung zwischen Stanzgitter und Schaltungsträger.

3.4.2 Signalelektronik

Die Signalelektronik berechnet die in der aktuellen Fahrsituation benötigte Lenkunterstützung. Hierzu werden die benötigten Sensorsignale eingelesen, plausibilisiert und daraus mittels der in Kapitel O 6 beschrieben Steuer- und Regelalgorithmen das Unterstützungsmoment des EPS-Motors berechnet. Eine Motorregelung generiert aus dem angeforderten Unterstützungsmoment die Ansteuersignale der Leistungselektronik.

Zur Kommunikation mit anderen Fahrzeugregelsystemen, beispielsweise dem elektronischen Stabilitätsprogramm (ESP) und zur Fahrzeugdiagnose, stellen moderne EPS-Steuergeräte über Bussysteme die Verbindung zu anderen Steuergeräten des Fahrzeugs her. Neben dem CAN-Bus der in Fahrwerksanwendungen meist mit Übertragungsraten von 500 kBit/s betrieben wird, ermöglicht der Flexray-Bus-Datendurchsätze von bis zu 10 MBit/s. Über diese Schnittstelle werden Fahrzustandsgrößen wie beispielsweise Fahrzeuggeschwindigkeit und Lenkradwinkel eingelesen und externe Lenkungseingriffe beispielsweise von Fahrerassistenzsystemen vorgegeben.

Herzstück der Signalelektronik sind moderne Mikrocontroller, die mit einer Rechnereinheit (CPU), Schreib-Lesespeicher (RAM), nichtflüchtigem Festwertspeicher (ROM) und zusätzlicher Peripherie wie Analog-Digitalwandler (AD), Timereinheit sowie seriellen und parallelen Schnittstellen ausgestattet sind⁹.

Tabelle O-3 Aktuelle Mikrocontroller-Kenndaten für EPS

	Low Performance EPS	High Performance EPS
Architektur	Single-uC mit 8/16 Bit	Single-uC mit 16/32 Bit
Takt	16...32 MHz	32...128 MHz
Rechenwerk	Ganzkomma	Ganzkomma und Fließkomma
ROM	16...32k Byte	256...1024 kByte
RAM	0,5...2 kByte	10...60 kByte
A/D-Wandler	8 Bit	10/12 Bit
Fzg.-Schnittstellen	Nein	CAN oder Flexray

Die Programmierung der Mikrocontroller erfolgt in der Programmiersprache C, wobei für Automobilanwendungen spezielle Programmierrichtlinien definiert sind (MISRA-Rules¹⁰). Zur Ablaufsteuerung der Funktionen werden echtzeitfähige Betriebssysteme beispielsweise nach dem OSEK/

9 Siehe auch Beierlein und Hagenbruch (2004).

10 Siehe auch MISRA-C:2004 – Guidelines for the use of the C language in critical systems.

VDX-Standard eingesetzt, die neben der eigentlichen Ablaufsteuerung des Controllers auch Dienste für Netzwerkmanagement und Kommunikation bereitstellen.

Die Ansteuerung der Leistungselektronik erfolgt über hochintegrierte elektrische Schaltkreise (ICs). Diese setzen die pulsweitenmodulierte Steuersignale (PWM) des Mikrocontrollers in geeignete Spannungen für die Ansteuerung des Leistungshalbleiters um. Außerdem stellen sie alle hierfür benötigten Versorgungsspannungen zur Verfügung und weisen oftmals Signalverstärker zur Motorstrommessung und Funktionen zum Schutz der Leistungshalbleiter auf.

Neben den Lenkfunktionen sind auf der Signalelektronik auch verschiedene Maßnahmen zur Fehlererkennung und Abschaltung implementiert. Über diese wird die korrekte Funktion aller Baugruppen überwacht und im Fehlerfall das System in einen sicheren Betriebszustand überführt (siehe Kapitel O 5). Nach dem Stand der Technik wird die korrekte Programmabarbeitung des Mikrocontrollers üblicherweise durch einen zweiten unabhängigen Sicherheitsrechner überwacht. Dieser kann entweder als Mikrocontroller (meist 8 Bit) ausgeführt oder in einem applikationsspezifischen Schaltkreis (ASIC) integriert sein. Über eine kontinuierliche Überwachung wird der Hauptrechner sowohl in seinem zeitlichen Verhalten als auch inhaltlich bezüglich seiner Rechenergebnisse überprüft. Weitere Sicherheitsmaßnahmen im Steuergerät sind beispielsweise die Überwachung aller steuergertinternen Versorgungsspannungen und Sensorsignale sowie der ausgegebenen Ansteuersignale der Leistungsendstufe. Im Fehlerfall können sowohl der Hauptrechner als auch der Sicherheitsrechner die elektrischen Abschaltpfade (siehe Kapitel 5.2.4) bedienen. Ein Abschaltweg kann beispielsweise ein Motorrelais sein. Durch dieses kann im Fehlerfall in der Leistungselektronik oder im E-Motor der Stromfluss unterbrochen und somit ungewollte Bremsmomente von permanentmagnetenerregten EPS-Motoren vermieden werden.

Über ein in Software integriertes Fehlermanagement wird die Erfassung, Verarbeitung und Speicherung von aufgetretenen Fehlern gesteuert. Hierzu werden alle aufgetretenen Unregelmäßigkeiten erfasst, bewertet und entsprechende Abstellmaßnahmen eingeleitet. Die Abstellmaßnahmen reichen je nach Maß der Störung von Umschalten auf redundante Signale, Abschalten einzelner Funktionalitäten bis hin zur Abschaltung der kompletten Servounterstützung. Die aufgetretenen Ereignisse werden mit einer eindeutigen Kennung für eine anschließende Fahrzeugdiagnose in einem nicht-flüchtigen Datenspeicher abgelegt.

3.4.3 Leistungselektronik

Aufgabe der Leistungselektronik ist die Steuerung des Energieflusses zwischen Kfz-Bordnetz und EPS-Motor. In Abhängigkeit der Leistungsklasse sind bei heutigen EPS-Systemen Ströme bis zu 170 A zu schalten. Aufgrund des Gleichspannungsnetzes werden hierzu Umrichter mit Spannungzwischenkreis eingesetzt. Zunächst werden zur Erfüllung der strengen EMV-Anforderungen die Eingangsspannung und der Eingangsstrom über Induktivitäten und Kondensatoren gefiltert. Der Spannungzwischenkreis wird durch meist mehrere hochkapazitive Elektrolytkondensatoren gebildet. Typische Kapazitätswerte des Zwischenkreises liegen je nach EPS-Leistungsklasse zwischen ca. 1000 uF und 10.000 uF.

Die Umsetzung der von der Signalelektronik bereitgestellten Ansteuersignale in eine entsprechende Bestromung des EPS-Motors erfolgt über eine Leistungsendstufe. Diese besteht aus mehreren Leistungstransistoren die in Brückenschaltung angeordnet sind. Bei Gleichstrommotoren wird eine H-Brücke und für Drehfeldmotoren eine Drehstrom-Brückenschaltung eingesetzt.

Als Transistoren werden ausschließlich selbstsperrende Feldeffekttransistoren (MOSFETs) verwendet, die sich durch eine leistungsarme Ansteuerung und niederohmigen Widerstand im eingeschalteten Zustand auszeichnen. IGBT-Transistoren, die beispielsweise für elektrische Fahrantriebe in Hybirdfahrzeugen eingesetzt werden, sind aufgrund der größeren Durchlassverluste bei einem 12-V-Bordnetz nicht geeignet.

Moderne Leistungshalbleiter können bis zu einer Chiptemperatur von 175 °C betrieben werden und bei Raumtemperatur über eine Chipfläche von 35 mm² Dauerströme bis zu 200 A führen. Für EPS-Systeme werden die Transistoren sowohl als gehäuste Bauteile auf Leiterplatten oder Metallsubstraten angeordnet als auch ohne Bauteilgehäuse (bare-die) auf keramische Schaltungsträger bestückt. In Einzelfällen wird auch die komplette Brückenschaltung als kunststoffumspritzte Baugruppe ausgeführt.

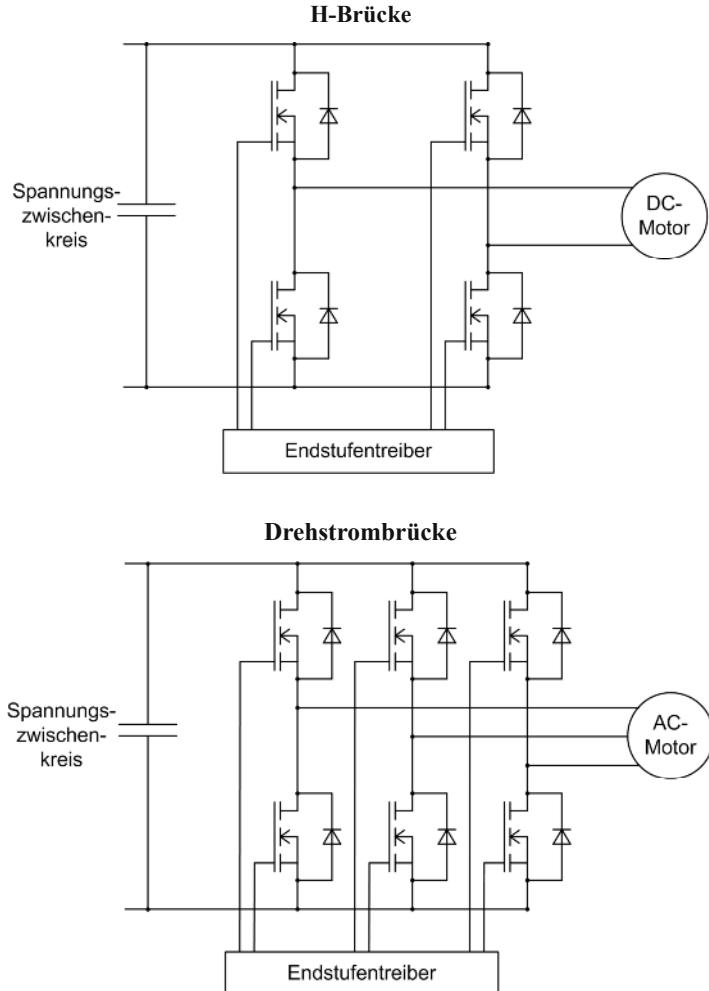
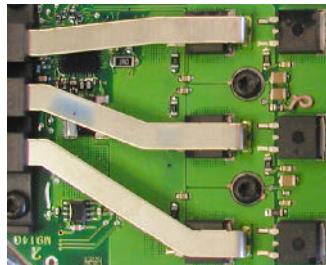


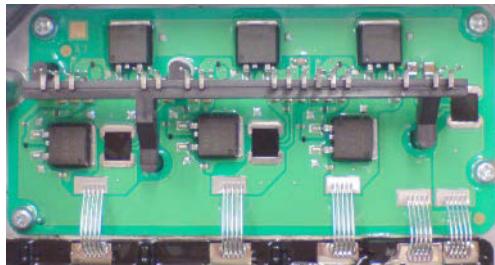
Bild O-34 EPS-Leistungsendstufe für Gleichstrom- und Drehstrommotoren

Die Wärmeabfuhr der Leistungshalbleiter erfolgt in der Regel in eine mit dem Lenkungsgehäuse oder Elektromotor verbundene metallische Grundplatte. Bei der Auslegung des Entwärmungskonzepts der Transistoren müssen neben den Durchlassverlusten auch die Verluste durch das Schalten berücksichtigt werden, da hierbei kurzzeitig sehr hohe Verlustleistungen auftreten können. Zur Minimierung der Leistungsverluste und gleichzeitiger Erfüllung der EMV-Anforderungen ist neben einer kompakten Anordnung aller im Leistungsfluss stehender Bauteile und einer niederohmigen Aufbau- und Verbindungstechnik, auf eine induktivitätsarme und symmetrische Bauteilanordnung und Layoutgestaltung zu achten.

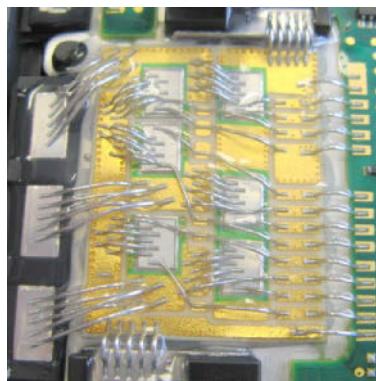
Leiterplatte (PCB)



Metallsubstrat (IMS)



Direkt Bonded Copper (DBC)



Leistungsmodul



Bild O-35 Ausführungsvarianten von EPS-Leistungsstufen (PCB, IMS, DBC, Modul)

4 Systemauslegung

4.1 Allgemeine Systemanforderungen

In diesem Kapitel wird auf die wesentlichen technischen Anforderungen von elektromechanischen Lenkungen (EPS) eingegangen, die bei der Systemauslegung berücksichtigt werden müssen (siehe Kapitel C).

Mechanische Schnittstellen

Über die Eingangswelle des Drehmomentsensors wird die Lenkung im Fahrzeug mit der Lenkspindel und damit dem Lenkrad verbunden. Ausgangsseitig bilden die Spurstangen über die Radträger die mechanische Schnittstelle zu den gelenkten Rädern. Die Lenkung wird über Schrauben mit dem Achsträger des Fahrzeugs verbunden. Zur Reduktion der Körperschallausbreitung erfolgt die Anbindung an den Achsträger auch teilweise über elastische Lager (Silent-Buchsen).

Elektrische Schnittstellen

Das Lenksystem wird über Hochstromstecker mit dem Energiebordnetz des Fahrzeugs verbunden. Bei modernen Lenksystemen erfolgt zusätzlich eine Verbindung zum Kommunikationsbordnetz des Fahrzeugs. Ebenfalls verfügen die Steuergeräte über einen Hardware-Eingang zur Aktivierung der

Lenkung (Klemme 15). Alternativ kann auch die Aktivierung über das Kommunikationsnetz (Software Wake Up) erfolgen. Die Versorgungsspannung und die maximal mögliche Stromaufnahme werden durch den Fahrzeughersteller spezifiziert.

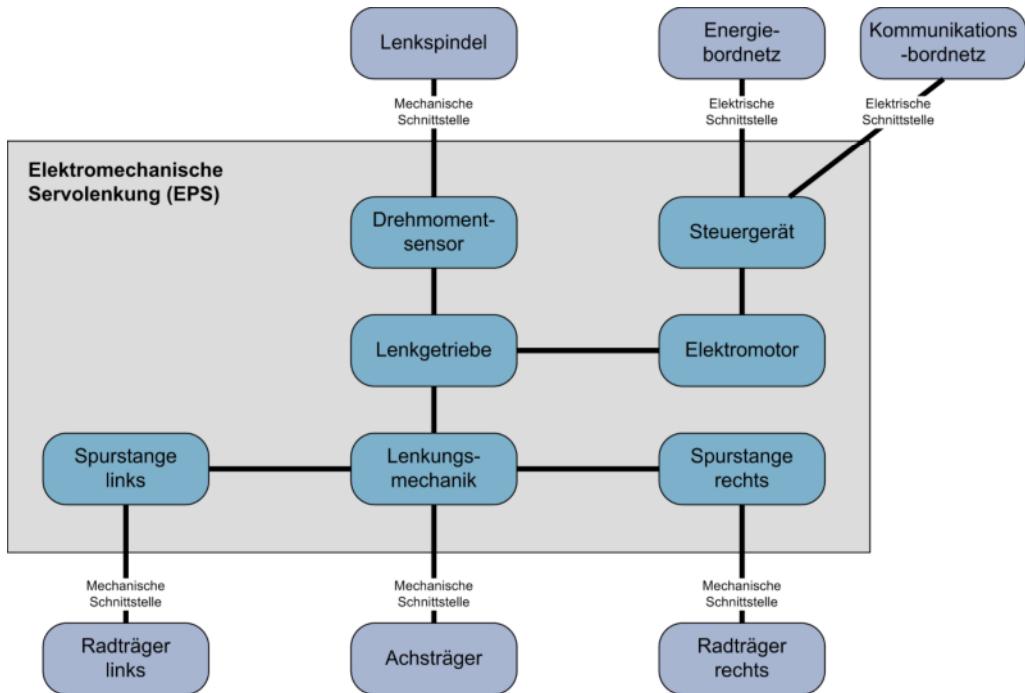


Bild O-36 Schnittstellen und Komponenten eines EPS-Systems

Leistungsanforderungen

Die Abgabeleistung des EPS-Systems wird üblicherweise durch mehrere Arbeitspunkte beschrieben. Ein Arbeitspunkt wird durch die Spurangensummenkraft, der Lenkgeschwindigkeit und dem Lenkmoment definiert. In der Regel werden mindestens drei Arbeitspunkte spezifiziert (Parkieren, langsame Fahrt, Ausweichmanöver). Wichtig bei den Leistungsanforderungen sind die zugrunde gelegten Randbedingungen wie Auslegungstemperatur und -spannung sowie die Anzahl der Wiederholungen (Lastkollektiv).

Funktionsanforderungen

Die wesentliche Funktionalität eines EPS-Systems ist die Bereitstellung einer bedarfsgerechten Lenkunterstützung. Weitere Funktionsanforderungen sind in Kapitel O 6 beschrieben.

Sicherheitsanforderungen

Die elektrische Servolenkung muss so ausgelegt werden, dass ein sicherheitskritischer Zustand der Lenkung während der Betriebsdauer nach dem Stand der Technik ausgeschlossen werden kann. Ein sicherheitskritischer Zustand ist immer dann gegeben, wenn das Fahrzeugverhalten von seinem Normalzustand so weit abweicht, dass der Fahrer mit der Führung seines Fahrzeugs überfordert ist und eine Gefahr für Leib und Leben oder Sachwerte besteht (siehe Kapitel O 5 – Systemsicherheit).

Umweltanforderungen

Unter Umweltanforderungen wird die Gesamtheit aller mechanischer, elektrischer, thermischer, chemischer, akustischer und sonstiger Anforderungen bezeichnet, die aufgrund des Betriebs des Lenksystems im Fahrzeug an die Lenkung gestellt werden.

Tabelle O-4 Auszug aus den Systemanforderungen aktueller EPS-Systeme

	Wertebereich
Lenkradwinkelbereich	$\pm 450^\circ$ bis $\pm 650^\circ$
Lenkradmomentbereich mit Servounterstützung	$\pm 3 \text{ Nm}$ bis $\pm 8 \text{ Nm}$
Lenkradmomentbereich bei Missbrauchsversuch	$\pm 200 \text{ Nm}$ bis $\pm 300 \text{ Nm}$
Lenkübersetzung (Zahnstangenweg je Lenkradumdrehung)	44 mm/Umdr bis 60 mm/Umdr.
Maximale Spurstangenkraft Parkieren	$\pm 3 \text{ kN}$ bis $\pm 16 \text{ kN}$
Minimale Lenkradgeschwindigkeit Parkieren	100 °/s bis 360 °/s
Versorgungsspannung	9 V bis 16 V
Maximale Stromaufnahme	< 120 A
Temperaturbereich	-40 °C bis +85 °C für Fahrzeuginnenraum -40 °C bis +125 °C für Motorraum
Betriebsdauer	15 bis 20 Jahre 5000 bis 12000 aktive Betriebsstunden 200.000 bis 300.000 km Fahrzeuglaufleistung
Akustik	Eine hinreichend geringe Geräuschentwicklung muss durch objektive Prüfstandsmessungen am Gesamtsystem Lenkung nachgewiesen werden. Die Prüfungen werden zwischen Fahrzeug- und Lenksystemhersteller abgestimmt.

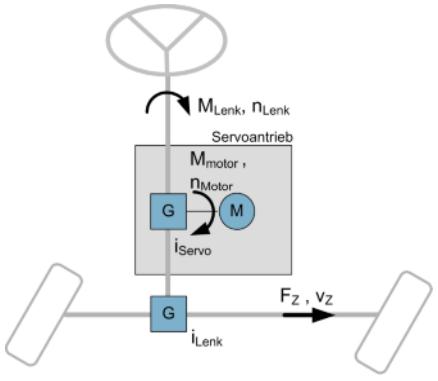
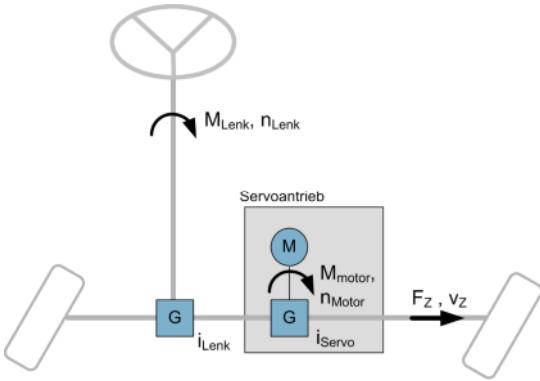
4.2 Auslegungsparameter

Die Leistungsauslegung von elektrischen Servolenkungen erfolgt entlang des Leistungsflusses. Ausgehend von der geforderten Abgabeleistung und dem zur Verfügung stehenden Einbauraum der Lenkung werden die Anforderungen an die Lenkungskomponenten beispielsweise Zahnstange, Getriebe, Elektromotor, Steuergerät und Drehmomentsensor abgeleitet. In Abhängigkeit, ob der EPS-Eingriff lenksäulenseitig oder an der Zahnstange erfolgt, ergeben sich unterschiedliche kinematische Abhängigkeiten und Freiheitsgrade bei der Systemauslegung. Alle folgenden Überlegungen und Zusammenhänge gehen von stationären Arbeitspunkten (gleichförmigen unbeschleunigten Bewegungen) und verlustlosen Komponenten aus.

Spezifikation der Abgabeleistung

Vollständig formuliert ist die Abgabeleistung (P_Z) eines EPS-Systems durch die Angabe der benötigten Spurstangen- bzw. Zahnstangenkraft (F_Z) und der Zahnstangengeschwindigkeit (v_Z) entsprechend Gleichung (1). Üblicherweise wird von Fahrzeugherstellern nicht die Zahnstangengeschwindigkeit, sondern die Lenkgeschwindigkeit am Lenkrad (n_{Lenk}) sowie die Lenksystemübersetzung (i_{Lenk}) spezifiziert (Gleichung (2)). Vorteilhaft ist die getrennte Formulierung der Leistungsanforderungen für verschiedene Fahrmanöver.

Tabelle O-5 Kinematische Zusammenhänge der verschiedenen EPS-Systeme

Lenksäulenbasiertes EPS-System (EPSc, EPSp)	Zahnstangenbasiertes EPS-System (EPSdp, EPSapa, EPSrack)
	
$P_Z = F_Z \cdot v_Z$ (1)	$P_Z = F_Z \cdot v_Z$ (1)
$v_Z = i_{\text{Lenk}} \cdot n_{\text{Lenk}}$ (2)	$v_Z = i_{\text{Lenk}} \cdot n_{\text{Lenk}}$ (2)
$F_Z = 2\pi \frac{M_{\text{Lenk}} + i_{\text{Servo}} \cdot M_{\text{Motor}}}{i_{\text{Lenk}}}$ (3)	$F_Z = 2\pi \frac{M_{\text{Lenk}}}{i_{\text{Lenk}}} + i_{\text{Servo}} \cdot M_{\text{Motor}}$ (3)
$n_{\text{Motor}} = i_{\text{Servo}} \cdot n_{\text{Lenk}}$ (4)	$n_{\text{Motor}} = i_{\text{Servo}} \cdot v_Z$ (4)

Wahl der Lenksystemübersetzung

Die Lenksystemübersetzung ist als Verhältnis zwischen Zahnstangenweg und Lenkradwinkel definiert. Die Übersetzung wird vom Fahrzeughersteller spezifiziert, da diese zusammen mit der Achskinematik die Lenkcharakteristik des Fahrzeugs bestimmt (siehe Kapitel D). Mit einer direkten Lenksystemübersetzung, beispielsweise 58 mm je Lenkradumdrehung, kann der Lenkaufwand des Fahrers reduziert werden. Für denselben Zahnstangenweg wäre bei einer Übersetzung von 44 mm/Umdrehung ein um den Faktor 1,3 größerer Lenkradeinschlag notwendig. Um den Lenkaufwand beim Parkieren zu reduzieren und ein sehr agiles Lenkverhalten des Fahrzeugs zu erhalten, werden bevorzugt direkte Lenksystemübersetzungen eingesetzt. Direkte Lenkübersetzungen führen jedoch bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten bei bereits kleinen Lenkbewegungen zu nennenswerten Querbewegungen des Fahrzeugs. Aus diesem Grund werden auch teilweise variable Lenksystemübersetzungen eingesetzt, die eine Optimierung des Lenkaufwands beim Parkieren unter Berücksichtigung der Fahrstabilität bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten ermöglichen.

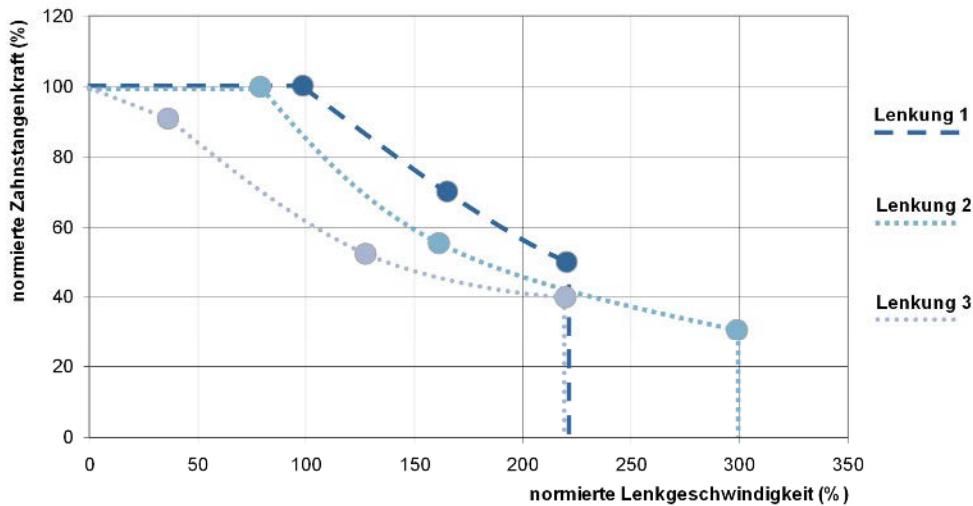


Bild O-37 Typische Leistungsanforderungen aktueller EPS-Systeme

Wahl der Servoübersetzung

Über das Servogetriebe wird bei gegebener Abgabeleistung an der Zahnstange (F_Z , v_Z) und gegebener Eingangsleistung durch den Fahrer (M_{Lenk} , n_{Lenk}) der Arbeitspunkt des Elektromotors (M_{Motor} , n_{Motor}) nach Gleichung (2), Gleichung (3) und Gleichung (4) definiert. Das Formelzeichen M steht für das Drehmoment und Formelzeichen n für die Drehzahl.

Die Servogetriebeübersetzung ist dabei im Spannungsfeld zwischen Motordrehmoment (M_{Motor}) und Motordrehzahl (n_{Motor}) zu wählen. Durch Variation der Servoübersetzung kann die Systemauslegung bezüglich Stellkraft oder Stellgeschwindigkeit optimiert werden. Bei gegebenem Elektromotor (M_{Motor} , n_{Motor}) führt beispielsweise eine Verringerung der Servogetriebeübersetzung zu einer geringeren Zahnstangenkraft (Gleichung (3)) bei größerer Lenkgeschwindigkeit (Gleichung (4)).

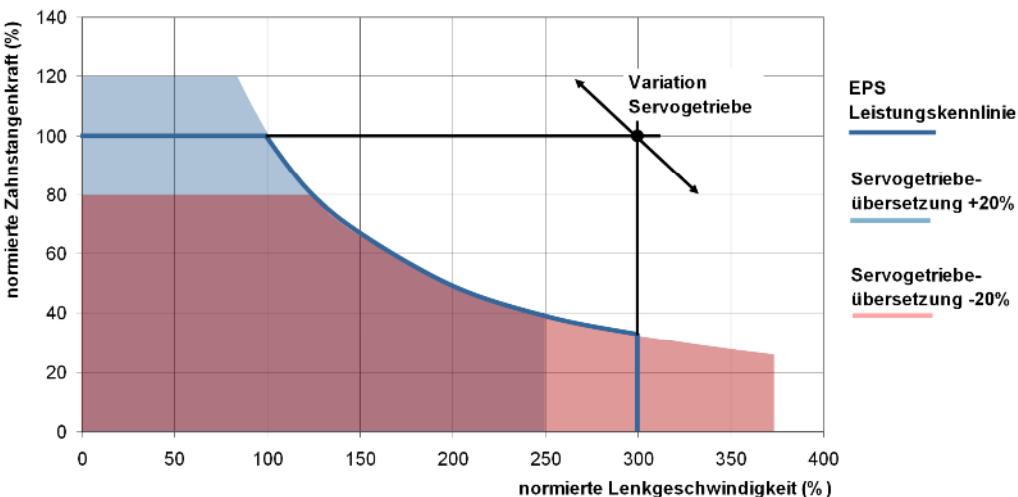


Bild O-38 Anpassung des EPS-Arbeitsbereichs durch Variation der Servogetriebeübersetzung

Auslegung Elektromotor und Leistungselektronik

Ausgehend von den geforderten Arbeitspunkten ($M_{Motor\ x}$, $n_{Motor\ x}$) erfolgt die Auslegung des EPS-Motors. In Abhängigkeit der Leistungsanforderungen wird zunächst definiert, ob ein Gleichstrom- oder Drehfeldmotor eingesetzt wird (Kapitel O 3.2). Dies hat direkte Auswirkungen auf die Anforderungen an die Leistungselektronik (Kapitel O 3.4.3) und Regelungstechnik (Kapitel O 6). Anschließend erfolgen das elektromagnetische Motordesign und die Wicklungsauslegung, woraus die Baugröße und Leistungsaufnahme des Elektromotors resultiert.

Wesentliche Auslegungskriterien für die Leistungselektronik sind die benötigte Stromtragfähigkeit und die Bauteileentwärmung. Nach Auswahl möglicher Leistungshalbleiter und Zwischenkreiskomponenten werden diese zusammen mit verschiedenen Aufbau- und Verbindungstechniken bewertet. Hierzu wird durch Schaltungs- und Thermosimulationen die Belastung der leistungselektronischen Bauteile bezüglich Spannung, Strom und Wärmeabfuhr bei verschiedenen Lenkmanövern beurteilt. Ebenfalls wird die Stromaufnahme aus dem Fahrzeubordnetz verifiziert.

Randbedingungen bei der Systemauslegung

Durch die Wahl der Servoversetzung werden, wie bereits beschrieben, die Anforderungen bezüglich Drehmoment und Drehzahl des Elektromotors definiert. Dabei kann die Servoversetzung nur in gewissen Grenzen frei gewählt werden. Begrenzend wirken beispielsweise die maximal erlaubten Kräfte der mechanischen Komponenten aufgrund deren Festigkeiten, woraus die minimal mögliche Servoversetzung resultiert. Andererseits kann die Servoversetzung nicht beliebig erhöht werden, da mit zunehmender Servoversetzung die Motordrehzahl erhöht wird. Höhere Stellgeschwindigkeiten führen in den mechanischen Komponenten prinzipiell zu einer erhöhten Geräuschentwicklung beispielsweise beim Zahneingriff des Servogetriebes.

Ebenfalls müssen bei der Systemauslegung die unvermeidbaren Leistungsverluste der Komponenten berücksichtigt werden, die ebenfalls von den Arbeitspunkten der Komponenten abhängen. Neben dem Gesamtwirkungsgrad der Lenkung sind bei der Systemauslegung weitere technische Zielfunktionen wie beispielsweise Bauraumbedarf, Massenträgheit und EMV sowie auch wirtschaftliche Faktoren wie Materialeinsatz und Gleichteilekonzepte zu berücksichtigen.

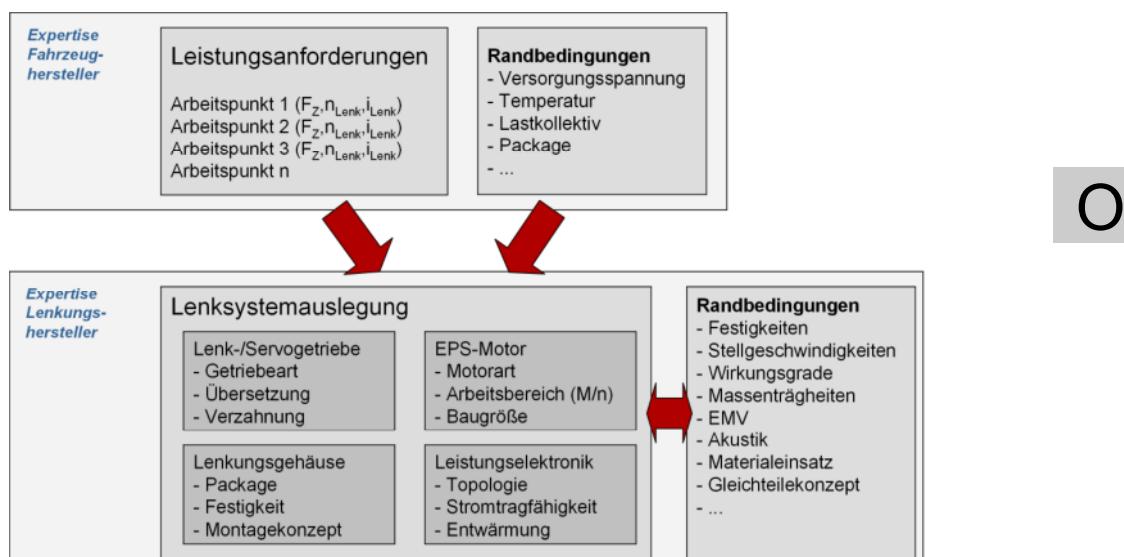


Bild O-39 Grafische Darstellung der Leistungsauslegung von EPS-Systemen

4.3 Anforderungen an das Bordnetz

Zur Formulierung der Anforderungen an das elektrische Fahrzeubordnetz sind im Wesentlichen der mittlere Leistungsbedarf und die auftretenden Leistungsspitzen relevant.

Mittlerer und maximaler Leistungsbedarf

Der Leistungsbedarf beschreibt die aus dem Fahrzeubordnetz benötigte elektrische Leistung als Produkt aus Bordnetzspannung und Verbraucherstrom.

Klassische Dauerverbraucher für beispielsweise Zündungsteuerung und Kraftstoffeinspritzung weisen eine hohe mittlere Leistungsaufnahme auf verglichen mit Power-On-Demand-Systemen, zu denen die elektrische Servolenkung zählt. Eine elektrische Servolenkung benötigt im durchschnittlichen Fahrbetrieb eine Eingangsleistung von kleiner 10 W, die im Wesentlichen nur von der Stromaufnahme der Signalelektronik bestimmt ist. Demgegenüber stehen jedoch kurzzeitige Leistungsspitzen von teilweise über 1000 W bei Parkievorgängen und Wendemanövern.

Für Bordnetzanforderungen einer EPS ist daher nur der maximale Leistungsbedarf relevant.

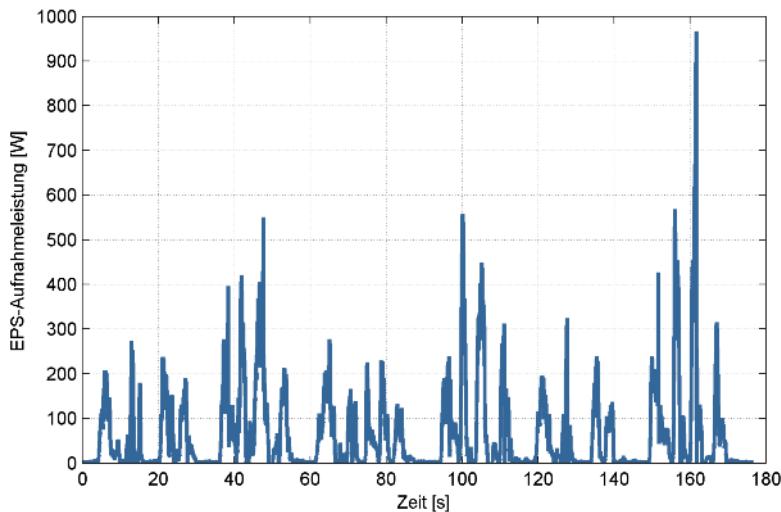


Bild O-40 Gemessene Eingangsleistung einer EPS bei Parkievorgängen eines Mittelklassefahrzeugs



Dynamischer Leistungsbedarf

Neben dem beschriebenen absoluten Leistungsbedarf spielt das zeitliche Verhalten, mit dem die Leistungen der Verbraucher benötigt werden, eine entscheidende Rolle für die Bordnetzdimensionierung. So müssen beispielsweise aufgrund der Verzögerungszeiten in der Generatorregelung kurzzeitige Leistungsspitzen über die Batterie gedeckt werden. Aus diesem Grund ist für elektrische Hochleistungsverbraucher neben dem maximalen Strom auch die Stromanstiegsgeschwindigkeit für die Stabilität der Bordnetzspannung relevant (Bordnetzrückwirkung).

Bordnetzausführungen

Das Energiebordnetz eines Kraftfahrzeugs besteht im Grundsatz aus einem Generator zur Energiewandlung, einer Batterie zur Energiespeicherung, Leitungen zur Energieverteilung und den ange-

schlossenem Verbrauchern¹¹. Stand der Technik ist nach wie vor das konventionelle 12-V-Bordnetz, oftmals auch als 14-V-Bordnetz bezeichnet. Aufgrund der allgemein zunehmenden Elektrifizierung der Fahrzeuge stößt das konventionelle Energiebordnetz zunehmend an seine Grenze bezüglich der Strombelastung und der damit verbundenen Leitungsverluste. Neben dem steigenden Energiebedarf der elektrischen Verbraucher führen auch Maßnahmen zur Verbrauchs- und Emissionsreduzierung der Fahrzeuge, zu einer zusätzlichen Belastung der elektrischen Bordnetzkomponenten. Beispielsweise nehmen durch Start/Stop-Funktion und Rekuperation von Bremsenergie die Spannungsschwankungen und Strombelastung im Bordnetz zu.

Ein reines 42-V-Bordnetz, wie es bereits seit längerem normativ geregelt ist (ISO 21848), wurde bisher nicht in Serie eingeführt. Grund hierfür sind die enormen Einführungskosten, die eine Umstellung aller elektrischen Bordnetzkomponenten und Verbraucher mit sich bringen. Neben den bekannten Bordnetzkomponenten wie Generator und Batterie müssten beispielsweise auch alle Fahrzeugsteuergeräte inklusive Sensoren und Aktuatoren auf die neue Bordnetzspannung angepasst werden.

Energiemanagement

Benötigen gleichzeitig mehrere elektrische Verbraucher kurzzeitig Energie, muss auch unter worst case Bedingungen wie geringer Generatordrehzahl oder teilentladener Batterie eine sichere Energieversorgung der Verbraucher gewährleistet sein. Beispielsweise tritt bei einem Ausweichmanöver mit elektrischer Servolenkung und ESP-Regeleingriff ein sehr hoher kurzzeitiger Energiebedarf auf. Aus diesem Grund werden in modernen Fahrzeugen zunehmend intelligente Energiemanagementsysteme implementiert, über die das Verhalten der beteiligten Bordnetzkomponenten koordiniert wird. Wesentliche Aufgabe des Energiemanagements ist daher, den Leistungsbedarf der Verbraucher mit dem Leistungsangebot des Bordnetzes zu vergleichen und eine ausgewogene Bilanz sicherzustellen. Neben einer bedarfsgerechten und verbraucherpriorisierten Energieverteilung wird auch der Ladezustand der Batterie überwacht. Beispielsweise werden bei abgestelltem Fahrzeug und niedrigem Ladezustand der Batterie verschiedene Stillstand- und Ruhestromverbraucher abgeschaltet, um einen erneuten Fahrzeugstart zu gewährleisten.

5 Systemsicherheit

5.1 Normatives Regelwerk

5.1.1 IEC 61508

Die Norm IEC 61508¹² ist eine internationale Norm zur Entwicklung von elektrischen, elektronischen und programmierbar elektronischen (E/E/PE) Systemen. Die Norm entstand im Umfeld der Verfahrenstechnik bzw. des Maschinenbaus, ist jedoch nicht auf bestimmte Anwendungsgebiete fixiert, sondern kann als „Grundlagen-Norm“ zur Entwicklung sicherheitsrelevanter Systeme verstanden werden. Die Norm wurde unter dem Titel „Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbar elektronischer Systeme“ veröffentlicht und untergliedert sich in sieben Segmente.

11 ROBERT BOSCH GmbH (2002): Autoelektrik Autoelektronik. Vieweg Verlag: Wiesbaden 2002.

12 Siehe auch International Electrotechnical Commission: Functional safety of electrical/electronic/programmable electronic safety-related systems, Part 1 – Part 7.

Dabei wird der gesamte Sicherheitslebenszyklus, bestehend aus Konzepterstellung, Planung, Entwicklung, Umsetzung, Inbetriebnahme, Instandhaltung, Änderung sowie Entsorgung/Verschrottung betrachtet.

Von sicherheitsrelevanten Systemen ist dann die Rede, wenn der Ausfall eines solchen Systems ein erhebliches Risiko für Mensch oder Umwelt darstellt.

Dazu werden die Systeme in so genannte Sicherheitsanforderungsstufen SIL (Safety Integrity Level) eingruppiert. Die Spanne reicht von SIL1 bis SIL4, wobei SIL4 die höchsten Anforderungen an die Systeme stellt. Im Automobilbereich ist SIL4 nicht relevant, die höchste Einstufung ist hier SIL3. Vor Serieneinführung muss nachgewiesen werden, dass das Produkt die SIL-spezifischen Anforderungen erfüllt.

5.1.2 ISO 26262

Die ISO 26262¹³ („Road vehicles – Functional safety“) ist eine Norm für sicherheitsrelevante elektro- und elektronische Systeme, speziell für den Anwendungsbereich in Kraftfahrzeugen.

Die Einführung wurde erforderlich, weil die Ursprünge der IEC 61508 im Anlagenbau liegen, die meist in Klein(st)serien hergestellt werden und bei denen mögliche Gefährdungen für Mensch und Umwelt durch Integration externer Sicherheitsmaßnahmen, wie z. B. Schutzscheiben, Not-Aus Strategien etc., minimiert werden. Deshalb konnten häufig keine detaillierten Vorgaben für die speziellen Anforderungen der Automobilindustrie entnommen werden.

Die Sicherheit von Kraftfahrzeugen muss durch die korrekte Ausführung der Funktion selbst gewährleistet werden, d. h. Sicherheit muss ein integraler Bestandteil des Produkts sein. Darüber hinaus müssen Besonderheiten wie z. B. die Massenfertigung, die verteilte Entwicklung etc. berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wurde die ISO26262 auf Basis der IEC61508 entworfen.

In 2011 wurde der erste gültige Entwurf der ISO 26262 veröffentlicht und gilt seitdem als Stand der Technik bei der Entwicklung mechatronischer Systeme im PKW.

Die Sicherheitsanforderungsstufen werden hierbei in ASIL A bis ASIL D (Automotive Safety Integrity Level) unterteilt, ASIL D entspricht hier der höchsten Anforderungsstufe und ist vergleichbar mit SIL3 nach IEC 61508. Nicht sicherheitsrelevante Anforderungen werden mit QM (Qualitätsmaßnahme) gekennzeichnet und sind nicht im Fokus der ISO 26262 Aktivitäten, sondern müssen durch die Prozesse der Qualitätssicherung behandelt werden.

5.2 Sicherheit in EPS Anwendungen

5.2.1 Aufgabe des Sicherheitskonzepts

Das System muss so ausgelegt werden, dass Fehler sicher beherrscht werden. Hierzu sind folgende Möglichkeiten denkbar:

- Fehlerausschluss nach dem Stand der Technik, z. B. durch entsprechendes mechanisches Design
- Ausschluss von sicherheitskritischen Fehlerauswirkungen, z. B. durch einen Nachweis, dass der Fahrer nicht bzw. nur unwesentlich beeinträchtigt wird
- Fehlererkennung durch ein geeignetes Sicherheitskonzept und hinreichend schnelle Überführung des Systems in einen sicheren Zustand (Fail-safe-Prinzip)

13 Siehe auch International Organisation for Standardization: Road vehicles — Functional safety, Part 1 – Part 10.

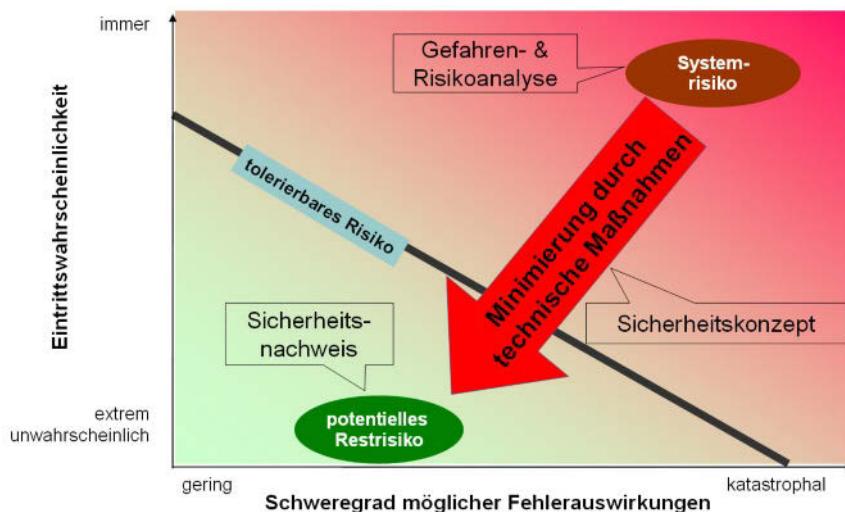


Bild O-41 Sicherheitskonzept zur Minimierung des Systemrisikos

Das Systemrisiko bzw. die Sicherheitsanforderungsstufe (ASIL) wird zunächst ohne Berücksichtigung von Sicherheitsmaßnahmen durch eine Gefahren- und Risikoanalyse identifiziert. Zur Minimierung des Systemrisikos wird dann ein Sicherheitskonzept entwickelt. Die Aufgabe des Sicherheitskonzepts besteht darin, dass das vorhandene Systemrisiko durch die Implementierung der sicherheitstechnischen Maßnahmen auf ein kalkulierbares, potenzielles Restrisiko minimiert wird. Die Wirksamkeit des Sicherheitskonzeptes wird durch einen Sicherheitsnachweis dokumentiert, siehe hierzu **Bild O-41**. Der Umfang des Nachweises ergibt sich durch die Sicherheitsanforderungsstufe (ASIL).

5.2.2 Risikoeinstufung von EPS-Systemen

Bei der Bewertung des Systemrisikos müssen der Anwendungsbereich und die Leistungsklasse der EPS berücksichtigt werden. Bei der Bewertung von aktuellen Lenkungen für Mittel- und Oberklassefahrzeuge ergeben sich folgende Einstufungen (Risikograph aus ISO/DIS 26262-3, rev. 28.06.2009):

- Unerwünschte Ansteuerung des Servomotors → ASIL D
- Schwerfälligkeits des Lenksystems, z. B. durch Fehlansteuerungen des Servomotors (nicht gemeint sind hier mechanische Ursachen) → ASIL D
- Plötzliches Einsetzen der Lenkunterstützung, z. B. durch ungewolltes Wiedereinschalten → ASIL A
- Ausfall der Lenkunterstützung → QM

Nach obiger Einstufung werden EPS-Systeme in der Regel mit ASIL D eingestuft. Daraus können Schutzziele direkt abgeleitet werden:

- Das Lenksystem muss Fehler, die zu einer unerwünschten Aktuatorfunktionalität führen, entsprechend der ASIL D Anforderungen erkennen und in einen sicheren Zustand wechseln.
- Das Lenksystem muss Fehler, die zu einer Schwerfälligkeits des Lenksystems führen, entsprechend der ASIL D Anforderungen erkennen und in einen sicheren Zustand wechseln.
- Das Lenksystem muss das ungewollte Wiedereinschalten der Unterstützung entsprechend der ASIL A Anforderungen verhindern.

Da es keine Sicherheitsintegritätsfunktion für mechanische Komponenten geben kann, ist ein Fehlerrausschluss für das mechanische Design erforderlich. Dies wird durch die Entwicklungsprozesse der Mechanik sichergestellt.

Durch konstruktive Maßnahmen auszuschließen sind z. B.:

- Verlust des mechanischen Durchgriffs zwischen Lenkrad und Rädern
- Schwerkängigkeit der Lenkung durch mechanische Ursachen

5.2.3 Eigenschaften des sicheren Zustands

Der sichere Zustand einer EPS Lenkung lässt sich durch folgende Eigenschaften definieren:

- Das Lenksystem darf keine Lenkunterstützung generieren.
- Das Verlassen des sicheren Zustands kann nur durch Aus- und Einschalten und erfolgreicher Initialisierung der ECU erfolgen (siehe **Bild O-42**).
- Der Elektromotor darf keine Drehmomente oberhalb eines sicherheitskritischen Wertes (abhängig von Fahrzeug-/Lenkungsauslegung) erzeugen.
- Die mechanische Lenkfähigkeit muss entsprechend Regelung ECE R79¹⁴ gewährleistet sein.

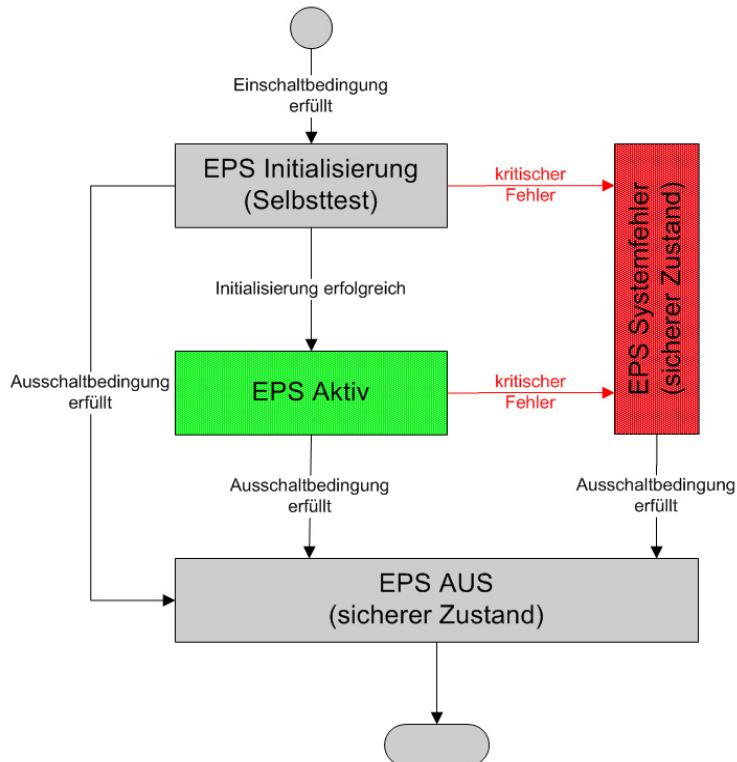


Bild O-42 Systemzustände des EPS-Systems

¹⁴ Siehe auch United Nations Economic Commission for Europe (UNECE): Regulation 79, Steering Equipment.

Die Generierung einer Servounterstützung (Zustand „EPS Aktiv“) ist stets nur nach erfolgreicher, fehlerfreier Initialisierung möglich. Tritt ein kritischer Fehler auf, wird unverzüglich der Zustand „EPS-Systemfehler“ eingenommen. In den Zuständen „EPS Aus“ und „EPS-Systemfehler“ befindet sich das Lenksystem im so genannten sicheren Zustand. Die Abschaltpfade (vgl. Kapitel O 5.2.4) sorgen dafür, dass der sichere Zustand zuverlässig eingenommen werden kann.

5.2.4 Abschaltpfade

Nach Erkennung eines sicherheitskritischen Fehlers muss das System mit Hilfe der Abschaltpfade innerhalb einer Fehlertoleranzzeit in den sicheren Zustand überführt werden. Die Fehlertoleranzzeit ist die Zeit, in der das System durch fehlerhafte Signale beaufschlagt werden kann, ohne dass ein gefährlicher Zustand eintritt. Diese Zeit wird für die Fehlererkennung und der anschließenden Fehlerreaktion benötigt und ist abhängig von der Fahrzeug- und Lenkungsauslegung.

Damit die Fehlerreaktion zuverlässig erfolgen kann, müssen die Abschaltpfade über diversitäre und unabhängige Pfade betätigt werden können.

Dazu werden die Abschaltpfade sowohl durch die Mikroprozessorenheit als auch über zusätzliche Hardware-Komponenten bedient. Diese Komponenten müssen so gewählt sein, dass sie sich laufend gegenseitig überwachen. Somit ist stets gewährleistet, dass das System in den sicheren Zustand überführt werden kann. In EPS Anwendungen wird als Abschaltpfad die Leistungselektronik benutzt. Die Ansteuerung zur Deaktivierung der Leistungselektronik kann z. B. wie in **Bild O-44** aussehen.

Um schlafende Fehler bei der Bedienung der Abschaltpfade ausschließen zu können, muss deren Funktionsfähigkeit vor Aktivierung der Lenkungsfunktionen einzeln geprüft werden. Dazu werden in der Initialisierungsphase Testroutinen durchlaufen. Nur bei einem positiven Testergebnis wird das System freigegeben und in den Zustand „EPS Aktiv“ überführt (vergleiche **Bild O-42**).

Dabei ist das Steuengerät (ECU) so auszulegen, dass die EPS im stromlosen Zustand im sicheren Zustand verbleibt.

Die sicherheitstechnische Anforderung, das fehlerbehaftete System unverzüglich abzuschalten und in den sicheren Zustand zu überführen, muss mit den Qualitätsanforderungen im Einklang stehen. Ein wesentliches Qualitätsmerkmal ist die Verfügbarkeit der Servounterstützung, d. h. der Anteil der Zeit, in der die Servounterstützung vorhanden ist, in Bezug zur Betriebsdauer über die gesamte Lebensdauer.

$$v = \frac{(n - a)}{n} \cdot 100 \quad 0.5$$

v = Verfügbarkeit [%]

a = Ausfalldauer [h]

n = Betriebsdauer über Lebensdauer [h]

Dies bedeutet, dass es aus Sicht der Qualität nicht sinnvoll ist, das System in allen Fehlerfällen unverzüglich in den sicheren Zustand zu überführen, weil nicht alle Fehler in gleichem Ausmaß sicherheitskritisch sind. Deshalb ist es üblich, die Fehler zu kategorisieren und die Systemreaktion differenziert vorzunehmen. Dabei sind z. B. folgende Fehlerreaktionsstrategien üblich:

- EPS Betrieb einschränken
 - z. B. durch Deaktivierung von Teilverkäufen (Einschränkung des Komforts)
 - z. B. durch Reduzierung der EPS Unterstützungsleistung
- Überblendung auf Signalersatzwerte
- zeitlich sanfte Überführung des Systems in den sicheren Zustand, z. B. durch langsame Reduzierung der Servounterstützung mit anschließendem Übergang in den sicheren Zustand

5.2.5 Sicherheitsmaßnahmen für die Teilkomponenten des Systems

Zur weiteren Analyse potenzieller Fehlerquellen ist es sinnvoll, das System in Teilkomponenten zu zerlegen. Dabei können folgende Subsysteme zu einer unerwünschten Ansteuerung des Servomotors führen:

- Fehler in den externen Signalen
- Fehler in der Sensorik
- Fehler innerhalb des Mikroprozessors
- Fehler im Steuergerät (inklusive Leistungselektronik und Software)
- Fehler in der Motoransteuerung

Fehler in folgenden Subsystemen können zu einer Schwierigkeit des Lenksystems führen:

- Fehler im Motor (z. B. Kurzschlüsse)
- Fehler im Steuergerät (inklusive Leistungsendstufe und Software)
- Fehler in der Motoransteuerung

Da die Fehlerauswirkungen bezüglich „unerwünschter Ansteuerung des Servomotors“ und „Schwierigkeit des Lenksystems“ mit ASIL D klassifiziert werden, ergeben sich entsprechend hohe Anforderungen an die Subsysteme, d. h. die erforderlichen Sicherheitsmaßnahmen müssen einen entsprechend hohen Diagnosedeckungsgrad erreichen.

5.2.5.1 Überwachung externer Signale

Die Sicherheitsintegrität von externen Signalen ist abhängig vom jeweiligen Fahrzeughersteller und den Ausstattungsvarianten der Fahrzeuge. Die Sicherheitsrelevanz der vom Fahrzeugbus eingelesenen Signale wird durch eine systematische Analyse bewertet.

Wenn möglich, werden die EPS-Funktionen so ausgelegt, dass alle empfangenen Signale keine sicherheitsrelevanten Auswirkungen haben können. Ist dies nicht möglich, dann müssen vom Lenkungshersteller entsprechende Sicherheitsanforderungen an die betroffenen Signale gestellt werden.

Darüber hinaus sind einzelne oder mehrere der folgenden Absicherungsmaßnahmen von externen Signalen üblich:

- Überwachung Timeout
- Überwachung Botschaftzähler
- Überwachung Checksumme
- Überwachung Wertebereich
- Sprungüberwachung

Zur Erhöhung der Verfügbarkeit (siehe Kapitel O 5.2.4) der Servounterstützung ist es sinnvoll, in einem erkannten Fehlerfall bezüglich externer Signale, wenn möglich, auf einen Signalersatzwert überzublenden. Das kann zwar zu Komforteinbußen führen, z. B. erhöhtes Lenkkraftniveau, hat jedoch keine sicherheitsrelevanten Auswirkungen zur Folge.

5.2.5.2 Überwachung Sensorik

Zur Berechnung der gewünschten Servounterstützung und zur Ansteuerung des Servomotors sind Sensoren erforderlich (siehe Kapitel O 3.2.5 und O 3.3). Da Fehlfunktionen der Sensoren einen unmittelbaren Einfluss auf die resultierende Servounterstützung haben, ist eine Verletzung der Schutzziele (siehe Kapitel O 5.2.2), ohne zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen nicht auszuschließen. Damit sind Überwachungsmaßnahmen mit entsprechend hohem Diagnosedeckungsgrad vorzusehen, die sehr stark von den verwendeten Sensorkonzepten und deren Signalübertragung abhängig sind.

5.2.5.3 Überwachungskonzept des Rechnersystems

Im Allgemeinen werden die EPS-Funktionen auf einem Mikroprozessor mit einem Rechnerkern berechnet. Um den auf Grund der SIL-Einstufung erforderlichen hohen Diagnosedeckungsgrad zu erreichen, wird zur Überwachung dieses Mikroprozessors häufig das 3-Level-Konzept verwendet. Dieses Konzept hat sich in E-Gas und ESP-Anwendungen bewährt. Dazu wird eine zusätzliche intelligente Hardware-Einheit, im Folgenden „Sicherheitsrechner“ genannt, als Überwachungsinstanz hinzugefügt. Die implementierten Software-Funktionen werden in 3 Ebenen, im Folgenden „Level“ genannt, aufgeteilt (siehe hierzu **Bild O-43**).

In **Level 1** erfolgt die Ausführung:

- der Lenkungsfunktionen (z. B. Einlesen der Sensoren, Berechnung von Ausgabewerten, Ansteuerung der Lenkaktuatoren)
- der lenkungsspezifischen Diagnosefunktionen (Überwachung und Prüfung von Systemeingängen, -ausgängen, Sensoren und Aktuatoren für spezifische Lenkfunktionen)
- der Vergleich zwischen den Ergebnissen aus Level 2 und Level 1 (Ausgabewerte müssen innerhalb einer erlaubten Toleranzgrenze liegen)

In **Level 2** erfolgt die Ausführung:

- der diversitären Algorithmen (erheblich unterschiedliche Algorithmen zur Berechnung der Ausgabewerte) zur Überwachung von sicherheitsrelevanten Lenkungsfunktionen des Level 1
- der Vergleich zwischen den Ergebnissen aus Level 1 und Level 2 (Ausgabewerte müssen innerhalb einer erlaubten Toleranzgrenze liegen)

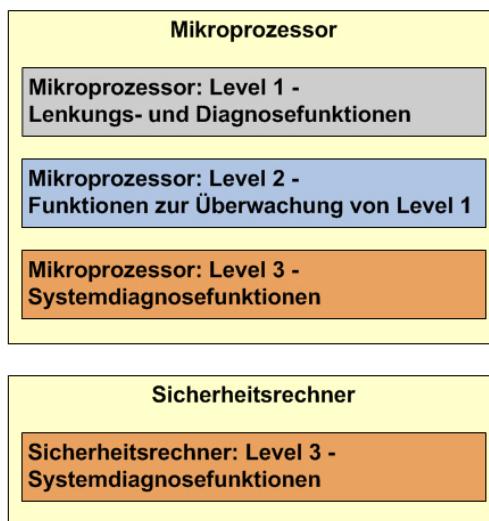


Bild O-43 3-Level-Konzept

Level 1 und Level 2 werden auf dem Mikroprozessor ausgeführt. Die Software dieser Level können dabei verschiedene Berechnungsressourcen des Mikroprozessors verwenden (Integer-Einheit bzw. Fließkomma-Einheit).

Die erlaubten Toleranzgrenzen zwischen den Ergebnissen aus Level 1 und Level 2 sind abhängig von der Fahrzeug-/Lenkungsauslegung und müssen durch Fahrversuche im Zielfahrzeug ermittelt werden. Dazu werden bewusst Fehler aufgeschaltet, um die Anforderungen und die Wirksamkeit der Level 2-Funktionen zu identifizieren. Die maximale Abweichung des von Level 1 berechneten

und in Level 2 überprüften Ausgabewertes darf nur zu einem Verhalten des Lenksystems führen, das vom Fahrer sicher beherrscht werden kann.

In **Level 3** werden die Systemdiagnosefunktionen berechnet. Diese Sicherheitsmaßnahmen für Software- und Hardware-Komponenten zur Sicherstellung der Systemintegrität sind unabhängig von der Anwendung und umfassen z. B.:

- Überwachung der Speicherbereiche
- Bedienung des Sicherheitsrechners
- Logische und zeitliche Programmablaufüberwachung
- Überwachung des Betriebssystem
- Überwachung des Software-Vergleichsalgorithmus (Vergleich der Ergebnisse aus Level 1 und Level 2)
- Prüfung Mikroprozessorkern
- Überwachung des Mikroprozessors und des Sicherheitsrechners mittels Frage-Antwort-Spiel

Der Level 3 ist in zwei Teile aufgeteilt. Ein Teil wird auf dem Mikroprozessor ausgeführt und der andere Teil auf einem separaten Sicherheitsrechner. Die Ergebnisse der Programmteile werden zwischen Mikroprozessor und Sicherheitsrechner über eine Schnittstelle ausgetauscht.

Erfolgt in einem der drei Level die Erkennung eines sicherheitsrelevanten Fehlers, so wird das System in den sicheren Zustand überführt.

5.2.5.4 Überwachung Leistungselektronik/Aktor

Der Elektromotor zur Generierung der Servounterstützung wird in EPS-Anwendungen je nach Leistungs- und Kostenanforderungen unterschiedlich ausgeführt (siehe Kapitel O 3.2).

Da die Auswirkungen von Fehlfunktionen des Elektromotors unmittelbar zu den identifizierten Systemrisiken (vgl. Kapitel O 5.2.2) führen können, sind Überwachungsmaßnahmen mit entsprechend hohem Diagnosedeckungsgrad vorzusehen.

Um die Auswirkungen von unerwünschten Ansteuerungen des Servomotors zu beherrschen, muss das System in der Lage sein, die Leistungselektronik hinreichend schnell zu deaktivieren. Dazu wird als Abschaltweg die Deaktivierung der Leistungsendstufe vorgesehen.

Zudem müssen alle Elektromotorkonzepte die Anforderungen an den sicheren Zustand erfüllen (vgl. Kapitel O 5.2.3), um eine mögliche Schwierigkeit des Lenksystems zu verhindern.

Dazu ist die Deaktivierung der Leistungsendstufe je nach Elektromotorkonzept allein nicht ausreichend, da im Fehlerfall, z. B. bei Kurzschlüssen im Elektromotor bzw. in der Leistungselektronik, ungewollt Spannungen induziert werden können, welche einen Stromfluss bewirken. Dieser ungewollte Stromfluss führt zu Motordrehmomenten, die dem Lenkwunsch des Fahrers entgegengerichtet sind. Das heißt, es können ungewollt bremsende Motordrehmomente generiert werden, die je nach Getriebeübersetzung des Elektromotors auf das Lenkrad zu einer starken Schwierigkeit der Lenkung führen können. Ohne Sicherheitsmaßnahme ist gegebenenfalls die mechanische Lenkfähigkeit nicht mehr gewährleistet.

Deswegen muss der mögliche ungewollte Stromfluss entweder durch das eingesetzte Elektromotorkonzept ausgeschlossen oder durch zusätzliche Maßnahmen unterbunden werden können. Die Sicherheitsmaßnahmen sind z. B.:

- konstruktiver Ausschluss von Motor- und Zuleitungskurzschlüssen
- Vermeidung Stromfluss im Fehlerfall durch zusätzliche Komponenten (Motor/Leistungselektronik)
- Überwachung Leistungselektronik/Aktor

5.2.5.5 Sicherheitsbezogenes ECU-Blockschaltbild

Das Steuergerät (ECU) ist verantwortlich für die Ausführung der Lenkfunktionen und aller Sicherheitsfunktionen der EPS. Dabei sind folgende Komponenten erforderlich:

- Mikroprozessor, der Kern des Steuergeräts
- Sicherheitsrechner zur Mikroprozessor-Überwachung (Watchdog Funktionalität) und zur Überwachung der Versorgungsspannungen
- nicht flüchtiges RAM zur Speicherung nicht flüchtiger Daten
- Quartz zur Taktierung für den Mikroprozessor
- Endstufentreiber zur Ansteuerung der Komponenten der Leistungselektronik der Endstufe
- Endstufe zur Ansteuerung der Motorphasen

Ein Blockschaltbild dieser Konfiguration ist in **Bild O-44** dargestellt.

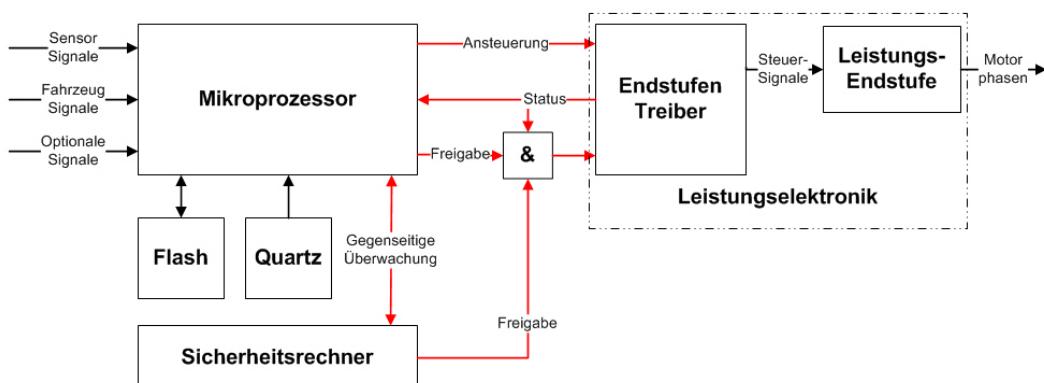


Bild O-44 Blockschaltbild des EPS-Steuergeräts mit Abschaltpfad

Aus der Sicherheitsperspektive ist die Hardware-Architektur ein ertüchtigtes Einkanalsystem, das von einem Mikroprozessor gesteuert wird. Diese Einheit wird von einem unabhängigen Sicherheitsrechner überwacht und ermöglicht dadurch einen hohen Diagnosedeckungsgrad. Die notwendigen Mittel für die Fehlerreaktion sind durch die redundante Ansteuerung des Abschaltpfades (Freigabe-Signal der Leistungselektronik) gegeben, der sowohl vom Mikroprozessor, dem Sicherheitsrechner, als auch von dem Endstufentreiber bedient werden kann.

6 Lenkfunktionen und Regelung

Wie bereits in den vorhergehenden Abschnitten beschrieben, verfügt eine EPS über einen Elektromotor, mit dessen Hilfe mechanische Energie in das System eingebracht werden kann. Es ist nun die Aufgabe der Lenkfunktionen, diese Energie bedarfsgerecht in das System einzubringen. Bedarfsgerecht bedeutet hier, dass die Energie so eingebracht werden muss, dass der Fahrer bestmöglich bei der Aufgabe der Fahrzeugführung unterstützt wird. Um diesem Anspruch gerecht zu werden, müssen die Lenkfunktionen sowohl auf den Fahrerwunsch als auch auf den Bewegungszustand des Lenksystems angemessen reagieren. Der Fahrerwunsch wird dabei durch den Drehmomentensor erfasst. Dieser misst das vom Fahrer an der Eingangswelle des Lenkgetriebes aufgebrachte Drehmoment (vergleiche Kapitel O 3.3 „Drehmomentsensor“).

Der Bewegungszustand des Lenksystems wird durch einen Winkelsensor erfasst. Dieses Signal kann von einem Lenkwinkelsensor an der Lenksäule gemessen werden oder über den Rotorlagesensor in der Lenkung berechnet werden. Das Signal dieses Sensors ist dadurch gekennzeichnet, dass es sich um einen absoluten Lenkradwinkel handelt.

Die Aufgaben der Lenkfunktionen bei der bedarfsgerechten Bereitstellung der mechanischen Energie lassen sich grob wie folgt gliedern:

- die eigentlichen Lenkfunktionen
- Regelung für das Lenkgefühl
- Regelung des Elektromotors

Über die eigentlichen Lenkfunktionen wird das Moment definiert, dass der Fahrer halten bzw. aufbringen muss, um das Lenkrad zu führen. Darüber hinaus kann über die Lenkfunktionen auch das Verhalten des freien Lenkrades beeinflusst werden.

Die Regelung sorgt dafür, dass die dazu notwendige mechanische Energie bereitgestellt wird. Dabei lässt sich die Regelung, wie bereits oben gezeigt, in zwei weitere Bereiche untergliedern: Zum Einen die Regelung für das Lenkgefühl und zum Anderen die Regelung des Elektromotors. Die Regelung für das Lenkgefühl übernimmt dabei wesentliche Stabilisierungsaufgaben, so dass das über die Lenkfunktionen geforderte Moment frei von unerwünschten Schwingungen und sonstigen Störungen dargestellt wird.

Die Regelung des Elektromotors hingegen ist dafür verantwortlich, dass die notwendige mechanische Energie mit hoher Dynamik und präzise bereitgestellt wird. Dabei sind die Aufgaben Stabilisierung und hohe Dynamik eng mit der Haptik und Akustik eines Lenksystems verbunden, so dass Defizite in diesen Bereichen massiv die Systemperformance beeinflussen. So äußert sich z. B. eine zu geringe Dynamik der Motorregelung oftmals in einem zähen Anlenkerhalten und führt damit zu einem trügen Handling des gesamten Fahrzeugs. Unzureichende Stabilisierung kann die Ursache von schlechter Haptik in Form von leichten Vibrationen am Lenkrad bis hin zu einem akustisch auffälligen Systemverhalten sein. Bezuglich der Regelung des Elektromotors sei auf die etablierte Fachliteratur verwiesen, wie z. B. Schröder (2009) oder Stölting und Kallenbach (2006).

6.1 Lenkfunktionen

Aufbauend auf der Regelung der Lenkung ist es die Aufgabe der Lenkfunktionen, die für den Fahrer spürbare Kraft beim Führen des Lenkrades zu definieren. Dies umfasst also sowohl das statische Halten des Lenkrades als auch dynamische Situationen wie das Ein- und Auslenken in eine Kurve. Darüber hinaus wird über die Lenkfunktionen auch das Verhalten des freien Lenkrades definiert, bis hin zu Funktionen wie dem automatischen Lenken beim Einparken.

Die Lenkfunktionen müssen also eine Vielzahl von Aspekten berücksichtigen, so dass sich, zum besseren Verständnis, eine Strukturierung der Lenkfunktion entsprechend ihrer funktionalen Ausrichtung empfiehlt. Dabei kann folgende Einteilung gemacht werden:

- Grundlenkfunktionen
- Erweiterte Lenkfunktionen
- Funktionen auf Fahrzeugebene

Die Grundlenkfunktionen sind die Lenkfunktionen, die notwendig sind, um das bekannte Lenkverhalten einer hydraulischen Servolenkung mit einer EPS darzustellen. Dieses Verhalten wird ergänzt durch die erweiterten Lenkfunktionen, die die spezifischen Möglichkeiten einer EPS ausnutzen. Im Verbund mit weiteren Fahrzeugsystemen wie z. B. Sensorik zur Parklückenvermessung oder einer Kamera zur Spurerkennung können schließlich Funktionen auf Fahrzeugebene durch die EPS dargestellt werden.

6.1.1 Grundlenkfunktionen

Im Rahmen der Grundlenkfunktionen lassen sich die vier wesentlichen Funktionen

- Servounterstützung
- Reibungskompensation
- Trägheitskompensation
- Dämpfung

identifizieren. Diese Grundlenkfunktionen können in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit parametrierbar sein. Im Folgenden wird nun die Wirkungsweise dieser Funktionen skizziert und um Hinweise zur Parametrierung in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit ergänzt.

6.1.1.1 Servounterstützung

Die elementarste und zugleich wichtigste Grundlenkfunktion ist die Servounterstützung. Aufgabe der Servounterstützung ist es, dafür zu sorgen, dass der Fahrer die an der Zahnstange angreifenden Kräfte nicht komplett über das Lenkrad abstützen muss, sondern der EPS-Motor einen wesentlichen Anteil dieser Kräfte abstützt. Die Art und Weise, wie eine solche Funktion umgesetzt und parametriert ist, hat entscheidenden Einfluss darauf, wie sich die Kräfteverhältnisse an der Zahnstange am Lenkrad und damit für den Fahrer darstellen.

Die Wirkungsweise dieser Funktion wird besonders deutlich, wenn man sich vergegenwärtigt, dass es sich hier, in erster Näherung, um ein quasi-stationäres Kräftegleichgewicht an der Zahnstange der Form

$$\text{Zahnstangenkraft} = i_{\text{Lenk}} \text{ Drehstabmoment} + i_{\text{Servo}} \text{ Motormoment}$$

handelt (siehe hierzu **Bild O-45**). Mit i_{Lenk} ist hier die Übersetzung von Drehstabmoment auf die Zahnstangenkraft bezeichnet. Die entsprechende Übersetzung des Motormoments ist mit i_{Servo} bezeichnet.

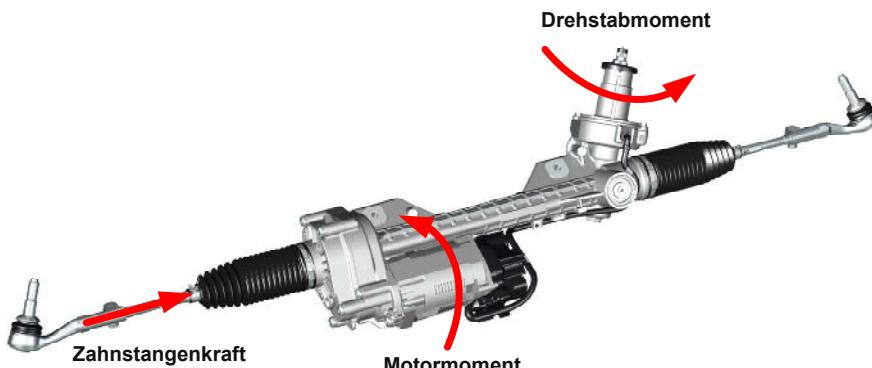


Bild O-45 EPS mit den wesentlichen auf das Lenksystem wirkenden Kräften. Quasistatisch halten diese Kräfte sich die Waage.

Dabei ist hier das Drehstabmoment das Moment, das der Fahrer am Lenkrad abstützen muss, und das Motormoment der Anteil der Funktion Servounterstützung.

Ein bestimmter Wert der Zahnstangenkraft kann also durch eine beliebige Kombination aus Drehstabmoment und Motormoment aufgewogen werden (siehe hierzu **Bild O-46**).

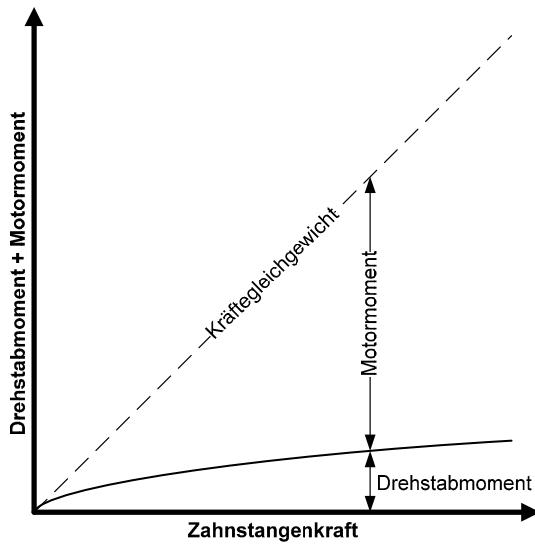


Bild O-46 Kräftegleichgewicht zwischen Zahnstangenkraft und der Summe aus Motormoment und Drehstabmoment. Der Anteil des Drehstabmoments ist zur besseren Darstellung überproportional groß dargestellt.

Die Wahl der Aufteilung zwischen Drehstabmoment und Motormoment hat entscheidenden Einfluss darauf, wie das Lenkgefühl vom Fahrer wahrgenommen wird und wie viel Information über Kraftänderungen an der Zahnstange aufgelöst werden können. Exemplarisch ist in der Abbildung hierzu eine Variante eingezeichnet. Trägt man entsprechend diesem Diagramm das Motormoment über dem Drehstabmoment auf, so erhält man, wie in **Bild O-47** gezeigt, die von der Hydraulik bekannte Unterstützungskenntlinie.

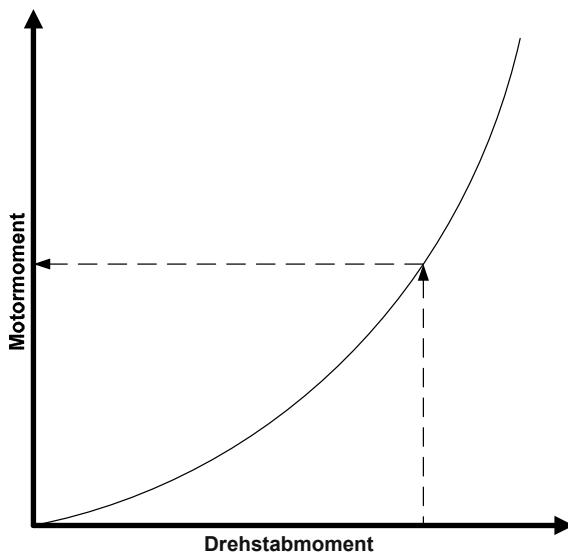


Bild O-47 Die Unterstützungskennlinie zeigt das Motormoment als Funktion des Drehstabmoments.

Informationen über die zu erwartende Qualität der Rückmeldung erhält man, wenn man das Drehstabbmoment über der Zahnstangenkraft aufträgt. Hier impliziert eine hohe Steigung, dass kleine Änderungen in der Zahnstangenkraft zu großen Änderungen im Drehstabbmoment führen. Dies wird als eine gute Rückmeldung über Fahrbahnbeschaffenheit und Fahrbahnunebenheiten vom Fahrer wahrgenommen.

Bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten, insbesondere im Stand, sind die Zahnstangenkräfte am höchsten. Da man aber bei diesen Geschwindigkeiten keine differenzierte Rückmeldung über die Fahrbahn benötigt, kann hier die Servounterstützung so appliziert werden, dass ein komfortables Lenken von Anschlag zu Anschlag möglich ist. Jenseits des niedrigen Geschwindigkeitsbereichs liegt das Augenmerk jedoch auf der Darstellung der Querbeschleunigung bzw. der Zahnstangenkräfte, im Lenkmoment, so dass hier die Servounterstützung deutlich anders appliziert werden muss. Eine Herausforderung für die Applikation liegt nun unter anderem darin, den Übergang zwischen beiden Anforderungen harmonisch zu gestalten.

Betrachtet man nochmals das oben aufgestellte Kräftegleichgewicht, stellt man fest, dass dieses nur gilt, wenn man annimmt, dass das Lenksystem ohne Reibung und frei von jeglichen Trägheiten ist. Da jedoch jede Lagerung der beweglichen Bauteile einer Lenkung mit Reibungen behaftet ist und die beweglichen Bauteile, insbesondere der Rotor der EPS, eine Trägheit besitzen, gilt das Kräftegleichgewicht in dieser Form nicht direkt. Um den getroffenen Annahmen möglichst nahe zu kommen, müssen also die Effekte der Reibung und der Trägheit kompensiert werden. Dies wird mit den beiden Lenkfunktionen Reibungskompensation und Trägheitskompensation erreicht.

6.1.1.2 Reibungskompensation

Aufgabe einer Funktion zur Reibungskompensation ist es, die Auswirkungen der lenkungsintern vorhandenen Reibungen in Bezug auf das oben genannte Kräftegleichgewicht zu reduzieren. Dies kann dadurch erreicht werden, dass in Abhängigkeit des aktuellen Bewegungszustandes und des durch die Servounterstützung angeforderten Moments ein entsprechendes Kompensationsmoment gestellt wird.

Eine sehr einfache Reibungskompensation kann man z. B. erhalten, indem man einen festen Betrag für die Gesamtreibung annimmt. Dieses angenommene Reibmoment wird dann immer in Richtung der aktuellen Bewegung aufgeschaltet, bei Stillstand des Lenksystems in Richtung des von der Servounterstützung angeforderten Moments.

Eine derart einfache Umsetzung einer Reibungskompensation ist jedoch nur bedingt praxistauglich, da sie zum Einen sehr anfällig gegenüber Messrauschen ist und zum Anderen einer sich verändernden Reibung nicht Rechnung trägt. Reibungsänderungen treten vor allem aufgrund von Alterung und, in einem weit aus größerem Umfang, bedingt durch Temperaturschwankungen auf.

Aufgrund der physikalischen Ursachen für die Reibung innerhalb des Lenksystems scheint hier eine Parametrierung der Funktion in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit nicht sinnvoll.

6.1.1.3 Trägheitskompensation

Bedingt durch die in der EPS typischerweise gewählten Übersetzungen ergibt sich bezogen auf die Zahnstange eine träge Masse von mehreren hundert Kilogramm für die beweglichen Teile in der Lenkung. Das oben angegebene Kräftegleichgewicht berücksichtigt diese Trägheitseffekte nicht. Dies hat zur Folge, dass dynamische Anregungen an der Zahnstange sich nicht auf das Drehstabbmoment auswirken bzw. vom Fahrer initiierte Lenkbewegungen immer gegen diese träge Masse arbeiten müssen. Eine Funktion zur Trägheitskompensation hat nun zur Aufgabe, diese negativen Auswirkungen der Trägheit auf das Lenkgefühl zu reduzieren.

Auch hier ist eine sehr einfache Trägheitskompensation denkbar. Ausgehend von einer Messung der Rotorlage oder Rotorgeschwindigkeit des EPS-Motors kann die Rotorbeschleunigung durch Bildung eines Differenzenquotienten bestimmt werden. Die so bestimmte aktuelle Rotorbeschleunigung kann dann mit der Gesamtträgheit zu einem entsprechenden Kompensationsmoment verrechnet werden und zusätzlich zum Moment aus Servounterstützung und Reibungskompensation vom EPS-Motor angefordert werden. Diese einfache Umsetzung der Kompensationsfunktion ist jedoch sehr empfindlich gegenüber Messrauschen und damit nicht praxistauglich.

Auch bei der Trägheitskompensation ist nach einer Betrachtung der physikalischen Grundlagen eine Parametrierung in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit nicht sinnvoll.

6.1.1.4 Dämpfung

Das reibungs- und trägeheitskompensierte Lenksystem reagiert nun sehr empfindlich auf Störungen im Kräftegleichgewicht. Anregungen von der Straße führen sofort zu einer heftigen Beschleunigung des Systems, die vom Fahrer als Stößigkeit wahrgenommen wird. Ebenso führen auch kleinste Änderungen im Moment, mit dem der Fahrer das Lenkrad stützt, zu starken Bewegungen des Systems und damit zu einem sehr nervösen Lenkverhalten.

Um diese unerwünschten Eigenschaften zu reduzieren, ist es notwendig, das Lenksystem zu bedämpfen. Bei einer EPS wird dies durch eine entsprechende Lenkfunktion realisiert.

Eine einfache Realisierung einer Dämpfungsfunktion fordert vom EPS-Motor ein Moment entgegen der Lenkrichtung und proportional zur aktuellen Lenkgeschwindigkeit an. Diese Realisierung der Dämpfung widerspricht jedoch der Vorstellung, den Fahrer bei seinen Lenkmanövern zu unterstützen, so dass eine hochwertige Dämpfungsfunktion sehr viel aufwändiger realisiert werden muss.

Für eine Dämpfungsfunktion ist eine Parametrierung in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit sinnvoll. Im Stand sind z. B. lediglich das Zurückschnappen und Nachschwingen des Lenkrades geeignet zu beeinflussen. Bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten ist jedoch eine angemessene Dämpfung notwendig, um ein Überschwingen des Lenkrades und damit Schlingern des Fahrzeugs beim Loslassen des Lenkrades in der Kurve zu verhindern.

6.1.2 Erweiterte Lenkfunktionen

Auf Basis der bereits beschriebenen Grundlenkfunktionen Servounterstützung, Reibungskompensation, Trägheitskompensation und Dämpfung zeigt die EPS ein Lenkverhalten vergleichbar dem einer klassischen HPS. Die erweiterten funktionalen Möglichkeiten der EPS werden damit jedoch noch nicht genutzt. Dies erfolgt erst durch die erweiterten Lenkfunktionen.

O

6.1.2.1 Aktiver Rücklauf

Bedingt durch die Achskonstruktion moderner Vorderachsen ist das Rücklaufverhalten in die Geradeausfahrt vor allem im niedrigen Geschwindigkeitsbereich oftmals unbefriedigend. Teilweise sind die Achskonstruktionen so ausgelegt, dass bereits deutlich vor Erreichen des mechanischen Endanschlags die Kräfte umkippen und die Lenkung damit weiter in den Endanschlag zieht.

Aufgabe der aktiven Rücklauffunktion ist es nun, dieses Verhalten zu verbessern. Die Grundidee dabei ist es, dass der EPS-Motor in Abhängigkeit des Lenkradwinkels bzw. der Lenkbewegung zusätzliche Momente in Richtung Geradeausfahrt stellt. Eine derartige Funktion muss so gestaltet sein, dass sie das freie Lenkrad genauso wie das durch den Fahrer geführte Lenkrad in gewünschter Weise an die Geradeausfahrtstellung heran führt.

Eine sehr leistungsfähige Variante einer solchen Funktion kann als Lenkradwinkelgeschwindigkeitsregelung formuliert werden, bei der die Solllenkgeschwindigkeit als Funktion des Lenkradwinkels

und der Fahrzeuggeschwindigkeit definiert wird. Wird das maximale Moment, das die Funktion stellen darf, in Abhängigkeit vom anliegenden Handmoment reduziert, so kann auch der Übergang von freiem Lenkrad hin zum festgehaltenen Lenkrad gezielt geformt werden.

6.1.2.2 Geradeauslauf Korrektur

Insbesondere durch die stets vorhandene Fahrbahnneigung hin zu einer Seite ist das Lenkrad bei Geradeauslauf typischer Weise nicht momentenfrei. Der Fahrer muss aktiv gegenlenken, um ein Ablaufen des Fahrzeugs in Richtung der Fahrbahnneigung zu verhindern, das Lenkrad ist also bei Geradeausfahrt um einen kleinen Winkel ausgelenkt. Um den Fahrer von derartigen Routineaufgaben zu entlasten, können so genannte Geradeauslaufkorrekturfunktionen verwendet werden.

Ist bereits eine aktive Rücklauffunktion vorhanden, bietet es sich an, deren Geradeauslaufrichtung zu verschieben. Dabei muss die Geradeauslaufrichtung idealer Weise durch einen Offsetwinkel so weit verschoben werden, dass der Fahrer das Lenkrad bei Geradeausfahrt momentenfrei halten kann. Entscheidend für eine derartige Funktion ist es also, den Offsetwinkel richtig zu bestimmen. Dabei ist zu beachten, dass der Offsetwinkel eine dynamische Größe ist. Ändert sich z. B. die Fahrbahnneigung, so muss auch der Offsetwinkel adaptiert werden.

6.1.3 Funktionen auf Fahrzeugebene

Durch die Grundlenkfunktionen und die erweiterten Lenkfunktionen kann mit einer EPS ein sehr spezifisches, genau auf das Fahrzeug und damit die Zielgruppe zugeschnittenes, Lenkgefühl erreicht werden. Darüber hinaus kann die EPS aber auch im Rahmen von Funktionen auf Fahrzeugebene als intelligenter und integrierter Steller eingebunden sein. Im Folgenden soll hier nun die Rolle der Lenkung im Rahmen einiger Funktionen auf Fahrzeugebene betrachtet werden.

6.1.3.1 Parklenkassistent

Mit der Funktion Parklenkassistent ist eine Funktion bezeichnet, bei der der Fahrer vor allem beim Rückwärtseinparken am Straßenrand (Paralleles Parken) nicht selbst lenkt. Die Aufgabe des Fahrers konzentriert sich auf Gas geben und Bremsen, während die Fahrzeugelektronik das Fahrzeug entsprechend lenkt. Zur Bestimmung der notwendigen Lenkbewegungen wird dazu durch eine Umgebungssensorik, z. B. Ultraschallsensoren, die Parklücke erkannt und die Position des eigenen Fahrzeugs relativ zur Parklücke und anderen Hindernissen bestimmt.

Die Aufgabe der EPS ist es nun, die angeforderten Lenkbewegungen zu realisieren. Dies kann z. B. über eine lenkungsinterne Lenkwinkelregelung erfolgen. In der EPS muss aber nicht nur der Lenkwinkel als solches geregelt werden. Es muss auch eine geeignete Schnittstelle zu den beteiligten funktionalen Einheiten bereitgestellt werden. Diese Schnittstelle und die Regelung selbst müssen dann durch eine ganze Reihe von Überwachungsfunktionen abgesichert sein. So muss z. B. genauso sichergestellt werden, dass die Schnittstelle nicht bei einer Autobahnfahrt angesprochen werden kann, wie auch eine Verletzung des Fahrers beim Eingreifen in das sich drehende Lenkrad ausgeschlossen werden muss, um hier nur zwei Beispiele zu nennen.

6.1.3.2 Fahrerwarnung/Lane Departure Warning

Eine häufige Ursache für Unfälle auf Autobahnen ist das unbeabsichtigte Verlassen der Fahrspur. Grund dafür ist oft Ermüdung oder mangelnde Aufmerksamkeit des Fahrers. Um im Falle des unbeabsichtigten Verlassens der Fahrbahn die Aufmerksamkeit des Fahrers wieder zu erlangen, kann durch die EPS eine Vibration des Lenkrades erzeugt werden, die Fahrerwarnung.

Bei derartigen Funktionen wird mit einer im Fahrzeug integrierten Kamera ständig die Position des eigenen Fahrzeugs relativ zur Fahrspur vermessen. Droht ein Verlassen der Spur, erhält die EPS die

Aufforderung, die Funktion Fahrerwarnung zu aktivieren. Die Fahrerwarnung selbst wird dann von der EPS dadurch erzeugt, dass mit entsprechender Frequenz und Amplitude zusätzliche Lenkmomente aufgeschaltet werden.

6.1.3.3 Spurführung/Lane-Keeping-System

Eine konsequente Weiterentwicklung der Funktion Fahrerwarnung ist die kontinuierliche Spurführung. Die Spurführung hat zum Ziel, den Fahrer nicht nur zu warnen, sondern das Fahrzeug durch eine aktive Lenkunterstützung auf der Fahrspur zu halten.

Dabei müssen die aktuell gültigen gesetzlichen Rahmenbedingungen beachtet werden, die eine autonome Spurführung nicht zulassen. In Folge dessen darf die Spurführung den Fahrer nur unterstützen, wenn er auch tatsächlich das Lenkrad führt.

Ein wichtiger Aspekt ist die Ausgestaltung der Zusatzmomente. Hier muss der Tatsache Rechnung getragen werden, dass die Funktion den Fahrer zwar zuverlässig auf der Spur führen soll, aber gleichzeitig nicht als störend oder gar bevormundend empfunden werden darf. Um die Funktion Spurführung darstellen zu können, muss die EPS über eine Schnittstelle verfügen, mit deren Hilfe das Lenkmoment aktiv beeinflusst werden kann. Idealerweise wird über diese Schnittstelle direkt ein Zusatzmoment am Lenkrad vorgegeben.

Da die Aufschaltung beliebiger Zusatzmomente zu sicherheitskritischen Situationen führen kann, muss diese Schnittstelle jedoch entsprechend limitiert und überwacht werden. Die Limitierung muss insbesondere so gestaltet sein, dass der Fahrer jederzeit in der Lage ist, die von der Spurführung angeforderten Zusatzmomente zu überlenken.

6.1.3.4 Fahrdynamische Lenkmomentenempfehlung

Die Funktionen der Fahrdynamischen Lenkmomentenempfehlung haben zum Ziel, den Fahrer durch Aufbringen zusätzlicher Lenkmomente zu einer gezielten Lenkbewegung zu animieren. Beim Bremsen auf μ -Split kann der Fahrer z. B. durch einen kurzen Momentenimpuls zum rechtzeitigen Gejenlenken animiert werden. Die Ausprägung des Momentenimpulses unterliegt dabei jedoch denselben Rahmenbedingungen wie die Zusatzmomente bei der Spurführung. Die Impulse sind so begrenzt, dass sie vom Fahrer jederzeit überlenkt werden können und keine sicherheitskritischen Situationen entstehen können.

6.2 Regelungskonzepte für das Lenkgefühl



Im vorhergehenden Abschnitt wurden verschiedenste Lenkfunktionen vorgestellt. Sie alle basieren auf einer unterlagerten Regelung für das Lenkgefühl, mit deren Hilfe das von diesen Funktionen angeforderte Lenkmoment eingestellt wird. Im Folgenden sollen zwei grundlegende Ansätze für diese Basisregelung der Lenkung aufgezeigt werden. Die im Kapitel O 6.2.1 „Klassische Regelungskonzepte“ beschriebenen Ansätze zur Lenkungsregelung sind von der Idee her die Übertragung des Prinzips der hydraulischen Servolenkung auf die EPS. Die Gruppe von Regelungskonzepten, die in Kapitel O 6.2.2 „Regelung des Fahrermoments“ beschrieben wird, hat sich von dieser Vorstellung befreit und betrachtet die EPS als mechatronisches Gesamtsystem, bei dem es direkt darum geht, das Moment zu regeln, das der Fahrer am Lenkrad spürt.

6.2.1 Klassische Regelungskonzepte

Den klassischen Regelungskonzepten für die EPS ist gemeinsam, dass sie sich alle samt an der Funktionsweise einer hydraulischen Servolenkung orientieren. Dieses grundsätzliche Funktionsprinzip der HPS kann dabei wie folgt beschrieben werden: In Abhängigkeit der vom Fahrer aufgebrach-

ten Kraft wird durch die Lenkung eine entsprechende Unterstützungskraft aufgebracht. Dabei besteht zwischen der Unterstützungskraft und der vom Fahrer aufgebrachten Kraft typischerweise kein einfacher linearer Zusammenhang, sondern ein, wie in **Bild O-47** bereits gezeigter, progressiver Zusammenhang. Die Kraft, die der Fahrer dabei aufbringt, entspricht dem Drehstabmoment.

Aus regelungstechnischer Sicht kann diese Struktur als ein P-Regler mit variabler Verstärkung und einem auf 0Nm fixierten Sollwert interpretiert werden (siehe **Bild O-48**). Aufgrund der Form der klassischen Unterstützungskennlinien nimmt dabei der Verstärkungsfaktor mit steigender Regelabweichung zu.

Führt man nun eine Stabilitätsanalyse durch, so stellt man fest, dass der geschlossene Regelkreis instabil ist. Die Konsequenz aus dieser Feststellung ist, dass der P-Regler um eine stabilisierende Komponente erweitert werden muss. Wie nun diese Stabilisierung ausgestaltet und parametriert wird ist das regelungstechnische Know-how der Lenkungshersteller. Dabei sind hierzu zwei grundsätzliche Ansätze denkbar. Der erste Ansatz basiert auf der Idee, die Stabilisierung so robust auszulegen, dass die variable Verstärkung durch die Unterstützungskennlinie kompensiert werden kann. Der zweite Ansatz nutzt die Tatsache aus, dass die aktuelle Verstärkung bekannt ist. Damit können die Parameter der Stabilisierung z. B. über Tabellen der aktuellen Verstärkung nachgeführt werden. Der sich ergebende Regelkreis ist in **Bild O-48** dargestellt.

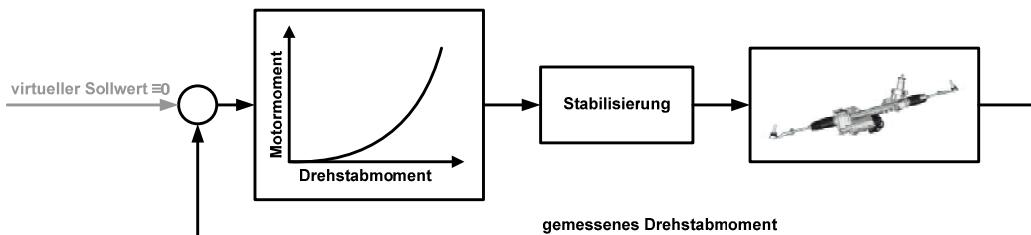


Bild O-48 Regelkreis bei klassischem EPS Regelungskonzept

Interessanterweise wird hier das Lenkgefühl also nicht als Sollwert für die Regelung vorgegeben, sondern ergibt sich als die resultierende bleibende Regelabweichung des P-Reglers, also der Unterstützungskennlinie. Die Regelung bzw. Stabilisierung der Lenkung ist bei diesen Regelungskonzepten also sehr eng verbunden mit dem Lenkgefühl. Eine Anpassung des Lenkgefühls bedeutet also immer auch einen Eingriff in die Lenkungsregelung selbst. Schaut man weiterhin auf die Lenkfunktionen auf Fahrzeugebene, die Zusatzmomente am Lenkrad einprägen wollen, so wird deutlich, dass im Rahmen der klassischen Regelungskonzepte kein direkter Weg vorhanden ist, um diese einzuprägen. Diese beiden Eigenschaften der klassischen Regelungskonzepte haben dazu geführt, dass neue Regelungskonzepte entwickelt wurden, mit denen direkt das Fahrermoment als Sollwert vorgegeben werden kann.

6.2.2 Regelung des Fahrermoments

Betrachtet man die Aufgabe, eine Regelung für das Lenkgefühl zu erstellen, so kommt man schnell zu folgender Struktur: Die vom Fahrer wahrgenommene Größe, das Drehstabmoment, ist die zu regelnde Größe, das EPS-Motormoment die Stellgröße. Die über die Spurstangen/Zahnstange auf die Lenkung wirkenden Kräfte sind dabei Störgrößen, genauso wie die vom Fahrer aufgebrachten Momente am Lenkrad.

Damit zerfällt die Aufgabe der Lenkungsregelung in zwei Teilaufgaben. Die erste Aufgabe ist die Bestimmung des Sollwertes für das Drehstabmoment, also die Applikation des Lenkgefühls. Die

zweite Aufgabe ist die Bestimmung des EPS-Motormoments, das notwendig ist, um dieses Drehstabmoment einzustellen, also die Regelung des Drehstabmoments. Es gibt also eine klare Trennung zwischen Lenkgefühl und Lenkungsregelung, so dass hier Wechselwirkungen minimiert sind. Diese klare Aufgabentrennung und die Struktur des Regelkreises sind in **Bild O-49** dargestellt.

Des Weiteren ist in einer solchen Struktur klar, dass Zusatzmomente am Lenkrad direkt zum Sollwert für das Drehstabmoment addiert werden können (siehe **Bild O-49**) und dann auch tatsächlich eingeregt werden.

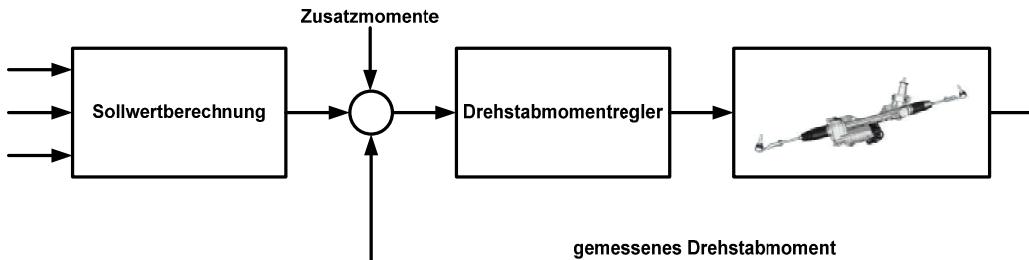


Bild O-49 Regelkreis bei modernen EPS Regelungskonzept, die auf der Regelung des Fahrermoments basieren

Für den Entwurf der Regelung des Drehstabmoments kann man sich der gesamten Palette der bekannten Reglerentwurfsmethoden bedienen. Hier sei exemplarisch der Reglerentwurf mit LQG/LTR von Henrichfreise und Jusseit (2003) genannt. Neben der notwendigen Performance ist die wichtigste Anforderung an die Regelung eine ausreichend große Robustheit. Die notwendige Robustheit wird dabei in hohem Maße von der Serienstreuung bei der Produktion, Alterung und Umwelteinflüssen, wie z. B. der Umgebungstemperatur, bestimmt.

Eine zentrale Frage für die Sollwertberechnung ist, wie man die Grundlenkfunktion der Servounterstützung im Rahmen dieser neuen Regelungskonzepte abbilden kann. Die Antwort wird zum Teil durch das fundamentale Kräftegleichgewicht der Lenkung beantwortet. Bei den klassischen Regelungskonzepten wurde über die Unterstützungskennline vorgegeben, wie sich die Abstützung der Zahnstangenkraft auf Motormoment und Drehstabmoment aufteilen soll. Jetzt kann man direkt vorgeben, welches Drehstabmoment bei einer bestimmten Zahnstangenkraft anliegen soll. Doch damit ist die Antwort noch unvollständig, denn es bleibt die Frage, wie die Zahnstangenkraft berechnet werden kann.

Eine direkte Berechnung der Zahnstangenkraft auf Basis des fundamentalen Kräftegleichgewichtes ist hierzu nicht zielführend, da in dieser Kräfte summe immer auch Reibungs- und Träigkeitseffekte enthalten sind. Diese führen dazu, dass die Zahnstangenkraft entweder zu hoch oder zu niedrig berechnet wird. Eine mögliche Methode zur direkten Berechnung der relevanten Kräfte ist in Grassmann et al. (2003) gezeigt. Alternative Ansätze orientieren sich an der Interpretation der Zahnstangenkraft als Seitenführungskraft bzw. Querbeschleunigung (Pfeffer und Harrer, 2007) und haben ihren Ursprung demnach im fahrdynamischen Umfeld.

Von den Grundlenkfunktionen sind die Funktionen Reibungs- und Trägheitskompensation nicht mehr notwendig, da die Regelung direkt den Sollwert am Drehstab einstellt und damit dazwischenliegende Reibungen und Trägheiten automatisch kompensiert werden. Die weiteren Lenkfunktionen können dann analog zur Beschreibung im Abschnitt über die Lenkfunktionen umgesetzt werden. Jedoch tritt nun an Stelle des Motormoments das Drehstabmoment, so dass auch diese Funktionen gewissermaßen näher an Fahrer heran rücken.

Literatur zu Kapitel O

- BEIERLEIN, T. und HAGENBRUCH, O. (2004): Taschenbuch Mikroprozessortechnik, Fachbuchverlag: Leipzig 2004
- BONFIG, K. W. (1991): Sensoren und Sensorsysteme. Expert Verlag
- DIETMAYER, K. und WESER, M. (2000): Contactless Angle Measurement using KMZ41 and UZZ9000. Philips Application Note AN00023
- FISCHER, R. (2006): Elektrische Maschinen. Hanser Verlag: München 2006
- GAEDT, L. et al. (2005): Impact of the micro-Hybrid Functions on Voltage Quality and Customer Acceptance. VDI Berichte Nr. 1907, 2005
- GIERUT, J. und LOHR, R. (2005): Automotive Powertrain & Chassis Torque Sensor Technology. Honeywell, Transense
- GRASSMANN, O., HENRICHFREISE, H., NIESSEN, H. und HAMMEL, K. von (2003): Variable Lenkunterstützung für eine elektromechanische Servolenkung. 23. Tagung „Elektronik im Kfz“, Haus der Technik, Liederhalle Stuttgart, 17.–18. Juni 2003
- HELLA KGaA Hueck & Co: Elektronik – Sensoren zur Positionserfassung. Technische Information
- HENRICHFREISE, H. und JUSSEIT, J. (2003): Optimale Regelung einer elektromechanischen Servolenkung. 5. VDI Mechatronik Tagung 2003, Innovative Produktentwicklung. Fulda, 07.–08. Mai 2003
- IEC 61508 International Electrotechnical Commission: Functional safety of electrical/electronic/programmable electronic safety-related systems, Part 1 – Part 7
- ISO 26262 International Organisation for Standardization: Road vehicles – Functional safety, Part 1 – Part 10
- LINDNER, H., BRAUER, H. und LEHMANN, C. (1999): Taschenbuch der Elektrotechnik und Elektronik. Fachbuchverlag: Leipzig 1999
- MISRA (2004): MISRA-C (2004): „Guidelines for the use of the C language in critical systems“
- NAGEL, T. (2008): Zahnriemengetriebe: Eigenschaften, Normung, Berechnung, Gestaltung. Hanser Verlag: München 2008
- NEUGEBAUER, S., DWAIK, F. und HOCKGEIGER, E. (2007): Die Auto-Start-Stopp Funktion (ASSF) und die Bremsenergie-Rückgewinnung (BER) als intelligente Beiträge zur effizienten Dynamik der BMW-Flotte. VDI Berichte, Nr. 2000, 2007
- NIEMANN, G. und WINTER, H. (2004): Maschinenelemente: Band 3: Schraubrad-, Kegelrad-, Schneckenrad-, Ketten-, Riemen-, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe, 2. Auflage. Springer Verlag: Berlin, Heidelberg, New York 2004
- NORM DIN 69051-1 (1989): Kugelgewindetriebe – Teil 1: Begriffe, Bezeichnungssystem
- NORM ISO 5295 (1987): Synchronous belts – Calculation of power rating and drive centre distance
- PFEFFER, P. E. und HARRER, M. (2007): Optimaler Lenkradmomentenverlauf bei stationärer Kurvenfahrt. VDI Berichte Nr. 2014, 2007
- PRÖBSTLE, H. et al. (2009): Bordnetzerweiterung zur Energieversorgung CO₂ – optimierter Funktionen bei BMW. 9. Internationales Stuttgarter Symposium „Automobil- und Motorentechnik“
- REIF, K. (2006): Automobilelektronik. Vieweg Verlag: Wiesbaden 2006
- ROBERT BOSCH GmbH (2002): Autoelektrik Autoelektronik. Vieweg Verlag: Wiesbaden 2002
- SCHANZ, G. W. (1986): Sensoren – Fühler der Messtechnik. Hüthig Verlag
- SCHRÖDER, D. (2009): Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen. Springer: Berlin, Heidelberg, New York 2009

- STEINHILPER, w. und SAUER, B. (2006): Konstruktionselemente des Maschinenbaus: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen. Springer Verlag: Berlin, Heidelberg, New York 2006
- STOLL, H. und REIMPELL, J. (Hrsg.): Fahrwerktechnik: Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen: Auslegungs- und Beurteilungskriterien, Sicherheit, Lenkkinetik, Lenkübersetzung, Lenkgetriebebauarten, Bauteile der Lenkanlage, hydraulische, elektrische, pneumatische und geschwindigkeitsabhängige Hilfskraftlenkungen. 1. Auflage, Vogel Buchverlag: Würzburg 1992 – 291 Seiten – ISBN 3-8023-0431-4
- STÖLTING, H.-D. und KALLENBACH, E. (2006): Handbuch Elektrische Kleinantriebe. Hanser Verlag: München 2006
- TRÄNKLER, H.-R. und OBERMEIER, E. (1998): Sensortechnik – Handbuch für Praxis und Wissenschaft. Springer Verlag: Berlin 1998
- United Nations Economic Commission for Europe (UNECE): Regulation 79, Steering Equipment
- WALLENTOWITZ, H. und REIF, K. (2006): Handbuch Kraftfahrzeugelektronik. Vieweg Verlag: Wiesbaden 2006
- WINKLER, J. und ESCH, S. (2005): Mikrohybrid mit den Funktionen Rekuperation und Schnellheizung. VDI Berichte Nr. 1907, 2005
- ZABLER, E. et al. (2001): Sensoren im Kraftfahrzeug. Bosch Gelbe Reihe

P

Überlagerungslenkung

1 Einleitung

Durch die zunehmenden Möglichkeiten der Mechatronik im Bereich der Lenksysteme lassen sich neue Lenkungsfunktionalitäten erschließen. Eine dieser neuen Funktionalitäten ist die Überlagerungslenkung. Hierbei wird durch gezielte Lenkwinkelüberlagerung die Lenkeingabe des Fahrers um einen additiv aufgebrachten Überlagerungswinkel ergänzt. Hierdurch können neue Lenkungsfunktionen wie z. B. eine variable Lenkübersetzung, Lenkdynamik- und Lenkstabilisierungsfunktionen, sowie in Kombination mit einer Lenkmomentenüberlagerung auch ansonsten Steer-by-wire vorbehaltene Funktionalitäten wie z. B. frei programmierbare Lenkfunktionalitäten dargestellt werden.

2 Historie

Die erste Patentanmeldung zur Winkelüberlagerung eines Lenksystems geht auf ein US-Patent der Firma Ford aus dem Jahr 1972 zurück (**Bild P-1**).

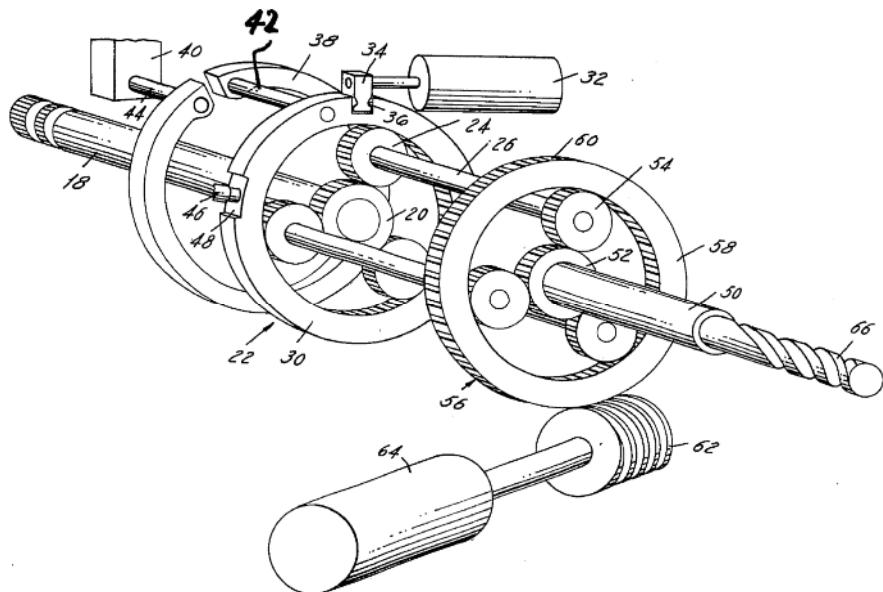


Bild P-1 Patentskizze Ford von 1972 [US 3831701]

Dieses beinhaltet bereits die grundlegende Funktionalität eines permanenten mechanischen Durchtriebs bei gleichzeitig flexibler Lenkwinkelüberlagerung. Diese Funktionalität wird dort für mögliche neue Lenkungsfunktionen (erwähnt wird beispielsweise die Seitenwindkompensation) vorgesehen. Das beschriebene Funktionsprinzip entspricht weitestgehend der später durch BMW und

ZFLS eingeführten Aktivlenkung, vgl. **Bild P-2**. Hierbei wird durch die Verdrehung eines Hohlrades [60] eines über die Planetentäger gekoppelten doppelten Planetentreibs [24, 26, 54] eine Winkelüberlagerung zwischen Eingangswelle [Lenkwelle, 18] und Abtriebswelle [Lenkspindel, 50] erzeugt, siehe **Bild P-1**.

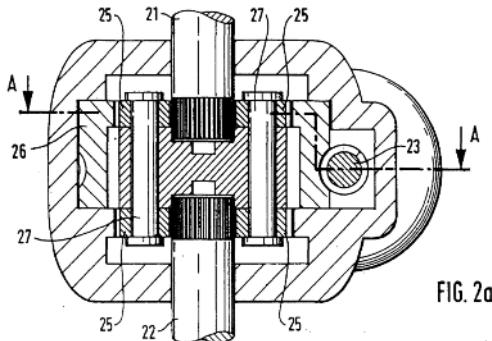


FIG. 2a

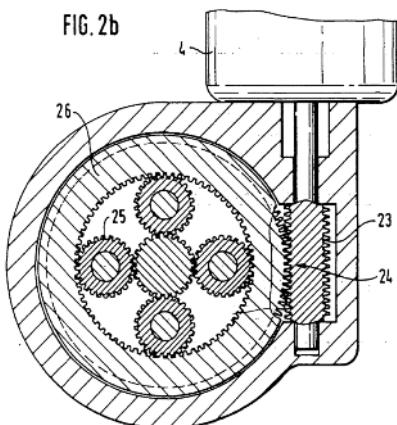


Bild P-2

Patentskizze Robert Bosch von 1990 [DE 4031316C2]

Trotz der Patentanmeldung in den 70ern konnte sich, aufgrund der damals schwer umsetzbaren und kostenintensiven Mechatronik, erst einige Jahrzehnte später die Technologie in Serienfahrzeugen etablieren. Einige Teifunktionalitäten (Variable Lenkübersetzung über Lenkradwinkel und Fahrzeuggeschwindigkeit) wurden zwar im Jahr 2000 durch eine rein mechanische Lenkübersetzungsverstelleinrichtung VGS (Variable Gear-Ratio Steering System) von Honda im S2000 auf einigen Märkten eingeführt (Shimizu et al 1999), diese kann allerdings nicht als Überlagerungslenkung im eigentlichen Sinne bezeichnet werden. Eine der Definition entsprechende Überlagerungslenkung wurde erst im Jahr 2002 durch Toyoda Machinery Works (heute JTEKT) und Lexus sowie durch ZF-Lenksysteme (ZFLS) und BMW in Großserie eingeführt.

3 Funktionsprinzip

Die Funktion der Überlagerungslenkung kann prinzipiell auf unterschiedliche Weisen verwirklicht werden. Denkbar ist beispielweise eine additive Verschiebung des Lenkgetriebes oder eine Relativverschiebung zwischen Zahnstange und Spurstange (vgl. EP 1637426 A1, DE 102 16130 A1), aller-

erdings hat sich in der Praxis bislang die Überlagerung durch die Integration eines Winkelüberlagerungsgetriebes in den Lenkstrang oder das Lenkgetriebe durchgesetzt.

Durch die Integration dieses Überlagerungsgetriebes lässt sich zum Fahrerlenkwinkel (δ_H) ein frei beeinflussbarer Motorwinkel (δ_M) überlagern. Dies fügt einen zusätzlichen Freiheitsgrad in das Lenksystem ein, welcher die Grundlage der Funktionalität bildet.

Ein zentrales Merkmal bei dieser Überlagerung ist, dass, im Gegensatz zu Steer-by-Wire-Systemen, hierzu die mechanische Kopplung zwischen Lenkrad und Vorderachse nicht aufgetrennt wird. Die Basis dieses Mechanismus kann in einer einfachen Gleichung ausgedrückt werden:

$$\delta_{H^*} = \delta_H + \delta_M \quad P.1$$

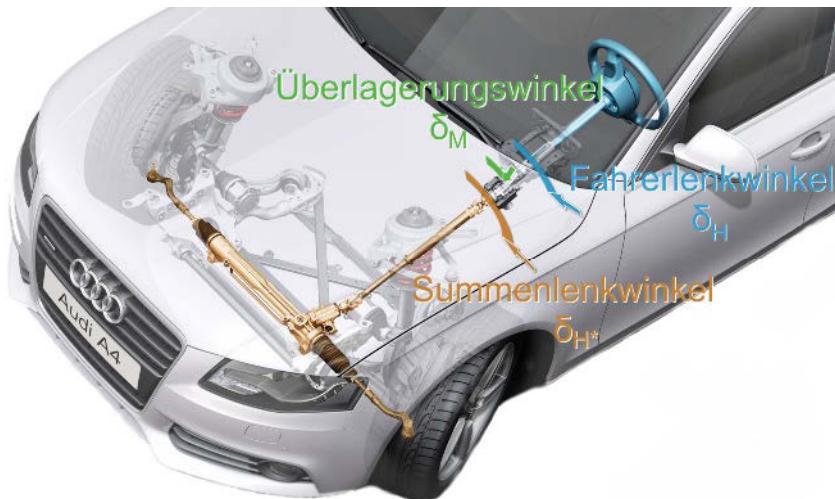


Bild P-3 Funktionsprinzip Winkelüberlagerung

Aufgrund des durch den mechanischen Durchtrieb erforderlichen Momentengleichgewichtes im Überlagerungsgetriebe ist bei stabilisierenden und spurführenden Funktionalitäten allerdings immer ein fahrerseitig abgestütztes Gegenmoment oder zur Rückwirkungskompensation eine zusätzliche Lenkmomentenüberlagerung notwendig.

4 Aufbau

Alle heute verwendeten Überlagerungslenkungsaktuatoren bestehen aus einem elektronisch kommunizierten Elektromotor (Brushless-DC, Grundlagen zu Brushless-DC siehe Kapitel O 3.2.4) mit zugehöriger Lagesensorik, einem Überlagerungsgetriebe und einer Sicherheitssperre, welche den Elektromotor im stromlosen Zustand verriegelt und somit den zusätzlichen Freiheitsgrad des Getriebes sperrt. Dadurch wird der direkte Durchgriff zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe herstellt. Aufgrund des verwendeten Konstruktionsprinzips unterscheidet man derzeit drei auf dem Markt befindliche unterschiedliche Überlagerungslenksysteme. Diese unterscheiden sich primär durch den verwendeten Getriebetyp und die Positionierung im Lenkstrang.

Um die Überlagerung darzustellen, wird bei allen Systemen, unabhängig von der verwendeten Technologie, ein Getriebe mit ungleicher Übersetzung zwischen Additionswinkel (δ_M) zu Ein- (δ_H)

und Ausgangswelle (δ_{H*}) benötigt. Dieses ungleiche Übersetzungsverhältnis bewirkt bei Winkelüberlagerung durch den Elektromotor die Bildung des Differenzwinkels zwischen Ein- und Abtriebswelle und bildet daher die Grundlage für alle weiteren Funktionalitäten.

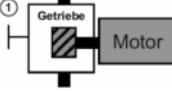
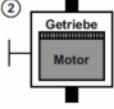
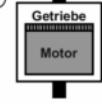
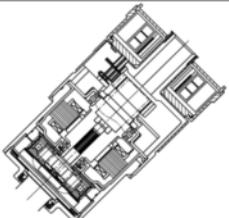
Überlagerungsvariante	Einbauort		
	Lenkgetriebe	Lenkzwischenwelle	Lenksäulenoberteil
①			
②			
③			

Bild P-4 Überlagerungssysteme von oben nach unten: Aktivlenkung (BMW-ZFLS), Dynamiklenkung (Audi-ZFLS), Variable Gear Ratio System (Lexus-JTEKT)

4.1 Allgemeiner Systemaufbau

Um eine vollständige Überlagerungslenkung darzustellen, sind neben dem Überlagerungsaktuator weitere Komponenten und je nach Systemausbau weitere Anpassungen an Architektur und Vernetzung notwendig.

P

Im folgenden **Bild P-5** sind beispielhaft die beteiligten Komponenten für ein solches System dargestellt. Die einzelnen Modifikationen werden in den folgenden Kapiteln erklärt.

4.2 Aktuatorik und Aktuatorvarianten

4.2.1 Audi/ZFLS-Dynamiklenkung

Der bei diesem System in die Lenksäule integrierte Aktuator besteht aus einem konzentrisch um die Lenkwelle angeordneten, elektronisch kommutierten, permanenterregtem Hohlwellen-Synchronmotor (Brushless-DC) mit Lagesensorik, einem Überlagerungswellgetriebe (Harmonic Drive) und einem Verriegelungsmechanismus, der den Elektromotor und somit die Überlagerung im stromlosen Zustand verriegelt, **Bild P-6**.

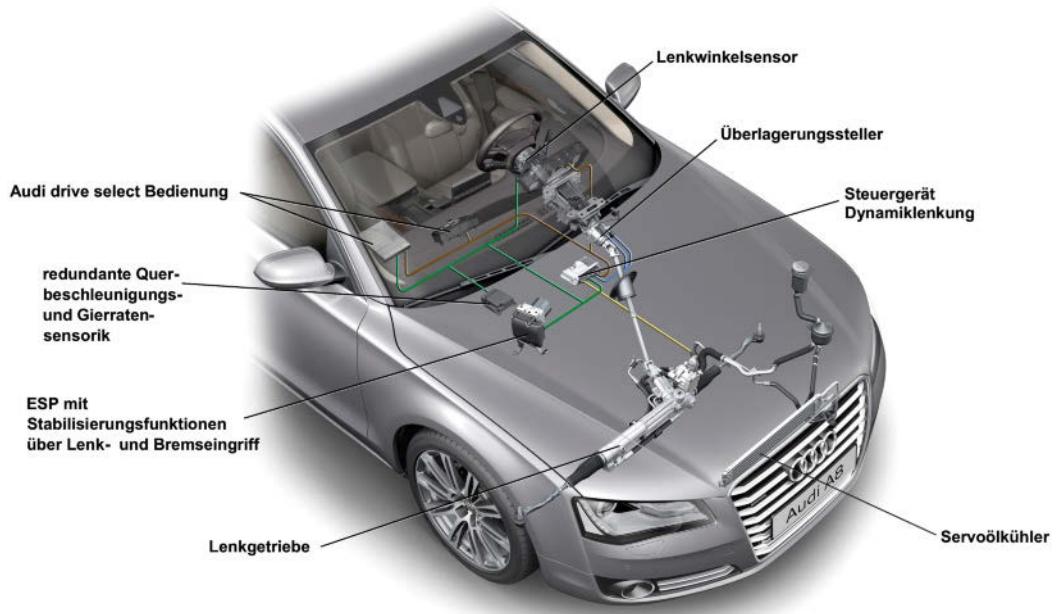
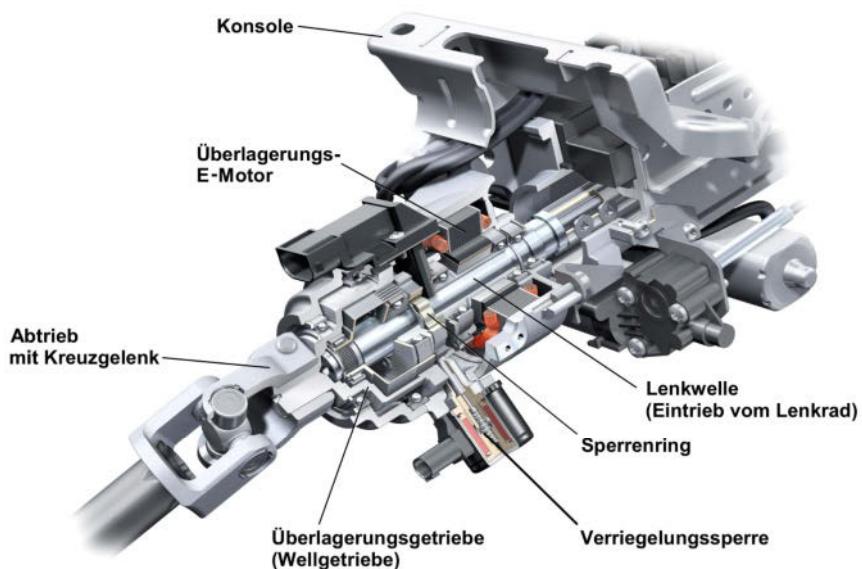


Bild P-5 Überlagerungslenkungssystem am Beispiel der Audi Überlagerungslenkung



P

Bild P-6 Schnittbild des Aktuators in der Lenksäule

Durch die konzentrische Anordnung können alle drehenden Komponenten (Wellen, Getriebe, Motor und Sperrenring) in einem feststehenden Gehäuse platziert werden und ermöglichen daher die direkte Anbindung im Lenksäulenoberteil. Gleichzeitig ermöglicht diese Anbindung eine modulare Bauweise, da die Platzierung im Fahrzeuginnenraum eine weitestgehende Unabhängigkeit gegenüber Bauraumzwängen im Motorraum ermöglicht. Ebenfalls sind dort geringere Umweltanforderungen (z. B. Nässe, Temperatur) an die Aktuatorik notwendig, während an die Aktuatorakustik und das Crashverhalten erhöhte Anforderungen gestellt werden.

Die Winkelüberlagerung der Audi Überlagerungslenkung basiert auf einem Wellgetriebe („Harmonic Drive“). Dieses verbindet eine hohe Untersetzung (1:50) bei kompakter Baugröße mit einer hohen Torsionssteifigkeit und Momentenkapazität. Zur Überlagerung eines Winkels dreht der Elektromotor den elliptisch ausgeformten Innenläufer (Wave Generator, WG). Dieser verformt über ein flexibles Dünnring-Kugellager (Flex-Bearing, FB) das mit der Lenkeingangswelle (lenkradseitig) verbundene dünnwandige Sonnenrad (Flex-Spline, FS), siehe Bild P-8. Das Sonnenrad steht an den Hochachsen der Antriebsellipse des Innenläufers im Eingriff mit einem Hohlrad (Circular-Spline, CS), welches mit der Lenkausgangswelle verbunden ist.

Aufgrund des Zahnzahlunterschiedes zwischen Sonnenrad und Hohlrad (lenkgetriebeseitig) kommt es bei Rotieren der Antriebsellipse zu einer Überlagerung. Bei einer vollständigen Umdrehung der Antriebsellipse wird eine Zahndifferenz von 100/102 Zähnen und somit eine Überlagerung von 7,2° wirksam.

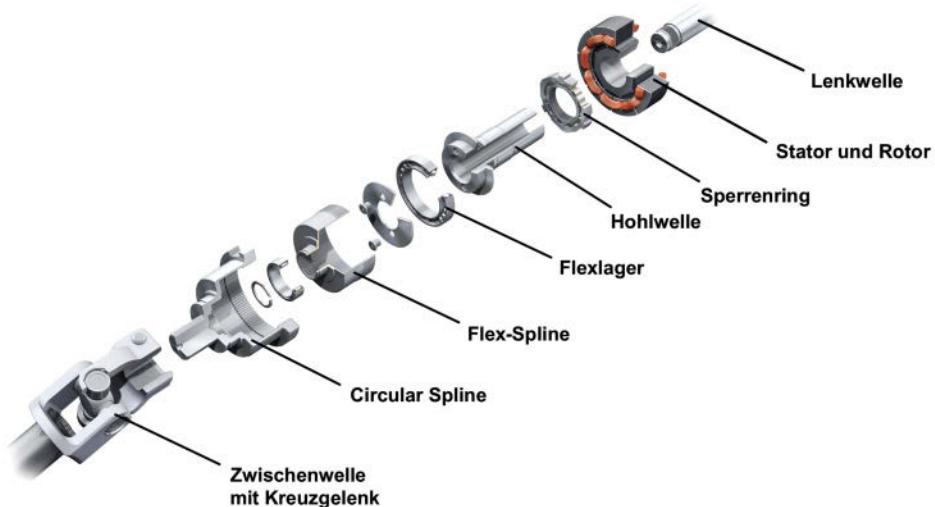


Bild P-7 Explosionsdarstellung der Einzelkomponenten des Aktuators, zur Verdeutlichung des konzentrischen Aufbaus

Im Sicherheitskonzept des Gesamtsystems ist ein Sperrmechanismus als Rückfallebene für schwerwiegende Systemfehler definiert. Dieser sperrt die Motorwelle und nimmt somit dem Wellgetriebe den zusätzlichen Freiheitsgrad, so dass hierdurch der kontinuierliche mechanische Durchtrieb des Getriebes zwischen Eingangs- und Ausgangswelle gewährleistet wird.

Ein konzeptioneller Nachteil der Anordnung der Aktuatorik innerhalb der Lenksäule ist, dass Störseinflüsse durch den Aktuator (z. B. zusätzliche Reibung, Rückwirkung und dynamische Anlaufeffekte) nicht durch ein hydraulisches Lenkventil oder die Lenkmomentensoristik einer EPS gedämpft bzw. reduziert werden können. Dieser Nachteil trifft generell für alle Überlagerungssysteme

zu, welche vor dem Lenkventil bzw. Lenkmomentensensor angeordnet sind. Daher müssen diese Effekte dort durch konstruktive und regelungstechnische Maßnahmen auf ein Minimum reduziert werden.

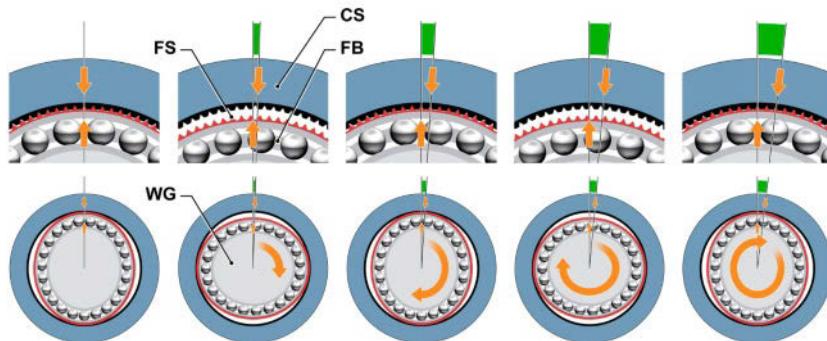


Bild P-8 Funktionsprinzip des Wellgetriebes

4.2.2 BMW/ZFLS-Aktivlenkung

Der bei diesem System in das Lenkgetriebe integrierte Aktuator basiert auf einer Winkelüberlagerung durch ein doppeltes Planetengetriebe, welches zwischen Lenkventil und Ritzel im Lenkgetriebe platziert ist. Um die notwendige Gesamtübersetzung zwischen dem elektronisch kommutierten permanenterregtem Synchronmotor (Brushless-DC) und dem Überlagerungsgetriebe darzustellen, ist als zusätzliche Reduzierungsstufe der Motor zum Getriebe über ein Schneckengetriebe verbunden, welcher durch eine Sperrre im stromlosen Zustand verriegelt wird, siehe **Bild P-9**.

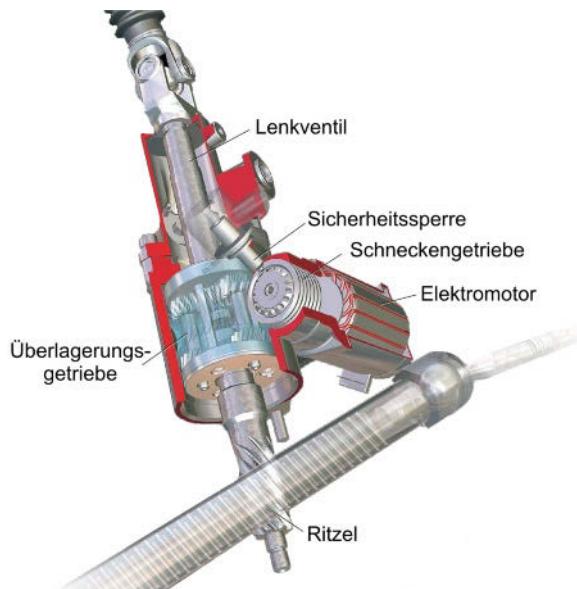


Bild P-9 Schnittbild des Aktuators im Lenkgetriebe (Quelle: ZFLS)

Die Winkelüberlagerung der Aktivlenkung basiert auf einem Übersetzungsumschaltung der einzelnen Planetenstufen. Durch eine Drehung des über den Schneckentrieb angetriebenen Planetenträgers rollt der Planetensatz 1 auf dem Sonnenrad der Eingangswelle mit dem Übersetzungsverhältnis i_1 (Beispielsweise $i_1 = 15/12$) ab. Die Drehbewegung wird durch die starre Kopplung direkt an den ritzelseitigen Planetensatz weitergeleitet. Diese Drehung wird nun über das Übersetzungsumschaltung i_2 (Beispielsweise $i_2 = 13/14$) der mit dem Lenkventil verbunden Eingangswelle weitergegeben, **Bild P-10**.

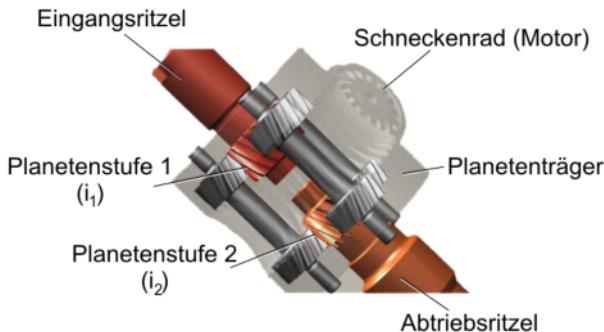


Bild P-10
Funktionsprinzip des Überlagerungsgesamtsystems (Quelle: ZFLS)

In diesem Beispiel wird die Ritzelwelle also insgesamt mit jeder Umdrehung des Planetenträgers um 1,34 Umdrehungen gegenüber der Eingangswelle verdreht. Um ein mögliches Spiel des Getriebes zu minimieren, müssen beide Planetensätze angefedert ausgeführt werden, was zu erhöhten Reibung im Getriebe führen kann.

Durch den selbsthemmenden Schneckentrieb zwischen Motor und Planetenträger wird im Sicherheitskonzept die unerwünschte Rückdrehung im passiven Zustand deutlich verringert. Zusätzlich sperrt ein Sperrstift im deaktiviertem Zustand die Schnecke und sorgt somit für den direkten Durchtrieb zwischen Lenkventil und Ritzel. Aufgrund der in diesem Zustand vorhandenen direkteren Getriebeübersetzung ist allerdings bei der Auslegung der Gesamtsystems für den Fehlerfall eine angepasste Lenkübersetzung zu wählen.

Durch die Anordnung der Aktuatorik im Lenkgetriebe („Anordnung hinter dem Lenkventil (HPS) bzw. hinter dem Lenkmomentensor (EPS)“) ist es möglich einige Störinflüsse der Aktuatorik (z. B. zusätzliche Reibung, Rückwirkung und dynamische Anlaufeffekte) durch die Servounterstützung der Lenkung zu dämpfen bzw. zumindest lenkgefühlsseitig zu reduzieren. Ein konzeptbedingter Nachteil des Planetengetriebes mit mehreren Zahneingriffen ist allerdings, dass die Rückstellung der Lenkung und das Straßenfeedback durch die erhöhte Reibung vermindert sind.

P

4.2.3 Lexus/JTEKT VGRS

Das VGRS-System (VGRS = Variable Gear Ratio System) basiert, ähnlich der Dynamiklenkung, auf einer Lenkwinkelüberlagerung durch ein Wellgetriebe. Allerdings wird bei dieser Umsetzung ein Wellgetriebe mit doppeltem Circular-Spline (CS) verwendet. Während der fahrerseitige CS-D 100 Zähne besitzt, hat der lenkgetriebeseitige CS-S 102 Zähne. Durch eine vollständige Rotation des mit dem Wavegenerator (WG) verbundenen Elektromotors wird dadurch ein Versatz von 2 Zähnen zwischen Fahrerseite und Lenkgetriebeseite generiert. Somit entspricht die Gesamtübersetzung zwischen Motorwinkel und Überlagerungswinkel ebenfalls 1:50, siehe **Bild P-11**.

Der interne Aufbau der weiteren Komponenten variiert leicht von der Audi Überlagerungslenkung. So sind Elektromotor und Verriegelungsmechanismus nicht als Hohlwellenbauform ausgeführt, sondern zentral inmitten eines drehenden Gesamtgehäuses angeordnet.

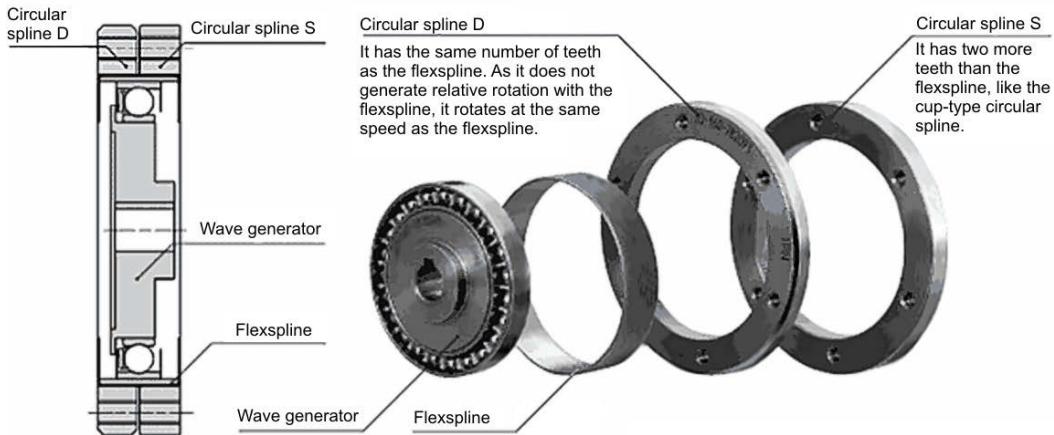


Bild P-11 Lenkwinkelüberlagerungsetriebe (Quelle: Harmonic Drive GmbH)

Aufgrund des Kraftflusses über die Gehäusehälften ist bei diesem System das gesamte Gehäuse mit der Lenkbewegung mitdrehend, siehe **Bild P-12**. Dies bedingt packageseitig einen notwendigen Vorhalt entsprechender Freiräume.

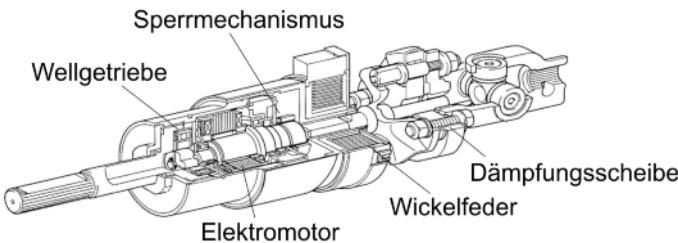


Bild P-12 Schnittbild des Aktuators in der Lenksäule (Quelle: Toyota)

Aufgrund der Anordnung vor dem Lenkventil bzw. vor dem Lenkmomentensensor sind hier ebenfalls Maßnahmen zur Reduzierung von Rückwirkungen auf das Lenkgefühl integriert. Gegenüber anderen Varianten ist bei diesem System hierzu zusätzlich eine Dämpfungsscheibe zwischen Aktuator und Lenkrad verbaut. Diese reduziert neben den haptischen Rückwirkungen auch die Körperschallübertragung durch den Lenkstrang, siehe Kapitel P 4.3.2.

Eine weitere Bauform dieses Systems wird inzwischen durch den Hersteller im Lenkgetriebe ähnlich dem BMW-ZFLS-System integriert. Dort ist die Überlagerungseinheit allerdings weiterhin fahrerseitig vor dem Lenkmomentensensor untergebracht.

4.3 Anpassungen am Lenksystem

Aufgrund der möglichen höheren Ritzelwinkelgeschwindigkeit der Überlagerungslenkungen beim Parkieren und bei Ausweichmanövern sowie aufgrund der dynamischen Lenkstabilisierungseingriffe, sind bei einer Überlagerungslenkung erhöhte Anforderungen an die Lenksystemauslegung notwendig. Diese höheren Anforderungen erfordern bei hydraulischen Lenksystemen eine vergrößerte

Servopumpe, um den höheren Volumenstromanforderungen gerecht zu werden. Aufgrund der höheren Energieaufnahme durch diese Vergrößerung, werden häufig so genannte ECO-Regelungen (ECO = Electrically Controlled Orifice, elektrisch gesteuertes Volumenstromregelventil) bei diesen Pumpen eingesetzt (siehe Kapitel M 1.2.1 Flügelzellenpumpen mit Bypassventil). Während bei geringem Lenkbedarf (z. B. bei Autobahntempo) der Volumenstrom und damit der resultierende Umlaufdruck zur Energie- und Treibstoffeinsparung reduziert werden, ermöglicht die dynamische Anpassung des Volumenstromes bei mittleren und niedrigen Geschwindigkeiten (z. B. bei Landstrassenfahrt) eine maximale Lenkperformance.

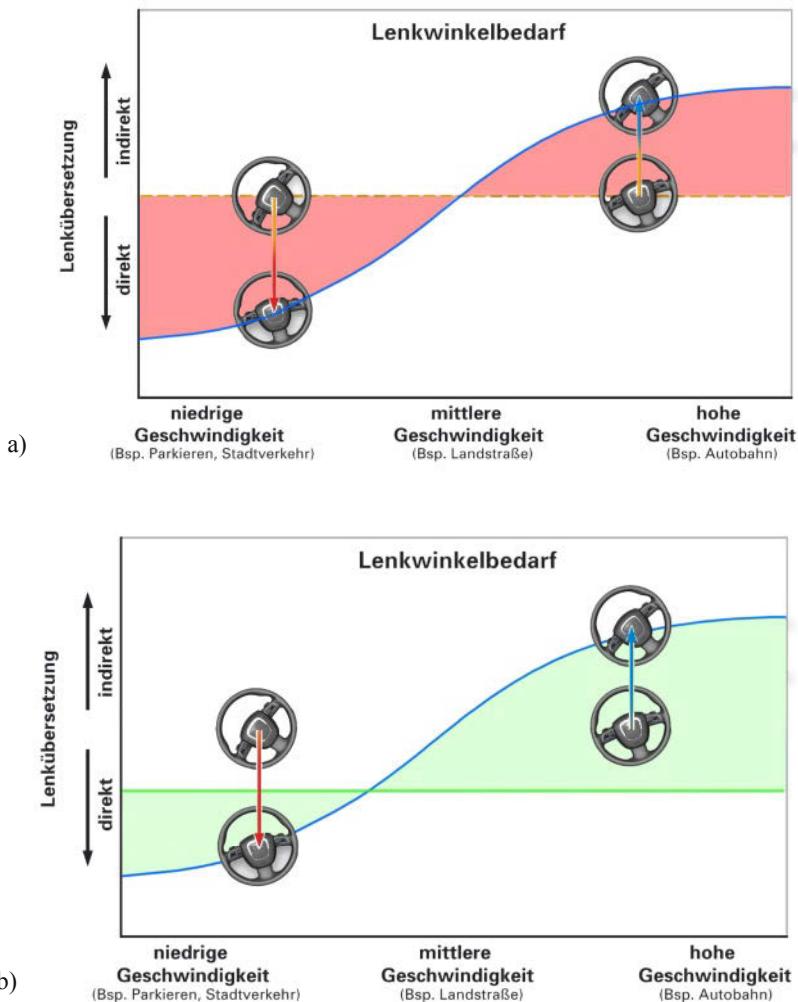


Bild P-13 Akustische Auslegung des Basislenksystems a) symmetrisch und b) akustisch optimiert

Aufgrund der vergrößerten Dynamik und Volumenströme sind häufig zusätzliche Adaptionen an Verschlauchung und Ölkühler notwendig.

Bei Fahrzeugen mit elektrischer Lenkunterstützung sind ebenfalls erhöhte Leistungsanforderungen für die oben genannten Situationen notwendig.

4.3.1 Lenkübersetzung

Um die akustische Rückwirkung des Überlagerungssystems beim Parkieren und bei niedrigen Geschwindigkeiten zu minimieren, wird das verwendete Lenkgetriebe möglichst direkt ausgelegt, dadurch kann gegenüber einer symmetrischen Auslegung der Lenkübersetzung (**Bild P-13a**) die Akustik deutlich verbessert werden, da die zur Überlagerungsaktivität proportionale Geräuschemission reduziert wird.

Für die Auslegung der Lenkgetriebeübersetzung muss allerdings auch die mechanische Rückfallebene einer Überlagerungsslenkung im Fehlerfall über den gesamten Geschwindigkeitsbereich beherrschbar sein. Hierbei sind sowohl mögliche Lenkübersetzungssprünge bei Deaktivierung als auch die Beherrschbarkeit der Gesamtlenkübersetzung im Fehlerfall zu berücksichtigen.

4.3.2 Anpassungen zur Erfüllung von Akustikanforderungen

Um die akustische Rückwirkung der Überlagerung weiter zu reduzieren, werden teilweise Dämpfungselemente innerhalb der Lenksäule (z. B. „Hardyscheiben“) oder vollständige Kapselungen der Aktuatorik im Fahrzeugen verwendet, **Bild P-14**.

Diese haben primär das Ziel, die Körperschallübertragung (Dämpfungselemente) und die Luftschallübertragung (Kapselungen) zu reduzieren.

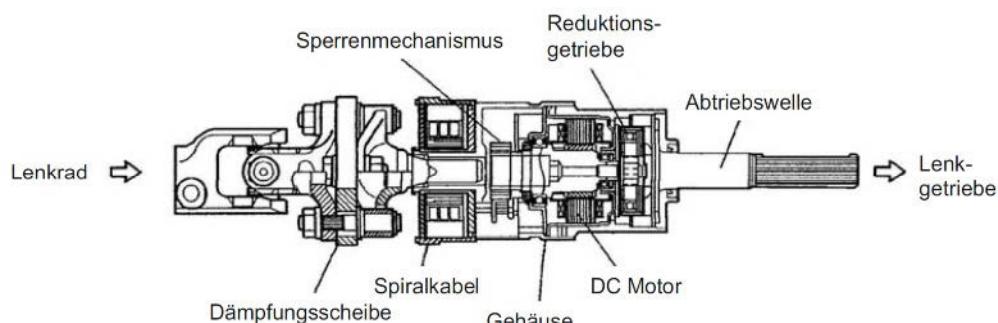


Bild P-14 Akustische Entkopplung über Dämpfungsscheibe in der Lenksäule (JTEKT-System,
Quelle: Lexus)

Ein Nachteil der Dämpfungselemente ist allerdings die daraus resultierende Steifigkeitsreduzierung des Lenkstrangs, welche Lenkgefühl, Lenkansprache und Lenkpräzision tendenziell verschlechtert. Eine Kapselung hingegen erfordert zusätzlichen Packagebaumaum zur Integrierung. Daher sind diese sekundären Akustikmaßnahmen jeweils im Gesamtanforderungskontext zu betrachten.

4.3.3 Anpassungen aufgrund der Lenkstabilisierung

Aufgrund der hohen Lenkdynamik bei genutzter Lenkstabilisierung und daher geringen erforderlichen Fehlerlatenzzeiten ist es notwendig, die Stabilitätsregelsysteme bei der Erweiterung um Lenkstabilisierungsfunktionen systemseitig anzupassen.

So wird beispielsweise bei der Implementierung der Audi Überlagerungsslenkung die Sensorik für Lenkwinkel, Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung redundant ausgelegt, da nur diese Redundanz die erforderliche Reaktionszeit bei Fehlern gewährleistet. Eine modellbasierte Überwachung der Eingangssignale gewährleistet heutzutage noch nicht die erforderliche Genauigkeit und Latenzzeit zur Fehlererkennung.

4.3.4 Systemvernetzung

Um die Funktionalitäten der Überlagerungslenkung zu nutzen, ist eine komplexe Systemvernetzung mit unterschiedlichen Subsystemen im Fahrzeugverbund notwendig.

Bild P-15 zeigt beispielhaft die Vernetzung der Audi Überlagerungslenkung. Hier wurden Teile der Gesamtfunktionalität auf unterschiedliche Steuergeräte aufgeteilt und diese durch mehrere Bussysteme miteinander vernetzt. Während die Steering Control Unit (SCU) die Ansteuerung der Aktuatorik und die koordinierende Funktion der Dynamiklenkung übernimmt, sind die Lenkstabilisierungsfunktionen im ESP untergebracht. Die beiden Steuergeräte sind redundant über Sensor- und Kombi-Fahrwerks-CAN vernetzt, um die notwendige Integrität der ausgetauschten Signale zu gewährleisten, siehe **Bild P-15**.

Ein weiterer Bestandteil des Gesamtsystems ist das Body-Control-Modul (BCM), welches die Schnittstelle zur modusabhängigen Individualisierung der Dynamiklenkung (Drive Select) und gleichzeitig die Ansteuerung der geschwindigkeitsabhängigen Lenkunterstützung (Servotronik) übernimmt.

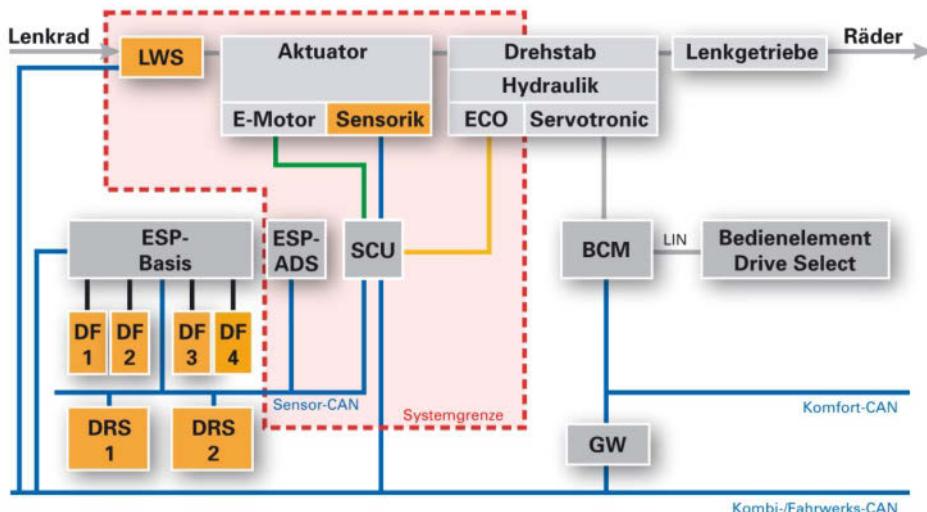


Bild P-15 Vernetzung der Überlagerungslenkung am Beispiel der Audi Überlagerungslenkung

P

5 Funktionen der Überlagerungslenkung

5.1 Variable Lenkübersetzung

Durch die freie Winkelbeeinflussungsmöglichkeit einer Überlagerungslenkung lassen sich sowohl über Lenkwinkel als auch über Fahrzeuggeschwindigkeiten deutlich modifizierte Lenkübersetzungscharakteristika darstellen. Diese Winkelüberlagerung ermöglicht den grundsätzlichen Kompromiss einer festgelegten mechanischen Lenkübersetzung zwischen Agilität und Handlichkeit (direkte Übersetzung) und Stabilität (indirekte Übersetzung) vollständig zu lösen. Es ist somit möglich, in jedem Geschwindigkeits- und Anforderungsbereich eine passende Übersetzung darzustellen. Prinzipiell sind als Eckpunkte für die Gestaltung der Lenkübersetzung drei unterschiedliche, charakteristische Fahrzeuggeschwindigkeiten zu nennen. Diese sind das Parkieren und Manövrieren bei

niedrigen Geschwindigkeiten, der mittlere Geschwindigkeitsbereich (z. B. Stadt- und Landstraßenfahrten) und hohe Geschwindigkeiten (z. B. Autobahnfahrten), siehe **Bild P-16**.

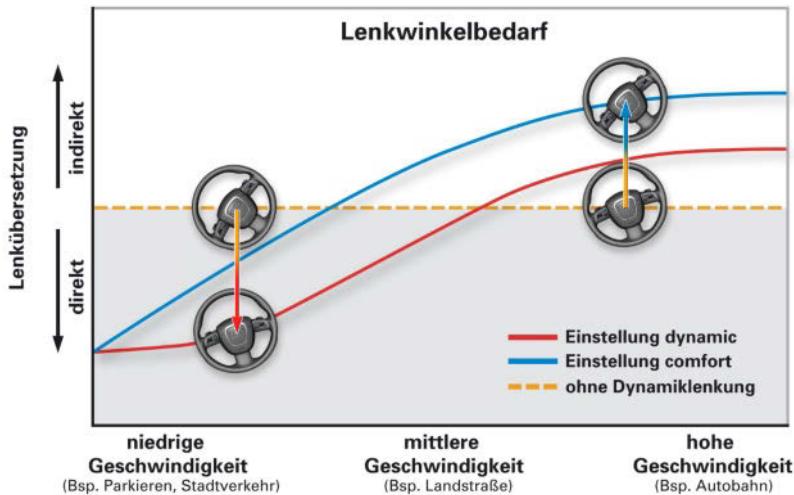


Bild P-16 Prinzipverlauf Lenkübersetzung über Fahrzeuggeschwindigkeit

5.1.1 Niedrige Geschwindigkeiten

Um das Einparken und Manövrieren zu erleichtern, sollte der notwendige Lenkradwinkelbedarf für diese Situationen auf ein Minimum reduziert werden. Dem Fahrer sollte ebenfalls eine Fahrzeugführung im niedrigen Geschwindigkeitsbereich ermöglicht werden, bei der kein Umgreifen am Lenkrad benötigt wird. Hierzu muss die Lenkübersetzung in diesem Bereich sehr direkt ausgelegt werden. Allerdings sind als Randbedingungen die fahrerseitige Adaption an diese Übersetzung und die akustischen Randbedingungen (siehe Kapitel P 4.3.1) ebenfalls zu berücksichtigen.

Insgesamt hat der gesamte Übersetzungsverlauf bei niedrigen Geschwindigkeiten grundsätzlich das primäre Ziel den Lenkaufwand des Fahrers zu reduzieren.

5.1.2 Mittlerer Geschwindigkeitsbereich

Im mittleren Geschwindigkeitsbereich kann durch die variable Lenkübersetzung das gewünschte Verhalten an Handlichkeit und Agilität erreicht werden. Charakteristisch für diese Agilität ist die Gierverstärkung. Im Vergleich zu einer konventionellen mechanischen Lenkung ermöglicht eine Überlagerungslenkung einen deutlich schnelleren Gierverstärkungsaufbau über der Fahrgeschwindigkeit, **Bild P-17**. Daraus resultiert eine erhöhte Handlichkeit und Agilität in diesem unteren Geschwindigkeitsbereich und diese kann ebenfalls über einen breiten Geschwindigkeitsbereich konstant gehalten werden.

5.1.3 Stabilität bei hoher Geschwindigkeit

Für den mittleren bis hohen Geschwindigkeitsbereich und größere Kurvenradien muss die Lenkübersetzung eine ruhige und gefühlvolle Fahrzeugführung ermöglichen. Diese Bedingung kann durch eine deutlich indirektere Übersetzung als im niedrigeren Geschwindigkeitsbereich realisiert werden.

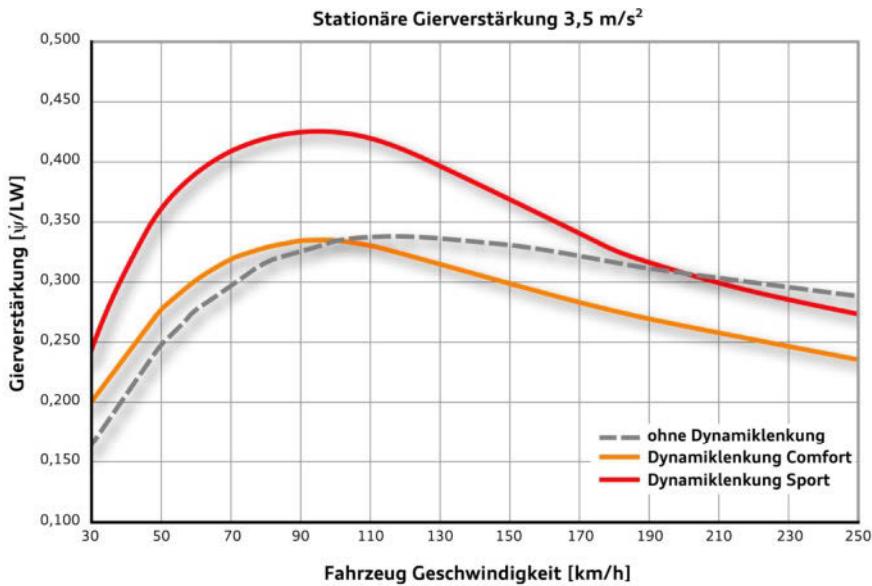


Bild P-17 Gierverstärkung mit und ohne Überlagerungslenkung

Die, für dieses Fahrverhalten, wichtigste beschreibende Fahrzeuggröße im hohen Geschwindigkeitsbereich ist die Querbeschleunigungsverstärkung, Bild P-18.

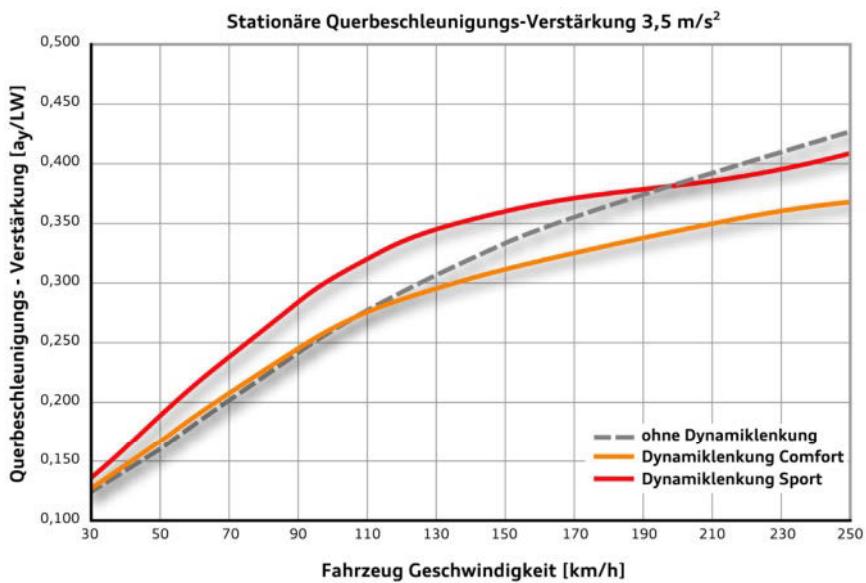


Bild P-18 Querbeschleunigungsverstärkung mit und ohne Dynamiklenkung

Die Querbeschleunigungsverstärkung kann als quantifizierende Größe für das Fahrzeugverhalten bei einem Spurwechsel bei hoher Geschwindigkeit betrachtet werden. Daher ermöglicht eine geringere und konstantere Querbeschleunigungsverstärkung eine ruhigere und sicherere Fahrzeugführung und

resultiert somit in einer gesteigerten Solidität des Fahrverhaltens. Bei der Gestaltung der Lenkübertragungskennlinien ist besonders auf einen harmonischen Übergang zwischen den Anforderungen der unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten zu achten, um die Adaption des Fahrers an die veränderte Übersetzung zu erleichtern.

5.1.4 Kennlinienvarianten je nach Fahrerwunsch

Da die Kennlinien (Lenkübertragung und Unterstützungsleistung) einer Überlagerungslenkung frei beeinflussbar sind, kann über ein geeignetes Bedienelement dem Fahrer eine Individualisierung dieser Kennlinien zur Verfügung gestellt werden und so das Fahrzeugverhalten je nach Wunsch beeinflusst werden. Diese Kennlinien sollten die oben genannten Auslegungsrichtlinien in unterschiedlicher Ausprägung und Gewichtung berücksichtigen und können fahrerwunschaabhängig so das Gier- und Querbeschleunigungsverstärkungsverhalten deutlich verändern, siehe **Bild P-17** und **Bild P-18**.

6 Lenkungsstabilisierung

Durch die Lenkwinkelüberlagerung ist es möglich, aktiv und vom Fahrer weitestgehend unabhängig stabilisierende Lenkkorrekturen durchzuführen. Das Fahrzeug kann dadurch in fahrdynamisch kritischen Situationen nicht nur durch das Bremsen einzelner Räder durch das ESP, sondern auch durch die zusätzlich überlagerten Radlenkwinkel stabilisiert werden. Hierdurch ergeben sich zwei Hauptvorteile:

- Die Gesamtstabilität des Fahrzeugs wird durch gleichzeitige Brems- und Lenkungseingriffe verbessert. Dies gilt insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten ($>100 \text{ km/h}$), da hier die Überlagerungslenkung aufgrund der sehr schnellen Reaktionszeit deutliche Vorteile gegenüber der Bremsstabilisierung bietet.
- In weniger kritischen Fahrsituationen kann situationsabhängig teilweise oder sogar vollständig auf die Bremseneingriffe verzichtet werden, was die Fahrzeugstabilisierung harmonischer und komfortabler macht. Das Fahrzeug fährt sich durch die Reduktion der Bremseneingriffe gerade auf Fahrbahnen mit niedrigem Reibwert (z. B. Schnee) bei gleicher Fahrstabilität insgesamt spürbar agiler als ein Fahrzeug, das nur über Bremseingriffe stabilisiert wird.

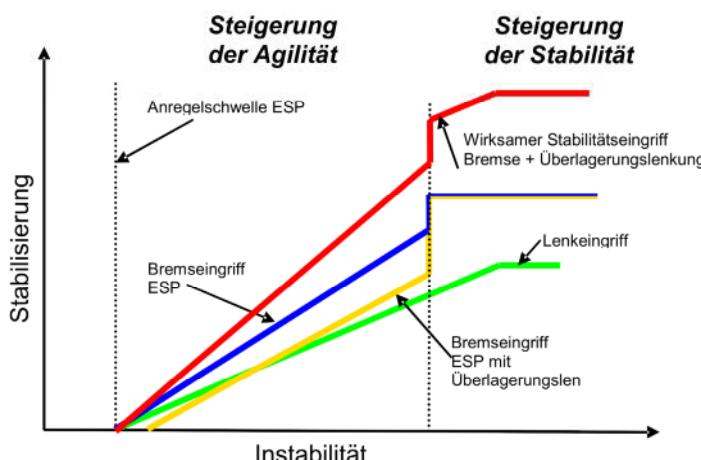


Bild P-19 Stabilisierung mit und ohne Überlagerungslenkeingriff

Die Wirksamkeit stabilisierender Lenkeingriffe ist allgemein von der zur Verfügung stehenden, nutzbaren Lenkperformance abhängig. Bei der Überlagerungslenkung kann als Maß für diese Performance der Gradient des stabilisierenden Überlagerungswinkels betrachtet werden. Wie in Bild P-20 dargestellt, kann durch eine Erhöhung dieses Gradienten der vom Fahrer zusätzlich notwendige, stabilisierende Lenkradwinkel in instabilen Situationen deutlich reduziert und zusätzlich der Geschwindigkeitsverlust während der Stabilisierung deutlich minimiert werden.

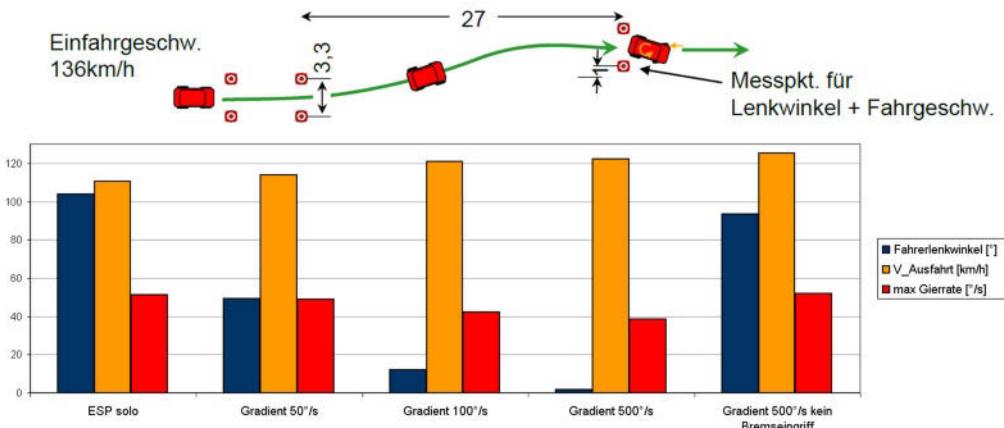


Bild P-20 Lenkstabilisierung im einfachen Spurwechsel

Allerdings ist ebenfalls erkennbar, dass je nach Grad der Instabilität weiterhin Bremseingriffe zur Gerdämpfung und Geschwindigkeitsreduktion notwendig sind. Um das Optimum an Agilität und gleichzeitiger Stabilität zu erreichen, erfolgt über ein Arbitrierungskonzept jeweils eine optimale Aufteilung des erforderlichen Stabilisierungsmoments auf Bremse und Lenkung.

6.1 Lenkstabilisierung beim Übersteuern

Ein gezieltes, aktives Gegenlenken der Überlagerungslenkung bei einem übersteuernden Fahrzeug kann schnell und präzise die zu hohe Gierreaktion des Fahrzeugs vermindern oder ganz kompensieren. Die geringe Gierträgheit des Fahrzeugs auf die veränderten Radlenkwinkel ermöglicht vor allem bei hohen Geschwindigkeiten eine sehr schnelle Fahrzeugstabilisierung, siehe Bild P-21. Der notwendige vom Fahrer benötigte Stabilisierungslenkwinkel kann durch diesen Eingriff deutlich reduziert werden. Ein zusätzlicher Vorteil sind die ebenfalls deutlich verminderten Bremseingriffe, wodurch insgesamt die Stabilisierung sehr harmonisch wirkt.

P

6.2 Lenkstabilisierung beim Untersteuern

Die Wirksamkeit eines Überlagerungseingriffes einer Vorderachslenkung bei einem untersteuernden Fahrzeug ist prinzipiell begrenzt, da in diesem Fall das Gripmaximum an der Vorderachse bereits überschritten ist und durch einen gleichgerichteten zusätzlichen Lenkwinkel keine zusätzliche Seitenkraft aufgebaut werden kann. Allerdings besteht durchaus die Möglichkeit, den Punkt des maximalen Kraftschlusses optimal auszunutzen. Hierzu ist es notwendig, das typische Überlenken des Fahrers in einer solchen Situation durch einen dem Fahrerlenkwinkel entgegengesetzten Überlagerungseingriff zu begrenzen. Um allerdings weiterhin das für den Fahrer typische Lenkgefühl zu wahren und ihm die taktilen Informationen über den Gripzustand an der Vorderachse nicht zu verfälschen, ist in dieser Situation eine nur teilweise Kompensation am sinnvollsten. Dies kann beispielsweise über eine situationsabhängig indirektere Lenkübersetzung dargestellt werden.

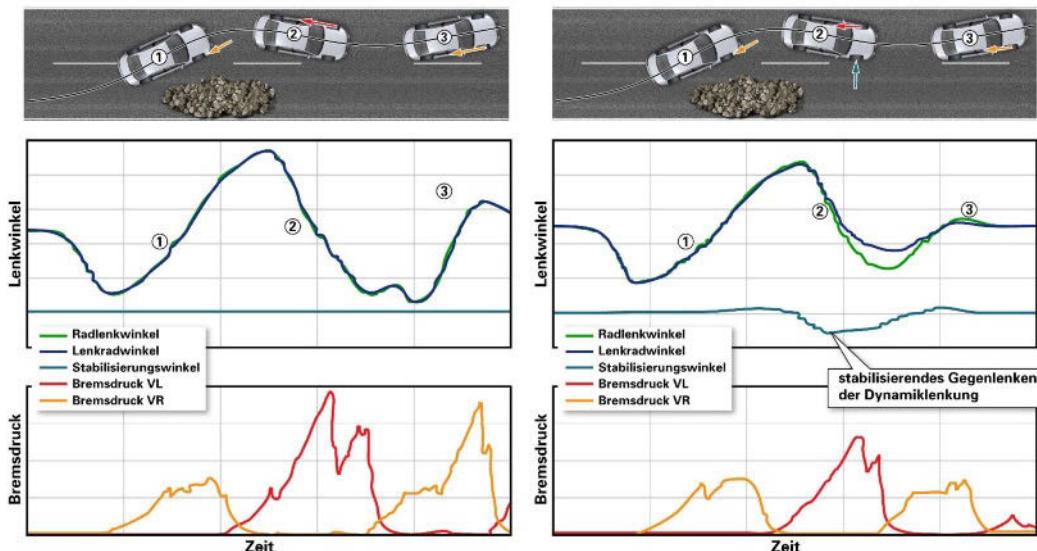
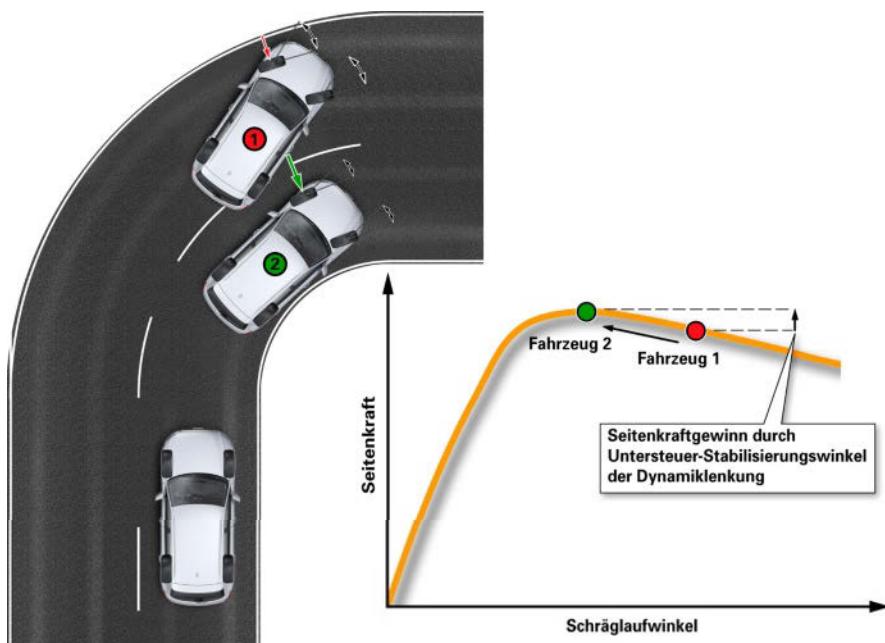


Bild P-22 zeigt das Funktionsprinzip dieser Untersteuerfunktion. Beim Fahrzeug ohne Lenkstabilisierung wird der Punkt des maximalen Kraftschlusses an der Vorderachse durch einen zu großen Lenkwinkel überschritten. Das Fahrzeug schiebt über die Vorderräder aus der Kurve heraus. Im Fahrzeug mit Lenkstabilisierung kann die Untersteuersituation erkannt werden und durch eine gezielte Übersetzungsänderung ein Überziehen der Lenkung durch den Fahrer begrenzt werden.



6.3 Lenkstabilisierung beim Bremsen auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Reibwerten (μ -split)

μ -split Oberflächen sind dadurch gekennzeichnet, dass der Fahrbahnreibwert auf einer Fahrzeugseite hoch ist (z. B. Asphalt) und auf der anderen Fahrzeugseite niedrig (z. B. Eis). Wird auf einer derartigen Fahrbahn gebremst, dann entsteht durch die höheren Bremskräfte auf der Hochreibwertseite ein Giermoment, welches das Fahrzeug in diese Richtung zieht (Fahrzeugschiefziehen). Um weiter geradeaus fahren zu können, muss bei einem Fahrzeug ohne Überlagerungslenkung vom Fahrer ein Lenkradwinkel eingestellt werden, der das Störgiermoment und somit das Schieffahren des Fahrzeugs kompensiert.

Bei einem Fahrzeug mit Lenkstabilisierung kann dieser Lenkwinkel vom Stabilisierungssystem selbstständig eingeregelt werden, so dass der Fahrer das Lenkrad weitgehend in Geradeausstellung, also der Stellung seiner Wunschfahrtrichtung, belassen kann. Durch diese Giermomentenkompensation kann bereits im Ansatz die störende Gierreaktion unterbunden werden und durch eine Erhöhung des Gesamtbremsdrucks eine leichte Bremswegverkürzung für dieses Manöver erreicht werden. Bild P-23 zeigt ein solches μ -split-Manöver.

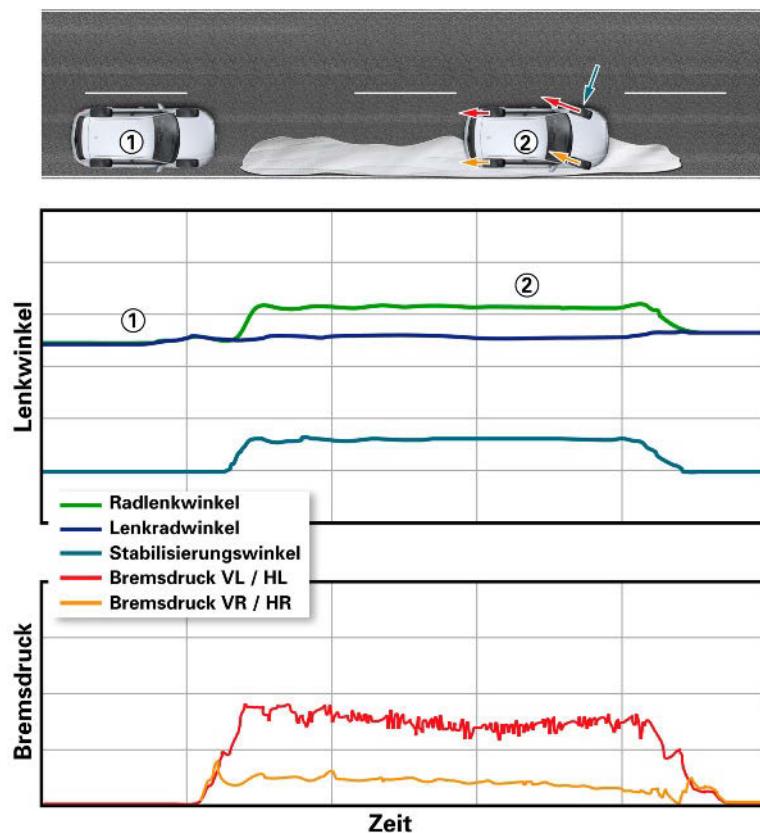


Bild P-23 Stabilisierung eines Fahrzeugs mit vernetzter Lenkstabilisierung bei einer μ -split Bremsung

7 Systemsicherheit

Das Steuergerät der Überlagerungslenkung muss neben der Erfüllung von funktionalen Anforderungen, wie z. B. die Überlagerung und Ansteuerung des Anteils der variablen Lenkübersetzungsfunktion und des extern berechneten Stabilisierungsanteils, auch Fehlfunktionen elektronisch verhindern. Die abgeleiteten Sicherheitsanforderungen an das Steuergerät der Überlagerungslenkung für die zu verhindern Fehlfunktionen sind:

- Vermeiden von reversiblen und irreversiblen Stellfehlern wie, die durch die ECU, den Elektromotor oder den Motorlagesensor verursacht werden können
- Überwachen der extern berechneten stabilisierenden Eingriffe und das Einleiten von geeigneten Maßnahmen, damit die maximalen Stellfehler nicht erreicht werden, siehe auch Neukum et al. (2007)
- Sicherstellen, dass im Fehlerfall die Grenze für maximal tolerierbare Übersetzungssprünge nicht überschritten wird, siehe auch Neukum et al. (2007)
- Verhindern einer Freilenksituation (d. h. fehlende oder unzureichende Umsetzung von Fahrerlenkradwinkel zu Radlenkwinkeln)

Bezüglich der Beherrschbarkeit einzelner Fehlerbilder von Überlagerungslenkungen gibt es ein vom VDA ausgearbeitetes Bewertungs- und Anforderungskonzept, weitere Informationen hierzu siehe Bewertung des Fail-Safe-Verhaltens von aktiven Lenksystemen, siehe auch Neukum et al. (2007).

Um diese Fehlerbilder sicher zu beherrschen, ist für Überlagerungslenksysteme ein entsprechendes Sicherheitskonzept und ein Entwicklungsprozess nach (oder zumindest in Anlehnung an) IEC 61508/ISO 26262 notwendig. Grundlegende Details zu diesen Sicherheitsnormen werden in Kapitel O 5 behandelt.

Das aus diesen Anforderungen resultierende Sicherheitskonzept erfordert in der Systemrealisierung ein zuverlässiges Überwachungs- und Plausibilisierungskonzept, um die notwendigen Fehlerreaktionszeiten zu gewährleisten und somit die maximal möglichen Stellfehler zu beschränken. **Bild P-24** zeigt beispielhaft das Überwachungsebenenkonzept der ECU der Audi Überlagerungslenkung.

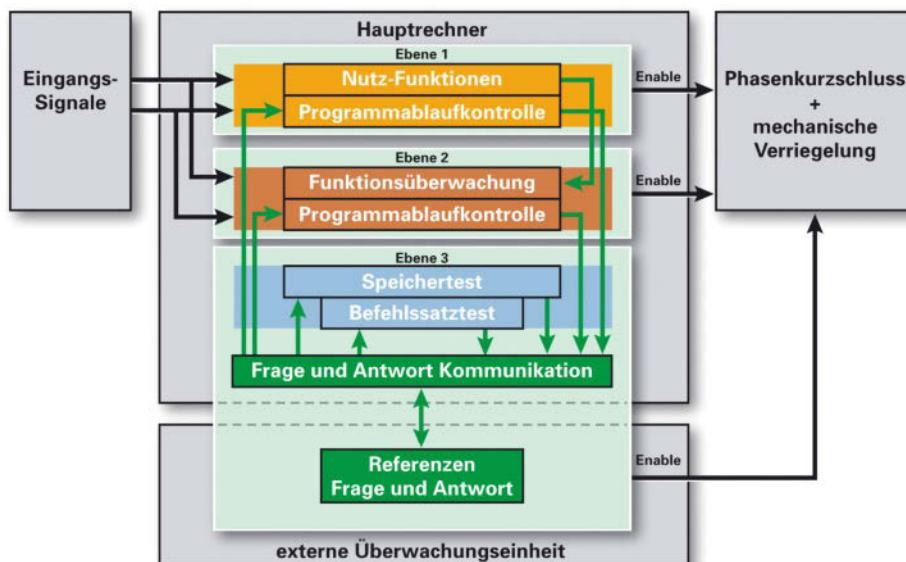


Bild P-24 Das 3-Ebenen-Sicherheitskonzept der Audi Überlagerungslenkung

In der Ebene 1 sind alle notwendigen Softwaremodule integriert, die aus funktionaler Sicht notwendig sind, einschließlich der Signalplausibilisierung und der Fehlerstrategie. Alle kritischen Pfade, die zu einer Fehlfunktion führen können, werden in der Ebene 2 diversitär gerechnet. Hierdurch wird sichergestellt, dass systematische Fehlerursachen (z. B. Programmierfehler) oder sporadische RAM-Fehler nicht zu einer Fehlfunktion führen können. Die Ebene 3 stellt z. B. den Programmablauf und ein korrektes Ausführen des Befehlsatzes sicher.

Die Herausforderung beim diversitären Rechnen besteht darin, im diversitären Pfad mit anderen Algorithmen das gleiche Ergebnis wie im Hauptpfad zu generieren. Dies wird anhand von zwei Beispielen erläutert:

Bei der variablen Lenkübersetzungsfunktion ist es möglich, im fehlerfreien Zustand mit Hauptfunktion und diversitärer Funktion das gleiche Ergebnis ohne relevanten Zeitverzug zu erzielen, da es sich hier um keine Regelung, sondern um eine Vorsteuerung handelt. Hierbei kann auch bei diversitärer Implementation die Abweichung beider Pfade gering gestaltet werden, da beide Funktionen trotz unterschiedlicher Berechnungswege unabhängig von weiteren Störgrößen gestaltet werden können.

Als zweites Beispiel dient die Überwachung der Lageregelung, einschließlich der Sensorauswertung. Die Überwachung beider Pfade erfolgt in der Ebene 2 durch ein Rücklesen und eine Kontrolle des Motorlagesignals gegenüber seinem Sollwinkel wie im Bild P-25 dargestellt. Hierbei ist es notwendig, beim Vergleich der Zwischen- und Endergebnisse des Nominal- und Fehlerpfades eine tolerierbare Abweichung dieser zuzulassen. Diese Toleranz ist aufgrund der unterschiedlichen Algorithmen und Rückführungsgrößen in beiden Pfaden notwendig.

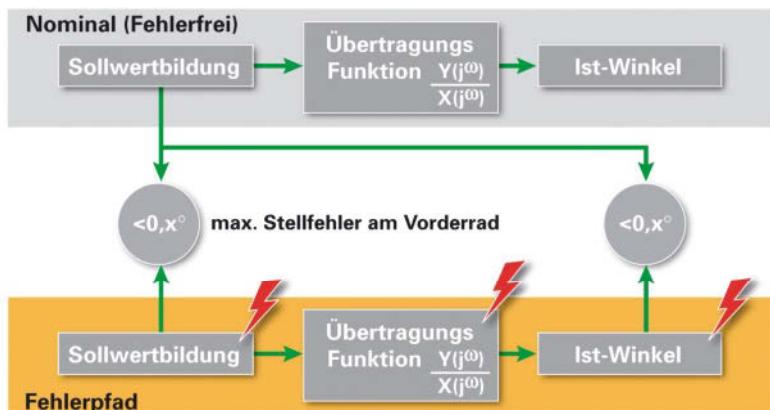


Bild P-25 Überprüfung der Lageregelung

Um eine hohe Verfügbarkeit zu gewährleisten, muss in Abhängigkeit des aufgetretenen Fehlers eine schrittweise Degradierung der Systemfunktionalität vorgenommen werden:

- Ansteuern einer konstanten Lenkübersetzung bei fehlender Fahrgeschwindigkeitsinformation
- Sperrung externer stabilisierender Eingriffe bei absehbarer geringer Performance durch z. B. Bordnetzschwankungen oder Störungen der Lenkleistungsversorgung
- Systemdeaktivierung im Lenkwinkel-Nulldurchgang bei Fehlerverdacht, um ein schiefstehendes Lenkrad zu vermeiden
- Vollständige Systemdeaktivierung bei schwerwiegenden Fehlern

Neben dem Verhindern von Fehlfunktionen muss das Steuergerät auch kontinuierlich sicherheitsrelevante Signale für weitere Fahrzeugsysteme liefern, deren Regelungssysteme auf den Status- und die Positionsinformationen der Überlagerungslenkung aufbauen (z. B. ESP und weiter Fahrwerksregelsysteme).

8 Ausblick

Durch die Verknüpfung der Überlagerungslenkung mit einer aktiven Lenkmomentenüberlagerung lassen sich die Vorteile beider Einzelsysteme ergänzen und zusätzlich neue Funktionalitäten erschließen. Bei Überlagerung eines Lenkmoments lassen sich beispielsweise die Rückwirkungen von Überlagerungslenkeingriffen durch gezielt eingesetzte Momenteneingriffe teilweise kompensieren und sogar gezielt ergänzen.

Diese Möglichkeiten lassen sich sowohl über eine Kombination der Überlagerungslenkung mit einer EPS (vgl. Bild P-26, BMW 5er MJ 2010) oder aber durch die Kombination der Überlagerungslenkung mit einem zusätzlichen aktiven Momentenaktuator (vgl. Bild P-27, JTEKT) verwirklichen.



Bild P-26 Active Front Steering mit Elektromechanischer Lenkunterstützung im BMW 5er
(Quelle: BMW)

Durch erweiterte Vernetzung beider Systeme lassen sich auch steer-by-wire ähnliche Funktionalitäten darstellen. Diese Systeme können durch die Möglichkeit zur teilweisen Entkopplung von Lenkwinkel und Lenkmoment schon heutzutage diese Systeme als Enablertechnologie für vollkommen neue Definitionen von Lenkfunktionen agieren (vgl. Kapitel R 3 Steer-by-wire, Lenkfunktionen).

Ein Vorteil dieser Umsetzungsvariante ist die systemimmanente mechanische Rückfallebene und die schnelle Abschaltzeit im Fehlerfall. Allerdings lassen sich aufgrund der Regelgenauigkeit und resultierenden Systemrückwirkungen diese Funktionen, im Vergleich zu vollständigem Steer-by-wire, nur mit Einschränkungen bei Performance und Rückwirkungsentkopplung nutzen. Dennoch ermöglichen die Elektrolenkung, wie auch die Überlagerungslenkung, einen wichtigen Schritt in Richtung zukünftiger Lenksysteme. Besonders durch die intelligente Verknüpfung beider lassen sich zukünftig neue Lenkfunktionen erschließen.

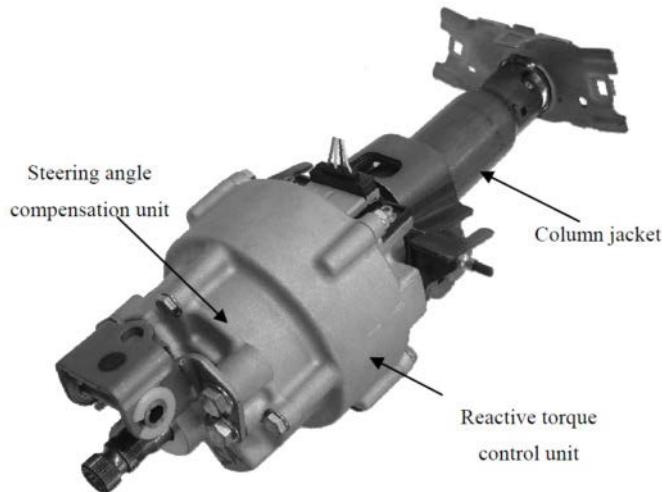


Bild P-27 Active Front Steering with reactive torque control unit (Quelle: JTEKT)

Literatur zu Kapitel P

- ECKRICH, M., BARTZ, R. (2006): Das Sicherheitskonzept der BMW-Aktivlenkung, VKU Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, Ausgabe 11/2006
- ISHIHARA, A., KAWAHARA, S. und NAKANO, S. (2008): Development of active-front-steering systems
- KÖHN P., PAULY, A., FLECK, R., PISCHINGER, M., RICHTER, T., SCHNABEL, M., BARTZ, R., WACHINGER, M. UND SCHOTT, S. (2003): Die Aktivlenkung – Das fahrdynamische Lenksystem des neuen 5er; Automobiltechnische Zeitschrift, Sonderausgabe BMW 5er, Band 105, 2003.
- KURZ, G. (2010): Das Fahrwerk des neuen 5er BMW, geprägt durch moderne, Chassis Tech 2010
- NEUKUM, A., UFER, E., PAULIG, J. und KRÜGER, P. (2007): Bewertung des Fail-Safe-Verhaltens von Überlagerungslenkungen (VDA-Abschlussbericht)
- REUTER, M. (2008): Mechatronical system development of the Audi dynamic steering system, Steering Tech 2008
- SCHÖPFEL, A., STINGL, H., SCHWARZ, R., DICK, W. und BIESALSKI, A. (2007): Audi drive select. ATZ und MTZ Sonderausgabe – Der neue Audi A4. Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2007
- SCHULLER, J., SAGEFKA, M., ULLMANN, S. (2010): Funktionale Sicherheit für vernetzte mechatronische Fahrwerkregelsysteme, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenmechanik 2010
- SHIMIZU, Y., KAWAI, T. und YUZURIHA, J. (1999): Improvement in Driver-Vehicle System Performance by Varying Steering Gain with Vehicle Speed and Steering Angle: VGS (Variable Gear-Ratio Steering System), Steering and Suspension Technology Symposium 1999

Q

Allradlenkung

1 Einleitung, Historie, Grundlagen, Zielsetzung

In den vorangegangenen Kapiteln wurden unterschiedliche Lenksysteme beschrieben, die alle an den Vorderrädern einen Lenkwinkel aufbringen, um die Fahraufgabe zu erfüllen. Bei so genannten Allradlenkungen wird neben der Lenkung an der Vorderachse zusätzlich die Möglichkeit geschaffen die Hinterräder lenkbar zu machen.

Im Gegensatz dazu ist die Darstellung einer reinen Hinterradlenkung nur aus Anwendungen für Gabelstapler, Rasenmäher oder ähnliche Fahrzeuge bekannt. Hier kann die Arbeitsaufgabe durch die Lenkung an den Hinterrädern, meist kombiniert mit sehr großen maximalen Lenkwinkeln, besser erfüllt werden.

Für Personenkraftwagen mit Einsatz im üblichen Straßenverkehr dagegen hat eine reine Hinterradlenkung allerdings einige Nachteile:

1. Das Fahrverhalten ist ab einer kritischen Fahrgeschwindigkeit instabil. Dies führt zu einer deutlichen Erhöhung der Lenkaufgabe und damit Belastung des Fahrers, vor allem im hohen Geschwindigkeitsbereich wird das Fahrzeug nahezu unbeherrschbar.
2. Gesetzesanforderungen erfordern, dass die Lenkanlage bei allen möglichen Fahrzeuggeschwindigkeiten eine aktive Rückstellung der Räder in Mittenlage aufweist, ECE R79. Eine reine Hinterradlenkung hat allerdings kein Rückstellmoment.
3. Vorwärts Ausfahren aus einer Parklücke führt zur Berührung des Bordsteines.

Daher sind reine Hinterradlenkungen im Pkw- und Lkw-Bereich nicht geeignet, es wird in der Regel immer die Kombination mit einer Lenkung an der Vorderachse gewählt.

Erste Allradlenkungen wurden bereits Mitte der 30er Jahre umgesetzt. Der Kübelwagen Typ 107 VL (W139) von Mercedes-Benz war bereits 1936 mit einer mechanischen Allradlenkung ausgestattet. Dieses Fahrzeug wurde jedoch nur in einer Kleinserie gefertigt, lediglich 42 Exemplare wurden an die Wehrmacht übergeben [1].



Bild Q-1 Mercedes-Benz Typ 107VL, W139 (1936) [1] (Quelle: www.autoevolution.com)

Allradlenkungen sind in den letzten Jahrzehnten bereits mehrfach in Kraftfahrzeugen zum Einsatz gekommen. Erstmals entwickelte Nissan in den 80er Jahren eine Allradlenkung in nennenswerter Stückzahl zur Serienreife. Allradlenkungen können nach verschiedenen technischen Konzepten entwickelt und konzipiert sein. Eine Vielzahl von technischen Lösungen sind möglich. Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die Bauweisen, die technisch bekannten Konzepte und die Wirkprinzipien.

2 Bauweisen

Bei der Hinterradlenkung werden drei grundsätzliche Konzepte, mechanisch, hydraulisch und elektromechanisch unterschieden.

Folgende Tabelle gibt einen Überblick, welche Hersteller bereits Allradlenkungen entwickelt und auf den Markt gebracht haben.

Tabelle Q-1 Übersicht Allradlenksysteme [2]

Hersteller	Bauweise	Aufbau	Funktionsziele	Lenkwinkel [°]	Fahrzeuge
Toyota	mechanisch	Verbindung zur Vorderradlenkung, Getriebe	WKR	4	Celica (1990), Carina (1989)
	elektro-hydraulisch	Hydraulikpumpe, Hydraulikventile, Stellzylinder	WKR	15	Mega Cruiser (1995)
	elektro-hydraulisch	Hydraulikpumpe, Hydraulikventile, Stellzylinder	WKR, FS (FDR)	5	Soarer (1991), Crown (1992)
	elektro-mechanisch	Elektromotor, Getriebe, Spindeltrieb	FS (FDR)	2	Aristo (1997), Majesta (1997)
Nissan	hydraulisch	Hydraulikpumpe, Hydraulikventile, Stellzylinder	FS (VS)	1	Skyline (1985), Silvia (1988), 180SX (1989), Fairlady Z (1989), Cedric (1992), Laurel (1993)
Nissan	elektro-mechanisch	Elektromotor, Getriebe, Spindeltrieb	FS (FDR)	1	Skyline (1993), Silvia (1993), Fairlady Z (1993), Laurel (1997), Cedric (1994), Stagea (1998)
	elektro-mechanisch	Elektromotor, Getriebe, Spindeltrieb	FS (VS), FS (FDR)	ca.1,5	Infinity FX50 (2008), G37 (2007), Stagea (2002), Fuga (2004)
Honda	mechanisch	Verbindung zur Vorderradlenkung, Getriebe	WKR	5	Prelude (1987), Accord (1990)
	elektro-mechanisch	Elektromotor, Spindeltrieb	WKR, FS (VS)	8	Prelude (1991)
Mazda	hydraulisch	Hydraulikpumpe, Elektromotor, Getriebe	FS (VS)	5	626 (1988), MX-6 (1987)
	hydraulisch	Hydraulikpumpe, Elektromotor, Getriebe	FS (FDR)	7	Eunos800 (1992), RX-7 (1985)
Mitsubishi	elektro-hydraulisch	Hydraulikpumpe, Hydraulikventile, Stellzylinder	FS (VS)	1,50	Galant (1988), Lancer/Eterna (1988), GTO/3000GT (1991)
	elektro-hydraulisch	Hydraulikpumpe, Hydraulikventile, Stellzylinder	FS (VS)	0,8	Galant (1993), Emeraude (1994), Lancer/Eterna (1994)

Subaru	elektro-mechanisch	Elektromotor, Getriebe	FS (VS)	1,5	Alcyone (1991)
Daihatsu	mechanisch	Verbindung zur Vorderradlenkung, Getriebe	WKR	7	Mira (1992)
BMW	elektro-hydraulisch	Hydraulikpumpe, Hydraulikventile, Stellzylinder	FS (VS)	1,7	850i, 850esi (1992)
	elektro-mechanisch	Elektromotor, Spindeltrieb	WKR, FS (VS), FS (FDR)	3 2,5	7er (2008), 5er GT (2009), 5er (2010)
Renault	elektro-mechanisch	Elektromotor, Getriebe, Spindeltrieb	WKR, FS (VS), FS (FDR)	3,5	Laguna GT (2008), Laguna Coupe (2008)
GM	elektro-mechanisch	Elektromotor, Getriebe, Spindeltrieb	WKR, FS (VS)	12	GMC Sierra (2002), Silverado (2002)

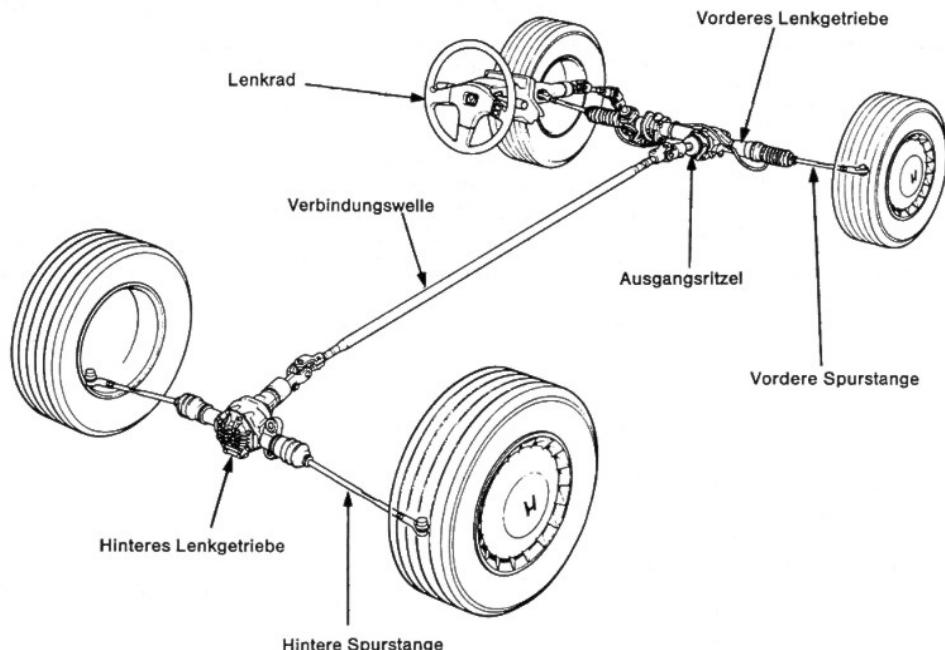
WKR: Wendekreisreduzierung

FS (VS): Fahrstabilisierung (Vorsteuerung)

FS (FDR): Fahrstabilisierung (Fahrdynamikregelung)

2.1 Mechanische Systeme

Bei mechanischen Allradlenksystemen gibt es zwischen der Vorderachslenkung und der Hinterradlenkung eine mechanische Verbindung in Form einer Welle mit entsprechendem Übersetzungsgtriebe. Durch diese direkte mechanische Verbindung stehen die Lenkwinkel der Vorderachse und Hinterachse in direkter Abhängigkeit; jedem Lenkwinkel an der Vorderachse ist ein definierter Lenkwinkel an der Hinterachse zugeordnet.



Q

Bild Q-2 Mechanische Allradlenkung des Honda Prelude [4]

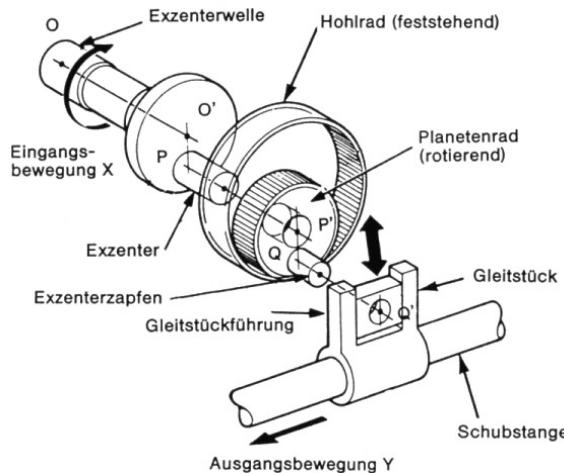


Bild Q-2 Mechanische Allradlenkung des Honda Prelude [4] (Fortsetzung)

Die mechanische Allradlenkung des Honda Prelude (1987) ist so ausgelegt, dass bei kleineren Vorderachslenkwinkeln die Hinterräder gleichsinnig eingeschlagen werden. Dies führt zu einem Stabilitätsgewinn bei hohen Geschwindigkeiten, da der Gierimpuls vermindert wird. Bei höheren Lenkwinkeln (ab 127° Lenkradwinkel) ändert sich, wie in **Bild Q-3** dargestellt, die mechanische Übertragung derart, dass die Hinterräder entgegengesetzt eingeschlagen werden, dies führt zur Steigerung der Wendigkeit im niedrigen Geschwindigkeitsbereich z. B. beim Manövrieren. Bei etwa 450° Lenkradwinkel ergibt sich an den Hinterrädern ein maximaler Lenkwinkel von $5,3^\circ$ [4], [5], [12].

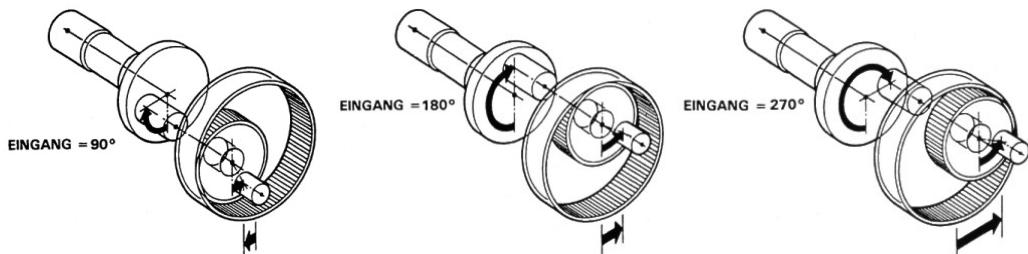


Bild Q-3 Wirkprinzip des Hinterradlenkgetriebes [4]

Der Nachteil dieses Getriebeprinzips und der starren mechanischen Verbindung zu Vorderachse ist, dass erst die Effekte durch das initiale Mitlenken bei kleinen Lenkwinkeln kompensiert werden müssen (Reduzierung der Wendigkeit), bevor bei höheren Lenkwinkeln die Wirksamkeit des Gegenlenkens gegeben ist. Werden bei hohen Geschwindigkeiten dennoch große Lenkwinkel benötigt, führt der Wechsel zum gegensinnigen Lenkeinschlag und übersteuerndem Fahrverhalten.

In den 90er Jahren entwickelte Honda für den Nachfolger des Prelude ein elektromechanisches System, mit dem die starre Kopplung der Lenkwinkel Vorderachse und Hinterachse aufgehoben werden konnte (siehe auch Kapitel Q 2.3 Elektromechanische Systeme).

2.2 Hydraulische Systeme

Bei dem Serieneinsatz von hydraulischen Systemen, z. B. im Nissan Skyline „HICAS“ (High Capacity Actively Controlled Suspension, 1985) oder Mitsubishi Galant (Active-Four, 1987), sind in der Vergangenheit unterschiedliche Konzepte verfolgt worden, siehe [5]. Grundsätzlich gemein haben die unterschiedlichen Konzepte, dass hydraulischer Druck in einem Aktuator bestehend aus Zylinder und Kolben die notwendige Kraft an den Hinterradlenken aufbringt. Durch eine hydraulische Aktuatorik können sehr hohe Stellkräfte erreicht werden, um in schweren Fahrzeugklassen auch ein Lenken im Stand zu ermöglichen. Allerdings sind die Hydraulikkreisläufe sehr komplex, da ein System mit hohen Anforderungen bestehend aus Leitungen, Pumpe, Reservoir und Aktuator zu entwickeln ist. Hydraulische Allradlenkungen können rein hydraulisch gesteuert oder elektronisch geregelt dargestellt werden.

Exemplarisch für eine elektronisch geregelte Allradlenkung wird hier die Aktive-Hinterachs-Kinematik, AHK beschrieben, die von BMW ab 1992 in den 8er Modellen eingesetzt wurde. Ziel bei der Entwicklung der Aktiven-Hinterachs-Kinematik war die Verbesserung der aktiven Fahrsicherheit im gesamten Bereich möglicher Lenkmanöver. Zu diesem Zweck werden bei hoher Querbeschleunigung die an der Hinterachse wirkenden Seitenkräfte bezüglich ihrer Amplitude und Phase durch aktives Lenken der Hinterachse beeinflusst [6].

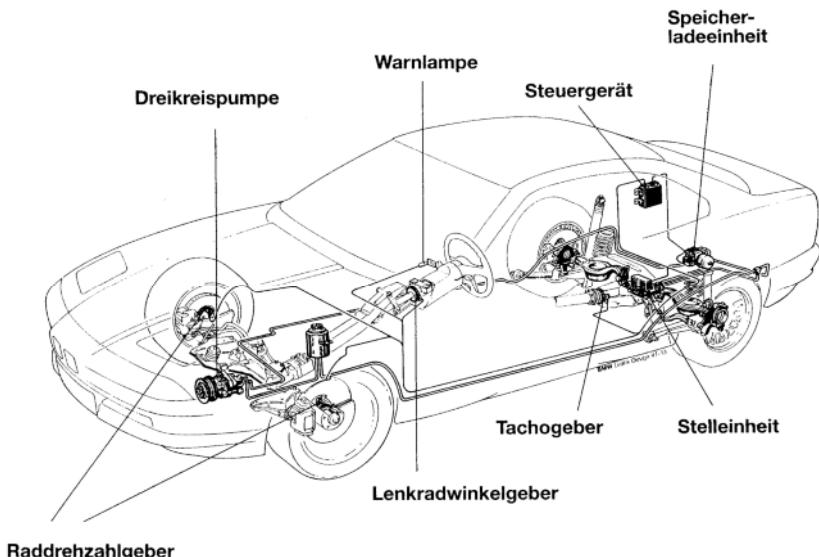


Bild Q-4 BMW 850i mit aktiver Hinterachs-Kinematik (AHK) [3]

Der Systemaufbau der Aktiven-Hinterachs-Kinematik kann, wie in **Bild Q-5** dargestellt, in drei Subsysteme aufgeteilt werden: Die hydraulische Energieversorgung und Aktuatorik, die Systemsteuerung und -überwachung sowie die lenkbare Bauform der Integral-Hinterachse [6]. Die Hydraulik des Systems besteht aus einer Radialkolbenpumpe, die mit der Flügelzellenpumpe der Vorderachs-Servolenkung mechanisch gekoppelt ist. Der dritte Kreislauf der Pumpe, ebenfalls eine Radialkolbenpumpe, ist für die Niveauregulierung des Fahrzeugs zuständig. Eine Druckversorgungseinheit mit Druckspeicher, Speicherladeventil und Drucksensorik hält den erforderlichen Betriebsdruck für die hydraulische Stelleinheit im vorgegebenen Arbeitsbereich [6].

Ein Steuergerät berechnet aus den Eingangsgrößen Fahrgeschwindigkeit und Lenkradwinkel den vorgegebenen Lenkwinkel der Hinterräder. Die Sensoren für Fahrgeschwindigkeit, Lenkradwinkel, Stellposition der Hinterradlenkung sind ebenso wie die Mikroprozessoren im Steuergerät redundant ausgeführt, um die Sicherheitsanforderungen zu erfüllen.

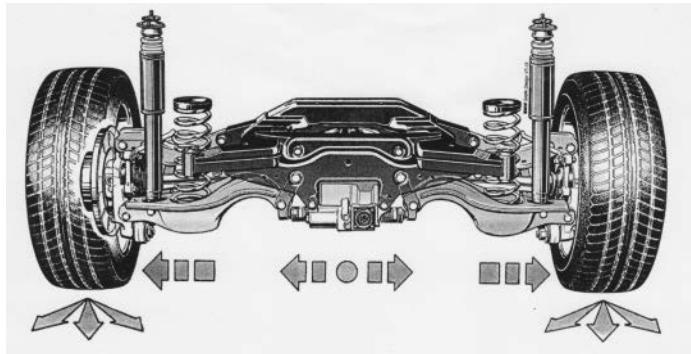


Bild Q-5 Aktive-Hinterachs-Kinematik (AHK) [3]

Die Anordnung der hydraulischen Stelleinheit in der Mitte des hinteren Querträgers der Hinterachse ist im **Bild Q-5** dargestellt. Die Linearbewegung des Stellzylinders wird mit einem Doppelaxialgelenk auf einen Zwischenhebel übertragen, der den inneren Lagerpunkt des Federlenkers aufnimmt und die Radlast am Hinterachsträger abstützt. Der Zwischenhebel definiert über die Anlenkpunkte von Doppelaxialgelenk und Federlenker die Übersetzung zwischen Stellgliedhub und Federlenkerbewegung [6].

2.3 Elektromechanische Systeme

Aufgrund der hohen Komplexität in der Hydraulik und eingeschränkten Funktionalitäten der mechanischen Systeme setzten sich im Laufe der Entwicklung elektromechanische Systeme durch.

Die Vorteile dieser Konzepte sind:

- Unabhängig vom Lenkradwinkel an der Vorderachse kann ein beliebiger Lenkwinkel an der Hinterachse eingestellt werden.
- weniger komplexe Bauweise
- weniger Gewicht
- geringere Fehleranfälligkeit

Bei elektromechanischen Systemen werden die Hinterräder durch einen elektromechanischen Steller gelenkt. Ein Steuergerät berechnet auf Basis diverser Eingangsgrößen eine Stellgröße und ein Elektromotor wird entsprechend angesteuert. In der Regel kommen hierbei heutzutage bürstenlose Elektromotoren zum Einsatz, da diese gegenüber Bürstenmotoren verschleißfrei sowie vom Sicherheitskonzept leichter beherrschbar sind. Sensoren überwachen, dass der Motor die gewünschte Position anfährt. Die Rotationsbewegung des Elektromotors wird über eine entsprechende mechanische Übersetzung (z. B. Kugelumlaufgetriebe oder Spindeltrieb) in eine Hubbewegung gewandelt. Diese Hubbewegung wird über entsprechende Lenker an die Hinterräder übertragen. Durch den Einsatz von elektromechanischen Hinterradlenkungssystemen erhält man eine Vielfalt an Entwicklungsmöglichkeiten für die fahrdynamische Auslegung. Beliebige Eingangsgrößen können verwendet werden, z. B.: Fahrzeuggeschwindigkeit, Lenkradwinkel, Gierrate, Querbeschleunigung etc. Damit können nicht nur, wie in der Vergangenheit üblich, einfache Lenkfunktionen wie Mitlenken

und Gegenlenken abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit umgesetzt werden, sondern es können auch komplexe fahrdynamische Regelungsfunktionen dargestellt werden.

Wie bereits oben erwähnt, entwickelte Honda bereits 1991 eine elektromechanische Hinterradlenkung. In **Bild Q-6** ist der relativ komplexe Systemaufbau dargestellt. Ein Elektromotor überträgt seine Bewegung auf einen Kugelumlauftrieb, der die rotatorische Bewegung in eine translatorische Bewegung der Lenkwellenspindel überträgt. Die elektromechanische Hinterradlenkung ist aus Sicherheitsgründen mit redundanten Lenkwinkelsensorik ausgestattet. Bei einem Systemausfall werden die Hinterräder über die Rückholfeder wieder in ihre Mittelstellung zurückgebracht.

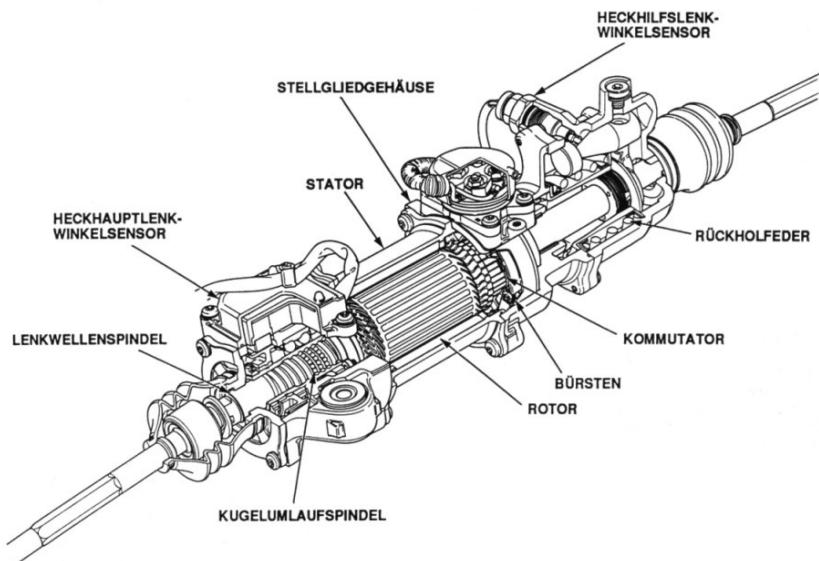


Bild Q-6 Aktuator der Hinterradlenkung des Honda Prelude 1991 [4]

Der Zulieferer Kayaba Industry entwickelte 1993 ebenfalls eine elektromechanische Hinterradlenkung, die in zahlreichen Nissan Applikationen wie dem Nissan Skyline vor allem auf dem japanischen Markt eingesetzt wurde. In **Bild Q-7** ist das interessante mechanische Konzept dargestellt, um die rotatorische Bewegung des elektrischen Stellmotors in eine Lenkbewegung der Hinterräder umzusetzen.

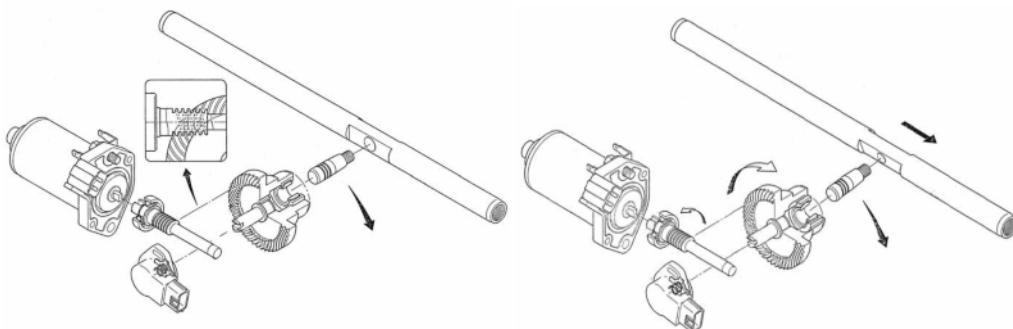


Bild Q-7 Wirkprinzip der Nissan Hinterradlenkung ab 1993 [7]

Der Elektromotor überträgt seine rotatorische Bewegung auf ein hypoid verzahntes Tellerrad. An dem Tellerrad ist ein Zapfen in einem sphärischen Lager exzentrisch gelagert. Der Zapfen ist ebenfalls in der Spurstangenwelle befestigt und kann diese so translatorisch bewegen. Damit kann über Spurstange und Radträger eine Lenkbewegung der Hinterräder dargestellt werden.

Nach der Hochzeit in den 90er Jahren verschwanden fast alle Allradlenksysteme wieder vom Markt. Die Gründe hierfür waren die hohen Zusatzkosten wie auch funktionale Defizite in der fahrdynamischen Ausprägung. Diese werden im Kapitel Q 8.3 detailliert beschrieben. Ein weiterer Grund war die Verfügbarkeit von immer kostengünstigeren Bremsregelsystemen, wie ESP, die das Funktionsziel Fahrstabilisierung im Grenzbereich zu deutlich geringeren Kosten darstellen konnten. Eine Ausnahme stellte, wie bereits oben erwähnt, der japanische Binnenmarkt sowie Applikationen für Light-Trucks dar.

Aktuell (Stand 03/2010) setzen weltweit drei Hersteller Allradlenkungen in Personenkraftwagen ein. Elektromechanische Systeme finden sich beim Renault Laguna GT (2008), BMW 7er (2008), 5er GT (2009) 5er (2010) sowie Nissan Infinity FX50 und G37. Die Darstellungen in **Bild Q-8** und **Bild Q-9** zeigen die konstruktive Integration der Hinterradlenkung in die Integral-V Hinterachse des BMW 7er und 5er.

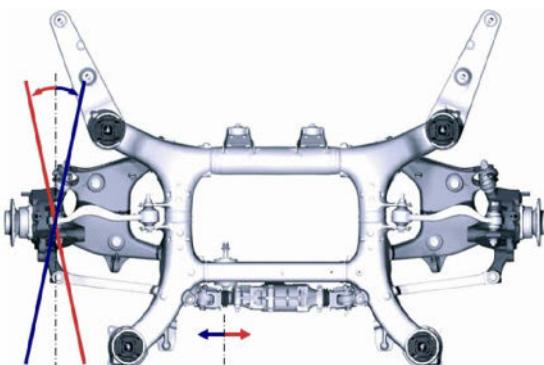


Bild Q-8

Anordnung des Lenkaktuators in der Hinterachse beim BMW 7er [3]

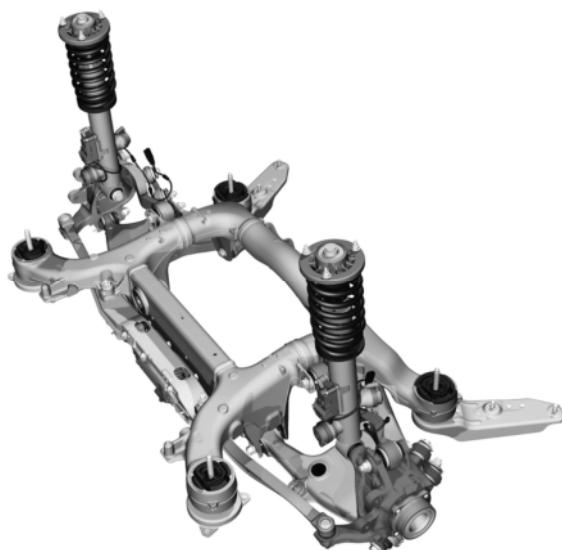


Bild Q-9

Anordnung des Lenkaktuators in der Hinterachse beim BMW 5er [3]

2.4 Zentralaktor versus Einzelradaktuatoren

Bei den Fahrzeugen von Nissan Infinity, BMW und Renault sind die Aktuatoren der Hinterradlenkung mittig an der Hinterachse angeordnet. Ein zentraler Aktuator lenkt zwei Räder über eine starre Verbindung; bei beiden Rädern werden somit die gleichen Lenkwinkel eingestellt. Ein solches Zentralaktuatkonzzept benötigt einen von links nach rechts durchgehenden Bauraum, dieser steht bei manchen Fahrzeugkonzepten allerdings nicht zur Verfügung. Für solche Fälle werden alternativ zum Zentralstellerprinzip technische Konzepte von Einzelradaktuatoren wie z. B. die Aktive Hinterachslenkung der Firma ZF Lemförder (AKC(R)), Schäffler oder Continental angeboten.

Bei diesen technischen Lösungen ist an jedem einzelnen Hinterrad ein eigener Aktuator montiert (**Bild Q-10**). Weiterhin bieten Einzelradaktuatoren die Möglichkeit für jedes Rad individuell die Vorspur einzustellen, dies kann sowohl in der Montage der Achsen von Nutzen sein, als auch bei der Realisierung von fahrdynamischen Regelfunktionen.



Bild Q-10 Einzelradaktuator, Messemodell der Fa. ZF Lemförder [9]

Einzelradaktuatkonzekte führen allerdings im Gegensatz zu oben genanntem Nutzen zu einer Komplexitätssteigerung gegenüber einem Zentralaktuatkonzzept. Neben doppeltem Verbau der Aktuatoren sind auch Sensoren und Ansteuerelektronik doppelt zu verbauen.

Hinzu kommt, dass eine gegenseitige Kommunikation der aktuellen Stellwinkel gewährleistet werden muss, um eine synchrone Ansteuerung zu gewährleisten und im Fehlerfall des einen Aktuators, den anderen passivieren zu können (Beispiel Private CAN Konzept Continental).

Einzelradaktuatorsysteme sind aufgrund der erhöhten Komplexität und dem zweifachen Einsatz der Hardware in den Herstellkosten nahezu doppelt so teuer. Außerdem erhöht sich das Risiko von möglichen Systemfehlern während des Betriebes im Kundenfahrzeug, was sich auf die Qualitätskosten auswirken kann.

Bezüglich Gewicht liegen zwischen Zentral- und Einzelradaktuatoren keine großen Unterschiede, das Gewicht durch einen zweiten Aktuator beim Einzelradaktuatkonzzept liegt in einer ähnlichen Größenordnung wie das Gewicht der notwendigen Mechanik (z. B. Hebel und Lenker) des Zentralaktuators.

3 Auswirkungen einer Allradlenkung auf das Fahrverhalten

Das Funktionsziel aller in den vorangegangenen Kapiteln dargestellten Ausführungen einer Allrad- bzw. Hinterradlenkung ist die Verbesserung der querdynamischen Fahreigenschaften des jeweiligen Fahrzeugs.

Waren die ersten Applikationen in den 30er Jahren vor allem auf die Erhöhung der Wendigkeit und Manövriertbarkeit ausgelegt, zielen die späteren Umsetzungen neben der Wendigkeitssteigerung im Wesentlichen auf eine Verbesserung des Anlenkverhaltens und der Fahrstabilität. Bei einer mechanischen Umsetzung einer Allradlenkung wird der Hinterradlenkwinkel δ_h als reine Funktion des Vorderradlenkwinkels δ_v , bzw. des Lenkradwinkels δ_H beschrieben:

$$\delta_h = f(\delta_v)$$

Bei den ersten elektronisch gesteuerten Allradlenksystemen wird der Hinterradlenkwinkel δ_h als Funktion der Fahrzeug(längs)geschwindigkeit sowie des Vorderradlenkwinkels δ_v , bzw. des Lenkradwinkels δ_H beschrieben:

$$\delta_h = f(v_x, \delta_v)$$

Im Laufe der Entwicklung wurde in den letzten Jahren die reine Vorsteuerung einer Hinterradlenkung durch das Einbeziehen der Allradlenkung in die Fahrdynamikregelung des Fahrzeugs erweitert. Ermöglicht wurde dies durch die Verfügbarkeit kostengünstiger Fahrdynamiksensoren, die Gierrate, Längs- und Querbeschleunigung etc. erfassen:

$$\delta_h = f(v_x, \delta_v, \Delta\delta_v, \delta_h, a_x, a_y, \psi, \beta, \dots)$$

In diesem Kapitel werden die fahrdynamischen Auswirkungen von gesteuerten Allradlenkungen beschrieben.

3.1 Kinematische Eigenschaften einer Allradlenkung

Das Übersetzungsverhältnis einer Allradlenkung wird durch den Koeffizienten k_p als Quotient von Lenkwinkel der Hinterräder zu dem Lenkwinkel der Vorderräder beschrieben:

$$k_p = \frac{\delta_h}{\delta_v}$$

Bei Allradlenkungen wird generell zwischen zwei Wirkprinzipien unterschieden, dem gegensinnigen und dem gleichsinnigen Lenken.

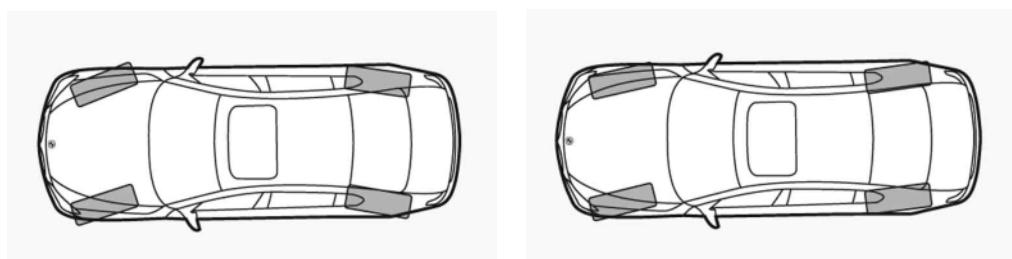


Bild Q-11 Gegensinniger Lenkeinschlag: $k_p < 0$,

gleichsinniger Lenkeinschlag: $k_p > 0$

$k_p < 0$: Beim gegensinnigen Lenken werden die Hinterräder entgegen der Lenkrichtung der Vorderräder eingeschlagen. Der Momentanpol des Fahrzeugs wandert nach vorne, dies wirkt wie eine Verkürzung des Radstandes. Der Wendekreis wird verkleinert, die Hinterachse des Fahrzeugs bewegt sich auf einer anderen Trajektorie, dadurch wird das Fahrzeug handlicher und wendiger (**Bild Q-12 oben**).

$k_p > 0$: Werden die Hinterräder gleichsinnig zu den Vorderrädern eines Fahrzeugs gelenkt, verschiebt sich der Momentanpol nach hinten. Die virtuelle Radstandverlängerung wirkt stabilitätssteigernd (**Bild Q-12 unten**).

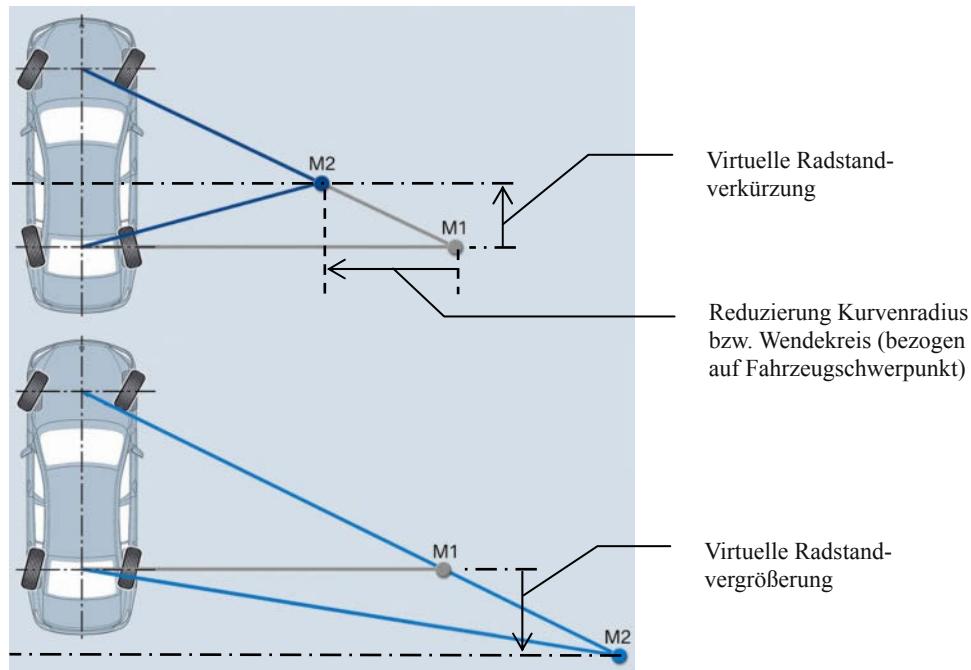


Bild Q-12 Wendekreisänderung und virtuelle Veränderung des Radstandes
(vereinfachte kinematische Darstellung)

3.2 Einfluss einer Allradlenkung auf die stationären Fahreigenschaften

Zur Betrachtung der Auswirkungen einer Allradlenkung auf die stationären Fahreigenschaften soll hier die stationäre Kreisfahrt näher betrachtet werden. Während die maximal erreichbare Querbeschleunigung bei Fahrzeugen mit und ohne Allradlenkung so gut wie identisch ist, ergibt sich der größte Unterschied bei der Ausprägung des Schwimmwinkels des Fahrzeugs.

Ist $k_p > 0$, verringert sich je nach Größe des Lenkwinkels an der Hinterachse der Schwimmwinkel im Schwerpunkt des Fahrzeugs. Bei einigen Applikationen in der Vergangenheit wurde k_p so gewählt, dass der Schwimmwinkel theoretisch stets zu null kompensiert wird. Hintergrund war die Überlegung, dass bei einem Schwimmwinkel von null stets ein stabiler Fahrzustand vorherrscht.

Hierbei wurde jedoch nicht betrachtet, dass für einen stabilen Fahrzustand weitere Eingangsgrößen wie Lastwechselverhalten, Übergangsverhalten von Linear- in den Grenzbereich etc. mit einfließen.

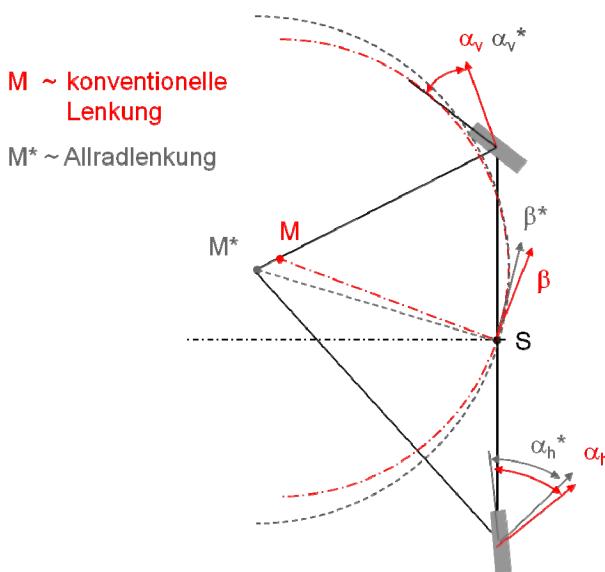


Bild Q-13 Veränderung Schwimmwinkel bei einem Fahrzeug mit Allradlenkung (mittlerer bis höherer Querbeschleunigungsbereich)

Mitunter wurde durch den Lenkeingriff an der Hinterachse der Schwimmwinkel so weit überkompenziert, dass sich selbst im höheren Geschwindigkeits- und Querbeschleunigungsbereich negative Schwimmwinkel ergaben. Als Resultat stellt sich zwar ein sehr fahrstables, jedoch deutlich untersteuerndes und subjektiv ungewohntes Fahrverhalten ein.

3.3 Einfluss einer Allradlenkung auf die instationären Fahreigenschaften

Zur Betrachtung der Auswirkungen einer Allradlenkung auf die instationären Fahrverhalte soll hier das Übertragungsverhalten bei einem Lenkwinkelsprung bzw. das Fahrhalten im ISO-Spurwechsel näher betrachtet werden.

Bei dynamischer Lenkeingabe wie einem Lenkwinkelsprung führt, wie in **Bild Q-14** linke Seite dargestellt, der gleichsinnige Radeinschlag an den Hinterrädern zu einem schnellen, gleichmäßigen Seitenkraftaufbau an Vorder- und Hinterachse. Dadurch wird die Gierreaktion des Fahrzeugs minimiert, die Giergeschwindigkeit baut sich langsamer auf. Die Querbeschleunigung dagegen baut sich schneller auf. Die Übertragungsfunktion von Lenkwinkel zu Querbeschleunigung weist somit einen geringeren Phasenverzug auf. Dies führt im höheren Geschwindigkeitsbereich zu einem für den Fahrer besser vorhersehbaren Fahrverhalten.

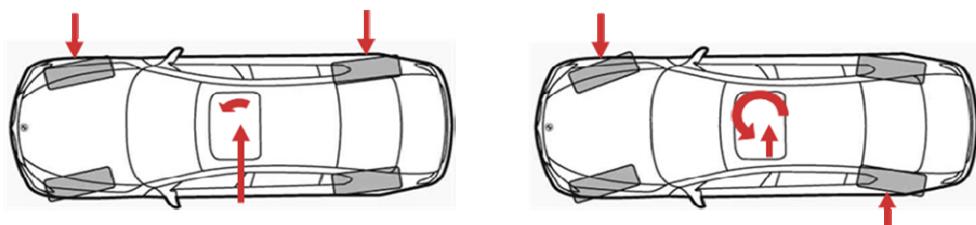


Bild Q-14 Fahrzeugreaktion bei instationärer Lenkinkelvorgabe, linke Seite $k_p > 0$, rechte Seite $k_p < 0$

Beim gegensinnigen Lenkeinschlag an den Hinterrädern hat der initiale Seitenkraftaufbau an Vorder- und Hinterachse die entgegengesetzte Richtung. Dies wirkt gierverstärkend, die initiale Querbeschleunigung ist geringer. Somit stellt sich ein agileres und wendigeres Fahrverhalten ein, was vor allem im niedrigen Geschwindigkeitsbereich gewünscht ist.

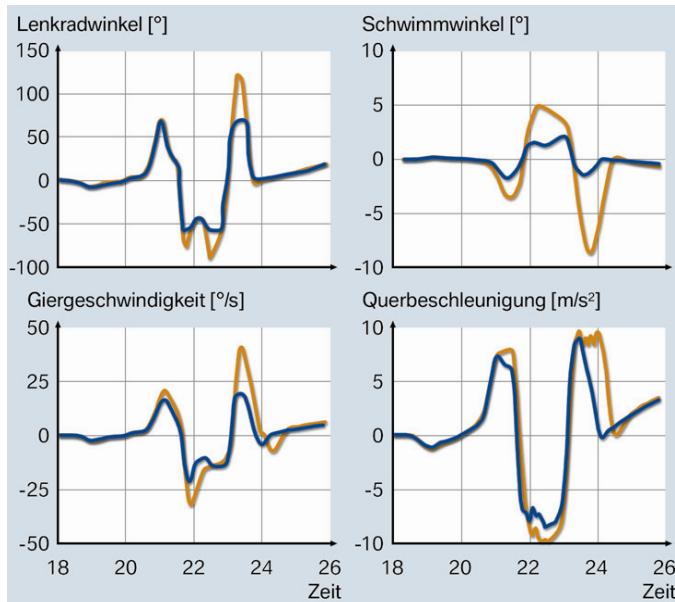


Bild Q-15 Simulation ISO-Fahrspurwechsel ($k_p > 0$),
blau: Allradlenkung, gelb: konventionelle Lenkung [10]

Bei einem Fahrmanöver wie dem ISO-Fahrspurwechsel zeigt sich objektiv die Verbesserung des Fahrverhaltens mit einer Allradlenkung. Es ist eine deutliche Verringerung des Schwimmwinkels zu erkennen (**Bild Q-15**). Das sonst typische Überschwingen des Schwimmwinkels in der dritten Gasse des ISO-Fahrspurwechsels wird signifikant reduziert. Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung sind bezogen auf die Lenkradwinkeleingabe deutlich phasentreuer [10].

3.4 Kombination einer Hinterradlenkung mit einer Überlagerungslenkung an der Vorderachse

In den Applikationen einer Allradlenkung, die eine freie Vorgabe des Hinterradlenkwinkels ermöglichen, ist der Lenkeinschlag der Hinterräder zumeist sowohl von der Fahrgeschwindigkeit wie auch von dem Vorderradlenkwinkel abhängig:

$$\delta_h = f(v_x, \delta_v) \text{ bzw. } k_p = f(v_x)$$

Wird k_p zur Schwimmwinkelkompensation so gewählt, dass sich ein Schwimmwinkel von null einstellt, hat dies zur Folge, dass das Fahrzeug deutlich stärker untersteuert als ohne Allradlenkung. Die stärkere Neigung zum Untersteuern zeigen alle Fahrzeuge mit Allradlenkung, bei denen ein gleichsinniger Lenkeinschlag bei höheren Fahrgeschwindigkeiten appliziert ist. Nach ZOMOTOR (1991) müssen bei der Optimierung des Fahrverhaltens mit Hilfe einer Hinterradlenkung deshalb neben den instationären auch die stationären Fahreigenschaften berücksichtigt werden. Sollen bei

einer geschwindigkeitsabhängigen Lenkcharakteristik die stationären Fahreigenschaften unverändert bleiben, muss die Vorderachsübersetzung auch geschwindigkeitsabhängig sein [5].

BMW hat erstmals im Jahr 2008 mit der „Integral Aktivlenkung, IAS“ eine Allradlenkung in Serie gebracht, die diese Anforderungen systemseitig erfüllen kann. **Bild Q-16** zeigt die Komponenten der Integral Aktivlenkung im BMW 5er. An der Vorderachse wird eine elektromechanische Servolenkung mit der bereits bekannten Überlagerungslenkung kombiniert. An der Hinterachse ist die elektromechanische Hinterradlenkung mit den Anlenkpunkten an den Radträgern dargestellt. Nicht dargestellt ist der Steuergeräteverbund im Integrated Chassis Management.



Bild Q-16 Integral Aktivlenkung im BMW 5er (2010)

Nissan bietet mit dem System 4WAS im Infinity G37 ebenfalls seit 2007 eine Kopplung einer Hinterradlenkung mit einer Überlagerungslenkung an der Vorderachse an. Beim System 4WAS findet jedoch nur im hohen Geschwindigkeitsbereich ein koordinierter gleichsinniger Lenkeingriff an Vorder- und Hinterachse statt, im niedrigen Geschwindigkeitsbereich findet keine Lenkbewegung der Hinterradlenkung statt.

Durch die Kombination einer Überlagerungslenkung (siehe Kapitel P) mit einer Hinterradlenkung können sowohl die Lenkwinkel an der Vorderachse wie auch an der Hinterachse frei von der Fahrervorgabe gewählt werden. Damit wird bei der Integral Aktivlenkung im niedrigen Geschwindigkeitsbereich bei größer werdenden Radeinschlägen an den Hinterrädern ein nahezu linearer Anstieg der Gierbewegung über die Fahrereingabe erreicht. Die Wendigkeitssteigerung durch die virtuelle Radstandsverkürzung ist bereits in Kapitel Q 8.3.1 beschrieben. Durch die in diesem Geschwindigkeitsbereich direkte Übersetzung der Überlagerungslenkung steigt der Fahrkomfort, selbst in engen Kurven ist kein Umgreifen erforderlich.

Ab zirka 50 km/h werden die Räder an der Hinterachse gleichsinnig zu den Vorderrädern eingelenkt. In Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Lenkradwinkels wird der stabilisierende Radeinschlag kontinuierlich gesteigert. Der hierbei entstehende größere Lenkwinkelbedarf wird durch die Überlagerungslenkung an der Vorderachse kompensiert. Die Allradlenkung ist somit derart

appliziert, dass sich, wie in **Bild Q-17** dargestellt, bei gleicher Fahrgeschwindigkeit der Kurvenhalbmeß des Fahrzeugs mit konventioneller Lenkung bezogen auf dessen Schwerpunkt identisch mit dem Kurvenhalbmeß des Fahrzeugs mit Integral Aktivlenkung ist. Somit ergibt sich nach:

$$\psi = \frac{v}{r}$$

stationäre Gierneutralität.

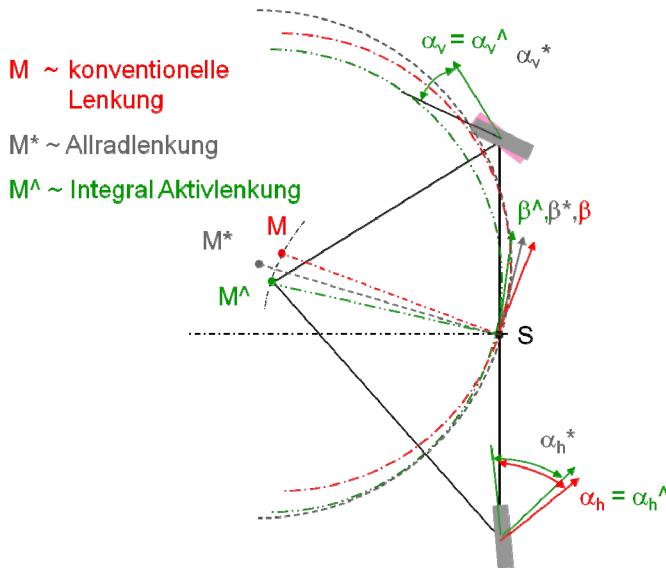


Bild Q-17 Stationäre Gierneutralität bei Integral Aktivlenkung

Diese Charakteristik zeigt sich auch beim Fahrmanöver „quasistationäres Anlenken“. Hierzu wird open loop bei $v_x = \text{const.}$ der Lenkradwinkel langsam und konstant bis zur Grenze der maximalen Querbeschleunigung vergrößert. Wie in **Bild Q-18** dargestellt, ist die Hinterradlenkung und die Überlagerungslenkung an der Vorderachse so abgestimmt, dass sich der Aufbau der Gierrate über Querbeschleunigung nicht vom Basismodell unterscheidet.

Der in Kapitel Q 1.3.3 dargestellte Vorteil der höheren Fahrstabilität bleibt jedoch komplett erhalten. Bei einer Querbeschleunigung von:

$$8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

ist der Schwimmwinkel im Schwerpunkt des Fahrzeugs mit Integral Aktivlenkung um mehr als 50 % reduziert und steigt im Gegensatz zum Basisfahrzeug auch bei weiterer Zunahme der Querbeschleunigung nahezu linear an. Der von Zomotor (1991) beschriebene Zielkonflikt in der Auslegung von Allradlenksystemen zwischen Fahrstabilität und untersteuerndem, lenkunwilligen Fahrverhalten ist somit komplett aufgelöst.

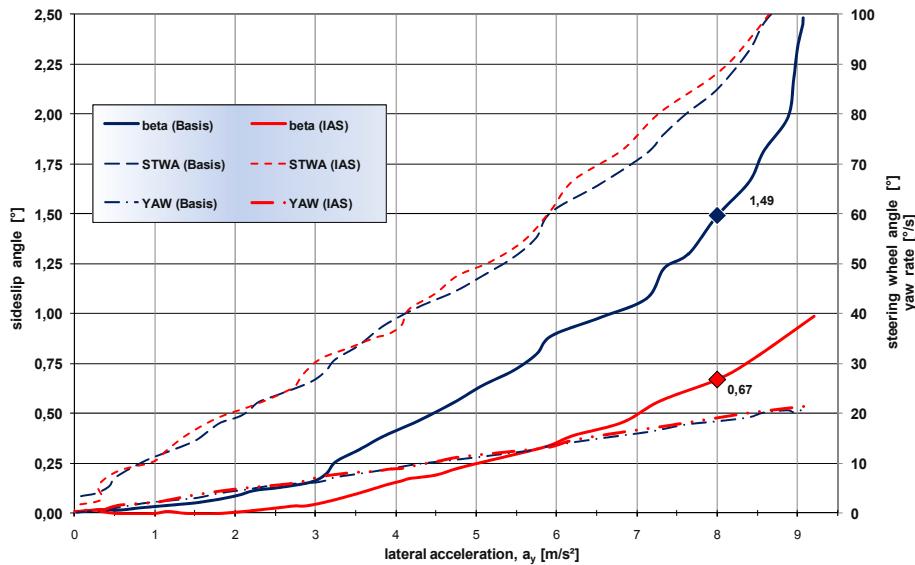


Bild Q-18 Integral Aktivlenkung im BMW 750i, quasistationäres Anlenken bei $v_x = 100$ [km/h], [11]

- beta (Basis): Schwimmwinkel β eines Fahrzeugs mit konventioneller Lenkung
- STWA (Basis): Lenkradwinkel δ_H eines Fahrzeugs mit konventioneller Lenkung
- YAW (Basis): Giergeschwindigkeit ψ eines Fahrzeugs mit konventioneller Lenkung
- beta (IAS): Schwimmwinkel β eines Fahrzeugs mit Integral Aktivlenkung
- STWA (IAS): Lenkradwinkel δ_H eines Fahrzeugs mit Integral Aktivlenkung
- YAW (IAS): Giergeschwindigkeit ψ eines Fahrzeugs mit Integral Aktivlenkung

Literatur zu Kapitel Q

- [1] OSWALD, W. (1987): Mercedes-Benz Personenwagen 1886–1986. Motorbuch Verlag: Stuttgart 1987
- [2] BMW AG (2005): BMW interne Recherche über Anbieter von Hinterradlenkungen
- [3] BMW AG (1991), (2008): interne Grafikdokumente, BMW Grafik Design VT-13
- [4] Honda Accord Forum (2009): www.accordforum.de, TechArea 4WS-Four Wheel Steering Korbacher Archiv, Karl-Heinz Korbacher
- [5] ZOMOTOR, A. und REIMPEL J. (1991): Fachbuch Fahrwerkstechnik, Fahrverhalten. 2. Auflage, Vogel Buchverlag: Würzburg 1991
- [6] WALLENTOWITZ, H., DONGES, E. und WIMBERGER, J. (1992): Die Aktive-Hinterachs-Kinematik (AHK) des BMW 850Ci, 850CSi. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 94
- [7] KAYABA (2005): Unterlagen Kayaba Industry Co. Ltd.
- [8] Zeitschrift Auto-Motor-Sport (2009): www.auto-motor-sport.de Techniklexikon, Allradlenkung
- [9] WIESENTHAL, M., COLLENBERG, H. und KRIMMEL, H. (2008): Aktive Hinterachs-Kinematik AKC – Ein Beitrag zu Fahrdynamik, Sicherheit und Komfort. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenrechnung 2008
- [10] HEROLD, P., THALHAMMER, T. und GIETL, S. (2008): Der neue BMW 7er. Die Integral Aktivlenkung – Das neue Lenksystem von BMW. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 2008-08
- [11] HEROLD, P., SCHUSTER, M., THALHAMMER, T. und WALLBRECHER, M. (2008): The new Steering System of BMW – Integral Active Steering, Synthesis of Agility and Sovereignty. FISITA 2008 World Automotive Congress
- [12] SANO, S., MIYOSHI, T., FURUKAWA, Y. (1987): Operational and design features of the steer angle dependent four wheel steering system. 11th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles

R

Steer-by-Wire

1 Einleitung

Unter *Steer-by-Wire* versteht man ein System in der Kraftfahrzeugtechnik, bei dem ein Lenkbefehl von einem Bedienelement (Lenkrad) über ein Steuergerät elektrisch zu einem Aktor weitergeleitet wird, der den Lenkbefehl an den gelenkten Rädern ausführt. Bei diesen Systemen besteht keine mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und gelenkten Rädern. Zur besseren Handhabung wird der Fahrzustand haptisch über ein aktives Bedienelement an den Fahrer rückgemeldet.

Die größte Herausforderung von *Steer-by-Wire*-Systemen besteht in der Erfüllung von Sicherheits- und Zuverlässigkeitssanforderungen mit akzeptablem Aufwand. Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über den Stand der Technik sowie Vor- und Nachteile von *Steer-by-Wire*-Systemen gegeben. Anschließend werden die Komponenten und da vor allem die Bedienelementeigenschaften genauer betrachtet. Schließlich wird ein Beispiel einer möglichen funktionalen Gestaltung gegeben und es werden Sicherheits- und Zuverlässigkeitssaspekte thematisiert.

Stand der Technik

X-by-Wire findet heute in verschiedenen technischen Bereichen Anwendung. In der Concorde wurde in den 70er Jahren das erste (analoge) *Fly-by-Wire*-System im zivilen Flugzeugbau realisiert. Im Jahr 1987 führte die Firma Airbus mit dem A320 ein Verkehrsflugzeug mit *Fly-by-Wire* Technologie ohne mechanisches Backup-System ein.

Drive-by-Wire (elektronisches Gaspedal) als großseriengefertigtes *X-by-Wire*-System in der Automobilindustrie ermöglicht ein schnelleres Ansprechen des Motors auf Gaspedalbefehle in Abhängigkeit von der Änderung des Pedalwinkels und ein gezieltes Eingreifen in die Traktionskontrolle bei zu hohem Antriebsschlupf.

Steer-by-Wire wurde bis dato nur in Spezial- und Prototypenfahrzeugen dargestellt, wie beispielhaft in der Konzeptstudie Fine-X von Toyota mit Einzelradlenkung an allen vier Rädern gezeigt (**Bild R-1**).



Bild R-1 Konzeptstudie Fine-X von Toyota mit elektrischer Einzelradlenkung (Toyota 2005)

Vor- und Nachteile

Tabelle R-1 zeigt einen Überblick über Vor- und Nachteile von *Steer-by-Wire*-Systemen gegenüber herkömmlichen Systemen. Ein wesentlicher Vorteil von *Steer-by-Wire* liegt in der einfachen Umsetzung verschiedener Zusatzfunktionalitäten der Lenkung wie Fahrdynamikstabilisierung, variable Lenkübersetzung, variables Lenkgefühl bis hin zum autonomen Fahren (z. B. für autonomes Einparken). Ein weiterer Vorteil liegt in der Gestaltungsfreiheit des Vorderwagens. Durch den Wegfall der Lenkzwischenwelle (Lenksäule) kann Bauraum für das Antriebsaggregat und eine bessere Kommunalität von Links- und Rechtslenkerfahrzeugen erreicht werden (Variantenreduktion). Damit einhergehend können Anforderungen an die passive Sicherheit (Crash) zielgerichteter erreicht werden.

Tabelle R-1 Vor- und Nachteile von *Steer-by-Wire*

Vorteile	Nachteile
Funktionalität	Kosten
Bauraum	Gewicht
passive Sicherheit	Komplexität
Variantenreduktion	
einfachere Achsgeometrie	
gezielte Rückmeldung	
Design	
Enabler für Fahrerassistenzsysteme	

Durch das Auf trennen von Eingabe und Rückmeldung kann bei der Entwicklung der Vorderachssysteme auf einfache Konstruktionen zurückgegriffen werden, da gewünschte Fahrzeugrückmeldungen gezielt per Software eingestellt und Störgrößen ausgeblendet werden können. Nicht zuletzt sind durch neuartige Eingabegeräte wie z. B. einem Stick Designfreiräume bezüglich der Innenraumgestaltung gegeben (**Bild R-2**). Darüber hinaus kann *Steer-by-Wire* zur Umsetzung von Fahrerassistenzfunktionen genutzt werden, um z. B. durch autonomes Fahren die Idee einer so genannte elektronische Deichsel umzusetzen (Seewald 2008). Vor allem für Nutzfahrzeuge kann so Treibstoff gespart und die Umwelt geschont werden.



Bild R-2 Innenraumgestaltung mit Stick-Bedienelementen (BMW Group Forschung und Technik)

Nachteilig ist zu nennen, dass aufgrund hoher Sicherheitsanforderungen und einer aus Kundensicht akzeptablen Zuverlässigkeit hohe Anforderungen an die Redundanz von *Steer-by-Wire*-Systemen gestellt werden, was wiederum die Kosten und das Gewicht steigert. Die Kosten werden vor allem von der beim rein elektrischen Übertragungskonzept geforderten Fehlertoleranz verursacht. Jeder mögliche Fehler, der in einem elektrischen System auftreten kann, muss in allen Fahrsituationen vom Fahrer beherrschbar sein (Winner et al. 2004). Dies verlangt ein komplexes Sicherheitskonzept (siehe Kapitel R 4).

Im Gegensatz zum fehlertoleranten System beinhaltet ein ausfallsicheres System eine mechanische Rückfallebene (Kilgenstein 2002). Anders als elektronische Bauteile kann ein mechanisches System, basierend auf Fachkenntnissen und Erfahrungswerten, so ausgelegt und dimensioniert werden, dass es bei Einhaltung der spezifizierten Beanspruchungsgrenzen innerhalb der vorgesehenen Nutzungsdauer nach menschlichem Ermessen nicht ausfallen wird. Für diesen Fall reicht es, die elektronischen Bauteile als so genannte *fail silent units* auszuführen, welche beim Erkennen eines Fehlers abschalten und so die Lenkfunktionalität über die mechanische Rückfallebene gewährleisten (Heitzer 2004). Ein Beispiel für *Steer-by-Wire* mit mechanischer Rückfallebene stellt die bei einigen Fahrzeugherstellern angebotene Überlagerungslenkung dar (Kapitel P). Funktional können solche Aktivlenkungssysteme die Eigenschaften reiner *Steer-By-Wire*-Systeme Großteils nachbilden (Fleck 2003), Bauraumvorteile sind jedoch nicht gegeben. Neben der Beibehaltung der Lenksäule als mechanische Rückfallebene kann diese auch hydraulisch dargestellt werden (Heitzer u. Seewald 2000).

Die Bedingungen für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich einer Lenkanlage mit Bau- und Prüfvorschriften sind in der (ECE-R 79) zusammengefasst.

2 Komponenten

Bild R-3 zeigt schematisch den Aufbau eines *Steer-by-Wire*-Systems. Das Eingabemodul mit Bedienelement (z. B. Lenkrad oder Stick), Rückmeldemotor und Lenksensorik ist zuständig für die Erfassung des Fahrerwunsches und für die Darstellung des Lenkgefühls. Das Lenkgetriebemodul mit Lenkgetriebe, Lenkwinkelsteller und Radsensorik dient der querdynamischen Umsetzung des Fahrerwunsches. Beide Module werden über ein Steuergerät rein elektrisch geregelt.

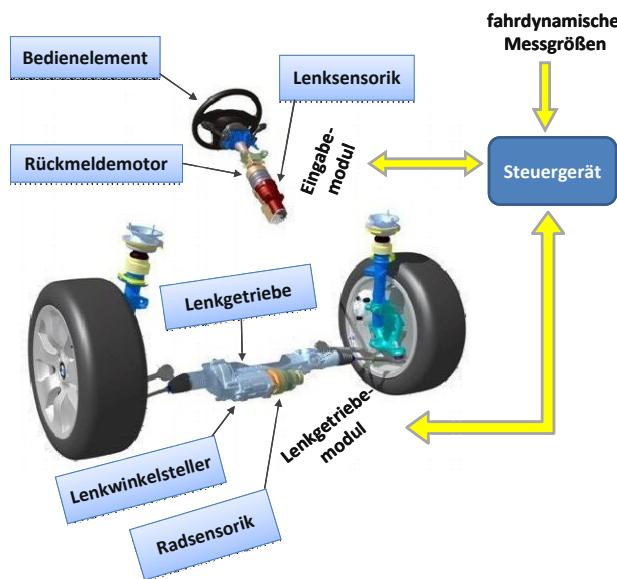


Bild R-3 Konzeptbild *Steer-by-Wire*

Der Rückmeldemotor sollte der üblichen Handkraft eines Fahrers entgegenwirken können, was einem Moment von in etwa 10 Nm entspricht (vgl. Kapitel O 4). Einem möglichen Missbrauchsmoment, wenn der Fahrer z. B. bei vollem Lenkeinschlag mit Gewalt weiter dreht, kann selbst ein E-Motor mit Getriebeübersetzung kaum entgegenwirken, so dass passive Bauelemente wie Anschläge und Dämpfer sinnvollerweise integriert werden. Als Voraussetzung einer optimalen Regelung muss die Lenksensorik sowohl den Weg bzw. Winkel, als auch die Kraft bzw. das Moment messen.

Dem Steuergerät stehen zur Fahrdynamikregelung neben den *Steer-by-Wire*-Daten aus Lenk- und Rad-Sensorik die allgemeinen fahrdynamischen Messgrößen wie Fahrgeschwindigkeit, Gierwinkelgeschwindigkeit und Querbeschleunigung zur Verfügung.

Der Lenkwinkelsteller am Lenkgetriebemodul muss grundsätzlich die Kraftanforderungen und die Dynamikanforderungen einer elektrischen Servolenkung erfüllen (vgl. Kapitel O 4). Das heißt, die Kraft für Lenken im Stand muss auf jeden Fall vorhanden sein, Lenkradwinkelgeschwindigkeitsvorgaben vom Fahrer mit bis zu 500 °/s am Lenkrad sollten aufs Rad umgerechnet vom Lenkaktor dynamisch gestellt werden können.

Alternativ zum Lenkgetriebe kann bei Einzelradlenkungssystemen die Verbindung der beiden Vorderräder getrennt werden. Dies führt im Extremfall zum Konzept eines so genannten „Corner-Moduls“ (Gombert 2007), das die Fahrwerkfunktionen (Lenken, Antreiben, Bremsen, Vertikaldynamik) an den einzelnen Rädern erfüllt; mit dem Vorteil einer höheren Funktionalität, einer systemimmanenten Redundanz und eines Bauraumgewinns (**Bild R-4**).

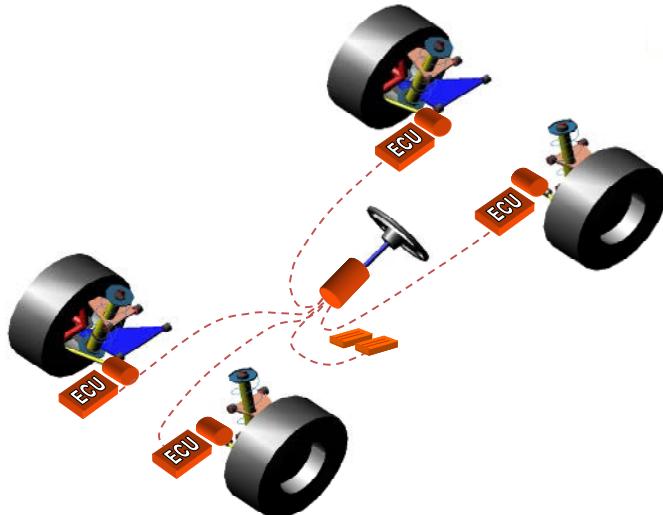


Bild R-4
Radindividuelle *by-Wire*
„Corner-Module“

Als Nachteile des Konzepts „Corner-Module“ sind die Kosten und die hohen Kraftanforderungen an die Lenkaktoren zu nennen, welche die gegenseitig auftretenden, permanent wirkenden Querkräfte aufgrund von Vorspur, Sturz und Spreizwinkel am jeweiligen Rad abstützen müssen. Eine angepasste Achskonstruktion kann diese Kräfte im Vergleich zu heutigen Radkräften zumindest verringern.

R

Bedienelementeigenschaft

Da mit *Steer-by-Wire*-Systemen ein großer Freiraum bei der Gestaltung des Zusammenspiels zwischen Fahrer und Fahrzeug gegeben ist, werden im Folgenden die Eigenschaften des Bedienelementes als Schnittstelle Mensch – Maschine genauer betrachtet (Huang 2004).

Eine sehr einfache und kostengünstige Möglichkeit der Fahrerwunschübermittlung stellen passive Bedienelemente dar. **Bild R-5** zeigt eine Gegenüberstellung von verschiedenen passiven Konzepten.

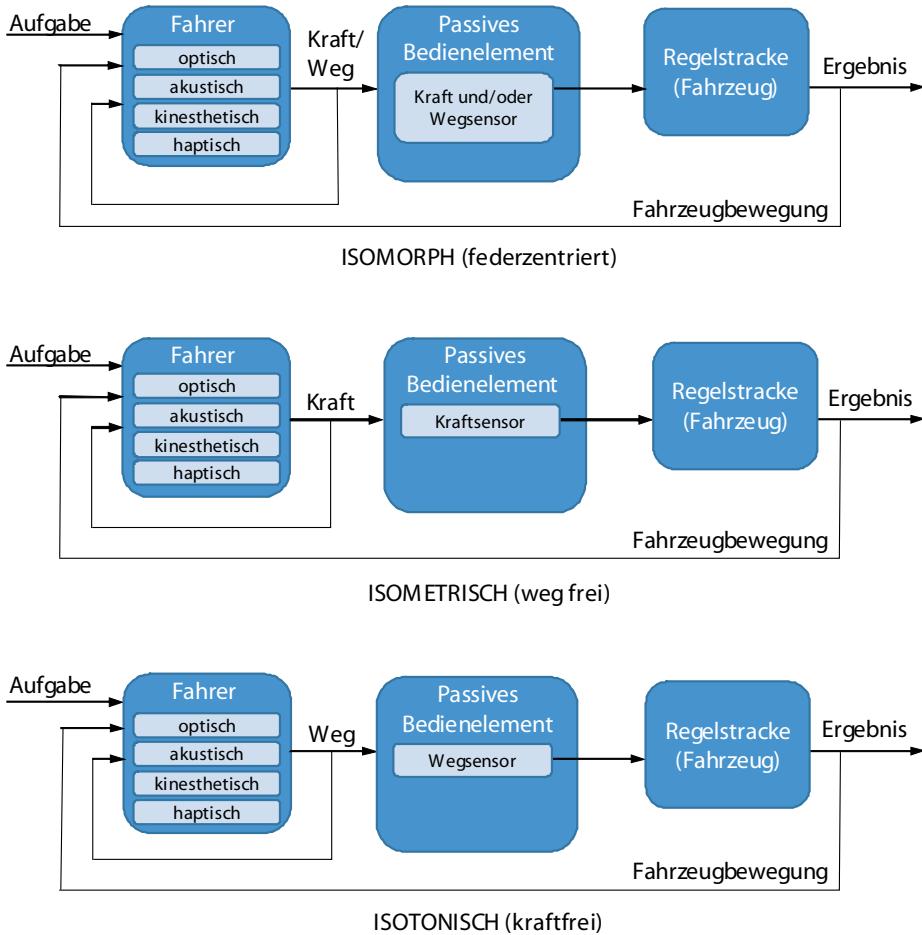


Bild R-5 Gegenüberstellung verschiedener passiver Bedienelementkonzepte

Der Mensch nimmt die Fahrzeubewegung und die Bedienelementeigenschaft optisch bzw. haptisch auf und stellt eine Kraft bzw. einen Weg am Bedienelement ein. Die haptische Rückmeldung zum Fahrer erfolgt rein aus der passiven Bedienelementeigenschaft, welche z. B. isomorph (federzentriert) dargestellt sein kann. Wird diese Federsteifigkeit sehr groß, spricht man von isometrischen (wegfreien) Bedienelementen. Geht die Federsteifigkeit gegen null, liegt ein isotones (kraftfreies) Bedienelement vor.

Die Fahrereingabe mit rein passivem Bedienelement ist aufgrund der nichtlinearen Fahrzeugeigenschaften und der großen Störanfälligkeit von Kraftfahrzeugen gegenüber Umgebungseinflüssen nicht geeignet. Ein wesentlicher Bestandteil einer sicheren Fahrzeugführung besteht in der Rückmeldung des aktuellen Fahrzustandes am Bedienelement vor allem in fahrdynamisch kritischen Situationen. Zur Erzeugung dieser Rückmeldung muss unbedingt ein aktives Bedienelement vorhanden sein (Huang 2004).

Aktive Bedienelemente können die manuelle Regelleistung bei Störungen und bei sich verändernden Regelstrecke im Gegensatz zu passiven Bedienelementen deutlich verbessern. Der Bediener kann während der Störungen das aktive Bedienelement einfach fester halten, um die Störungen zu unterdrücken. **Bild R-6** zeigt den Zusammenhang Mensch – Fahrzeug – Bedienung mittels aktivem Bedienelement.

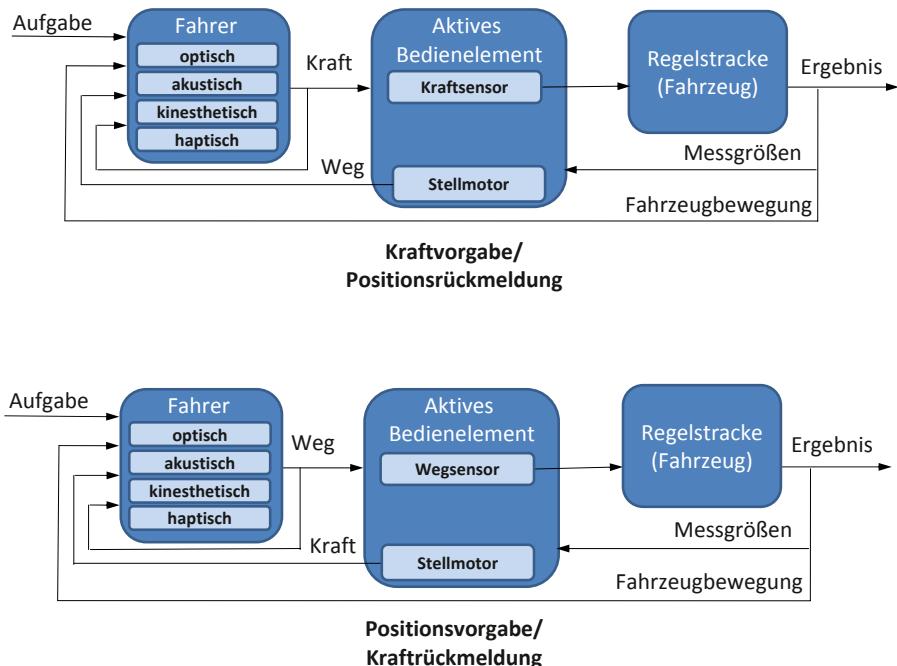


Bild R-6 Aktive Bedienelemente mit unterschiedlichem Regelkonzept

Im Unterschied zu passiven Bedienelementen wird beim Konzept Kraftvorgabe/Positionsrückführung die Kraft am Bedienelement der Regelstrecke Fahrzeug aufgeprägt und das Verhalten des Fahrzeugs in Form einer Weginformation an den Fahrer zurückgespiegelt. Beim Konzept Positionsvorgabe/Kraftrückführung wird entsprechend der Weg des Bedienelementes dem Fahrzeug aufgeprägt und die Fahrzeugreaktion (Kurvenkrümmung, Gierwinkelgeschwindigkeit oder Querbeschleunigung) in Form einer Kraft über das Bedienelement zurückgemeldet. Bei idealer Betrachtung sind die beiden Konzepte Kraftvorgabe/Positionsrückführung bzw. Positionsvorgabe/Kraftrückführung gleich, in realen Anwendungsfällen, vor allem im querdynamischen Grenzbereich, zeigen sich jedoch Unterschiede, welche im folgende Kapitel R 3 analysiert werden.

Konzepte, welche eine Kraftvorgabe vom Fahrer in eine Positionsvorgabe am Aktor umrechnen und die Kraftrückmeldung am Aktor in eine Position am Bedienelement rückführen, sind aufgrund einer „reziproken Dynamik“ ebenso ungeeignet wie der umgekehrte Fall einer Positionsvorgabe am Bedienelement, welche zu einer Kraftvorgabe am Aktor umgerechnet wird und die daraus folgende Position am Aktor in eine Kraft am Bedienelement rückführt.

3 Lenkfunktion

Die Steifigkeitsanforderungen von herkömmlichen Lenksystemen können mit *Steer-by-Wire*-Lenkungen bei geeigneter Wahl der Sensor- und Aktordynamik erreicht werden. Um das Ansprechverhalten nicht zu aggressiv zu gestalten, sollte in der Funktionssoftware ein geringes Lenkspiel nachgebildet werden. Prinzipiell kann bei Steer-by-Wire-Systemen das gute Lenkgefühl von elektromechanischen Servolenkungen trotz mechanischer Entkopplung sogar übertroffen werden (Koch 2009). Der Grund dafür ist, dass das Reibverhalten des Gesamtsystems Lenkung nahezu beliebig abgestimmt werden kann. Vorteilhafterweise werden dazu die Spurstangenkräfte gemessen, gute Ergebnisse können aber auch durch eine aufwendige Schätzung dieser Kräfte erzielt werden. Regelungstechnische Ansätze, das Lenkgefühl mit *Steer-by-Wire*-Lenkungen so zu gestalten wie bei herkömmlichen, servounterstützten Lenkungen werden z. B. in (Odenthal et al. 2002) gezeigt. Eine gegenüber externen Umwelteinflüssen robuste Regelung ermöglicht eine Verbesserung der Fahrtdynamik im querdynamischen Grenzbereich (Bünte et al. 2002). Um den vom Fahrer gewünschten querdynamischen Fahrzustand optimal einzuregeln, ist dafür die Kraftausnutzung an den einzelnen Rädern zu beobachten.

Im Folgenden wird ein Ansatz vorgestellt, der das Zusammenspiel von Fahrer und Fahrzeug mit Hilfe der zuvor gezeigten Bedienelementeigenschaften im stabilen Fahrbetrieb und im querdynamischen Grenzbereich für alle Geschwindigkeitsbereiche aufzeigt. Darüber hinaus werden der Einfluss der Bedienelementeigenschaften bei der Störgrößenkompensation und das Zusammenspiel mit einer kombinierten Längsführung gezeigt.

Bild R-7 zeigt den Ablauf einer *Steer-by-Wire*-Regelung eines Kraftfahrzeugs mittels Bedienelement (z. B.: Stick). Der Fahrer gibt am Bedienelement eine Kraft F_h bzw. einen Winkel (α) vor und am Lenkgetriebemodul wird eine Kraft F_G im Lenkgetriebe bzw. ein Lenkwinkel (δ) am Rad generiert. Darüber hinaus stellen sich fahrdynamische Größen wie Querbeschleunigung a_y und Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ am Fahrzeug ein.

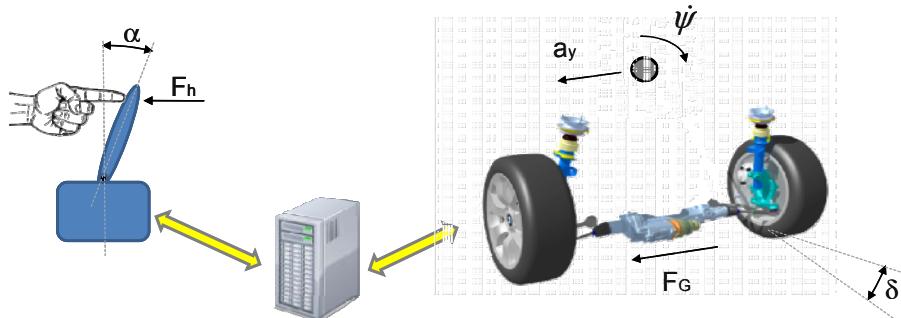


Bild R-7 Abläufe bei einer *Steer-by-Wire*-Regelung

Bei der Entwicklung der Lenkfunktion eines *Steer-by-Wire*-Systems stellt sich die Frage, wie steuert ein Fahrer sein Kraftfahrzeug und welche Größen spielen dabei eine Rolle?

Bei geringen Fahrgeschwindigkeiten beeinflusst der Fahrer die Krümmung bzw. Krümmungsdifferenz zwischen der Fahrstrecke und der Fahrzeuggbewegung im Vorausschaupunkt. Der Fahrer gibt eine gewünschte Gierwinkelgeschwindigkeit vor und regelt diese mit der Krümmungsdifferenz (Rückführung). Bei mittleren und höheren Fahrgeschwindigkeiten reduziert bzw. regelt der Fahrer den Gierwinkelfehler durch eine Gierwinkelgeschwindigkeitssteuerung. Der Fahrer gibt einen

Querbeschleunigungswunsch vor und regelt über die rückgeführte Gierwinkelgeschwindigkeit, was äquivalent zu einer Quergeschwindigkeitssteuerung im Vorausschaupunkt ist (**Tabelle R-2**).

Tabelle R-2 Vorgabe und Rückführungsgrößen für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten (Huang 2004)

Geschwindigkeitsbereich	Vorgabegröße	Rückführungsgröße
gering (< 25 km/h)	Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}_{\text{wunsch}}$	Krümmung K_{ist}
mittel bis hoch <td>Querbeschleunigung a_y_{wunsch}</td> <td>Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}_{\text{ist}}$</td>	Querbeschleunigung a_y_{wunsch}	Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}_{\text{ist}}$

Im Geschwindigkeitsübergangsbereich zwischen ca. 25 und 45 km/h verwendet der Fahrer die Krümmung und den Gierwinkelfehler gleichzeitig als Regelgrößen. Die Vorgabe und Rückmeldung im Übergangsbereich zwischen beiden Fahrgeschwindigkeitsbereichen wird durch eine veränderte Gewichtung erreicht.

Betrachtung im normalen Fahrbetrieb

Die Auswirkungen des beschriebenen Konzeptes im normalen Fahrbetrieb werden für die beiden unterschiedlichen Vorgabe/Rückführungskonzepte aus **Bild R-6** mit Hilfe einer beschleunigten Kreisfahrt auf konstantem Radius betrachtet.

Für kleine Fahrgeschwindigkeiten folgt beim Konzept Kraftvorgabe/Positionsrückführung ein konstanter Lenkwinkelbedarf (Krümmung ist konstant) bei steigendem Lenkmoment (Gierwinkelgeschwindigkeit steigt mit der Fahrgeschwindigkeit). Für mittlere und große Fahrgeschwindigkeiten folgt ein linear steigender Lenkwinkelbedarf (Gierwinkelgeschwindigkeit = Fahrgeschwindigkeit mal Krümmung) bei querbeschleunigungsabhängigem Lenkmoment. Damit können komfortable Konzepte mit direkter Lenkübersetzungen für kleine und indirekter Lenkübersetzung für hohe Fahrgeschwindigkeiten umgesetzt werden.

Beim Konzept Positions vorgabe/Kraftrückführung folgt für die beschleunigte Kreisfahrt bei kleinen Geschwindigkeiten ein steigender Lenkwinkelbedarf bei konstantem Lenkmoment. Bei mittleren und höheren Geschwindigkeiten folgt für die beschleunigte Kreisfahrt ein beschleunigungsabhängiger Lenkwinkelbedarf bei linear steigendem Lenkmoment. Das Konzept Positions vorgabe/Kraftrückführung bietet bereits im kleinen Geschwindigkeitsbereich eine geschwindigkeitsabhängige Lenkübersetzung, welche bei mittleren und höheren Geschwindigkeiten stark steigt. Zusammen mit einem gierwinkelgeschwindigkeitsproportionalen Lenkmoment bei mittleren und hohen Geschwindigkeiten ist dieses Konzept für den normalen Fahrbetrieb nicht zu empfehlen.

Betrachtung im querdynamischen Grenzbereich

Das Regelkonzept zur Querführung im fahrdynamischen Grenzbereich wird für konstante Fahrgeschwindigkeit und kleine Schwimmwinkel bzw. kleine Schwimmwinkelgeschwindigkeit betrachtet. Mit dieser Annahme wird die Krümmung k aus **Tabelle R-2** als Quotient aus Gierwinkelgeschwindigkeit und Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Die Querbeschleunigung wird aus dem Produkt von Gierwinkelgeschwindigkeit und Fahrgeschwindigkeit berechnet. **Tabelle R-3** zeigt den Einfluss dieser Umrechnung auf Vorgabe- und Rückführungsgrößen. Die Vorgabe ist somit in allen Geschwindigkeitsbereichen proportional zur Wunschgierwinkelgeschwindigkeit, die Rückführung ist proportional zur der sich tatsächlich einstellenden Gierwinkelgeschwindigkeit.

Tabelle R-3 Vereinfachte, auf die Gierwinkelgeschwindigkeit reduzierte Vorgabe – Rückführungsgrößen

Geschwindigkeitsbereich	Vorgabegröße	Rückführungsgröße
gering (<25 km/h)	Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}_{\text{wunsch}}$	Krümmung $\kappa_{\text{ist}} \approx \dot{\psi}_{\text{ist}} / v$
mittel bis hoch (> 45 km/h)	Querbeschleunigung $a_y_{\text{wunsch}} \approx \dot{\psi}_{\text{wunsch}} \cdot v$	Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}_{\text{ist}}$

Für das Konzept Kraftvorgabe/Positionsrückführung bedeutet dies, dass im Falle eines übersteuernden Fahrverhaltens (Istgierwinkelgeschwindigkeit größer als Wunschgierwinkelgeschwindigkeit) das Bedienelement „leichter“ wird. Das bedeutet, dass bei festgehaltener Position die Kraft am Bedienelement zurückgenommen wird und sich dementsprechend die Wunschgierwinkelgeschwindigkeit verringert, was einer Stabilisierung gleich kommt. Der Fahrer muss nicht reagieren und erfährt durch die reduzierte Kraft am Bedienelement, dass sich das Fahrzeug im querdynamischen Grenzbereich befindet. Da die gewünschte Querbeschleunigung vorhanden ist, wird der Fahrer nicht „nachlenken“. Im Falle eines untersteuernden Fahrverhaltens (Istgierwinkelgeschwindigkeit kleiner als Wunschgierwinkelgeschwindigkeit) wird die Kraft am Bedienelement bei gehaltener Position größer. Der Fahrer wird über die steigende Kraft vom Erreichen der dynamischen Stabilitätsgrenze gewarnt. Gleichzeitig wirkt diese steigende Kraft einer nichtzielführenden Erhöhung des Lenkwinkels vom Fahrer entgegen.

Im Falle von Positions vorgabe und Kraftrückführung nimmt bei übersteuerndem Fahrverhalten die Kraft am Bedienelement bei gleichbleibender Position zu. Um der kritischen Fahrsituation entgegenzuwirken, muss der Fahrer den Eingabewinkel (entsprechend der steigenden Kraft) zurücknehmen, was ein gewisses Maß an Übung verlangt. Im Falle von untersteuerndem Fahrverhalten wird die Kraft am Bedienelement geringer. Der Fahrer versucht intuitiv durch Erhöhung des Eingabewinkels, der geringer werdenden Kraft „zu folgen“ (weil ja die Wunschquerbeschleunigung nicht erreicht wird), was in dieser Situation nicht zielführend ist.

In Summe bietet das Konzept Kraftvorgabe/Positionsrückführung auch im dynamischen Grenzbereich Vorteile gegenüber dem Konzept Positions vorgabe/Kraftrückführung. Ungeachtet dessen sind in einer gesamthaften Betrachtung übergeordnete Stabilitätseingriffe über z. B. individuelle Brems eingriffe zu berücksichtigen.

Störungskompensation

Hochfrequente Störanteile können durch elektronische Systeme automatisch kompensiert werden. Niederfrequente Störungen in einem für den Fahrer gut regelbaren Bereich zwischen 0,2 und 0,4 Hz werden idealerweise durch das aktive Bedienelement zurückgeführt. Dadurch kann die Fahrstabilität gewährleistet werden, der Fahrer wird über das Bedienelement von den veränderten Umweltbedingungen informiert bei gleichzeitiger Erhöhung des Fahrkomforts.

Beispielsweise erfährt ein Fahrzeug bei Geradeausfahrt aufgrund von Störungen wie Seitenwind oder Reibwertänderung eine Drehbewegung. Beim Regelkonzept mit Querbeschleunigung als Kraftvorgabe und Gierwinkelgeschwindigkeit als Positionsrückmeldung wird die Position des Bedienelementes durch Störungen verändert. In dem Moment, in dem der Fahrer das Bedienelement fester hält, wird automatisch eine Kraftvorgabe generiert, die genau den Störungen entgegenwirkt, wodurch die Unterdrückung bzw. Kompensation der Störungen sehr intuitiv vom Fahrer durchgeführt wird.

Im Falle der Querbeschleunigung als Positionsvorgabe und der Gierwinkelgeschwindigkeit als Kraftrückführung am Bedienelement wird aufgrund der Störung ebenfalls eine Kraft am Bedienelement erzeugt. In diesem Fall muss der Fahrer dieser Krafterhöhung jedoch „nachgeben“ und mit dem Bedienelement „gegenlenken“ um eine Kompensation der Störung zu erreichen. Diese korrigierenden Eingriffe sind nicht so intuitiv durchzuführen wie im oben beschriebenen Fall Kraftvorgabe/Positionsrückführung (Huang 2004).

Kombinierte Längs-Quer-Führung

Die Schnittfrequenz des Fahrer-Fahrzeug-Regelkreises in der Längsdynamik bei einer Abstandshaltung zum Vorderfahrzeug liegt bei ca. 0,05 Hz (Donges 1982). Ein aktives Bedienelement ist für solche niederfrequente Regelstrecken nicht vorteilhaft (Boller und Krüger 1978).

Bei einem stickähnlichen Bedienelement für die gleichzeitige Längs- und Querführung muss die Interferenz bzw. der gegenseitige Einfluss, z. B. die veränderte Querführung bei starker Verzögerung, mitherücksichtigt werden. Ein isometrisches bzw. wegfreies, passives Bedienelement stellt ein geeignetes System zur Längsführung dar (Eckstein 2001). Diese Kraftvorgabe ist idealerweise mit einer Kraftvorgabe zur Querführung zu kombinieren. Kraftvorgabe in Längsrichtung in Kombination mit Positionsvorgabe in Querrichtung ist bei einem kombinierten Eingabebedienelement nicht zu empfehlen.

4 Sicherheitskonzept

Kauft ein Kunde ein Produkt, erwartet er, dass dieses zuverlässig funktioniert. Zuverlässigkeit ist definiert als die Fähigkeit einer Betrachtungseinheit, eine geforderte Funktion unter gegebenen Bedingungen für eine gegebene Zeitdauer zu erbringen (DIN EN 50129). Dies bedeutet, das Produkt muss sowohl sicher als auch verfügbar sein. **Bild R-8** zeigt das Spannungsfeld von Sicherheit, Verfügbarkeit und Kosten. Ein System, das auf jeden Fall sicher ist, wird bei jedem auftretenden Fehler sofort still gelegt und steht nicht mehr zur Verfügung. Ein System mit hoher Verfügbarkeit wird bei auftretendem Fehler mit Risiko betrieben und ist somit nicht mehr sicher. Redundanzen, welche Sicherheit und Verfügbarkeit erhöhen, haben negative Auswirkungen auf die Kosten.

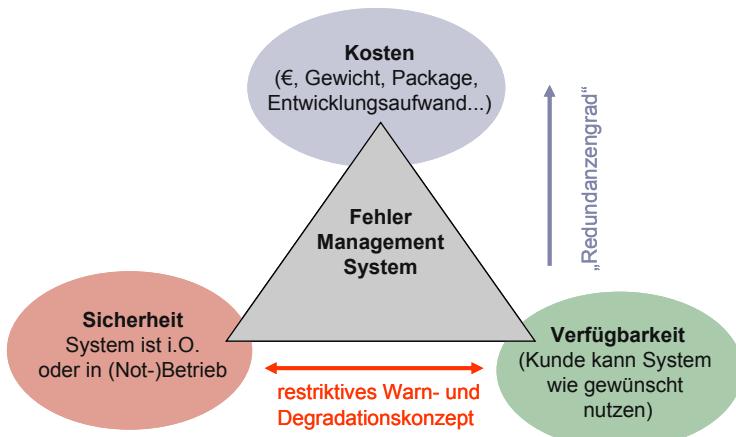


Bild R-8 Spannungsfeld Sicherheit, Verfügbarkeit, Kosten

Grundvoraussetzung für den Betrieb einer *Steer-by-Wire* Lenkung ist das Vorhandensein einer fehlertoleranten Systemarchitektur (Heitzer und Seewald 2000). Neben der ausfallsicheren Spannungsversorgung muss das Steuergerät fehlertolerant, durch z. B. zwei identische „fail silent units“, ausgeführt sein. Bemerkt die Selbstüberwachung des Steuergerätes einen Fehler, muss sich dieses schnell genug abschalten und dem 2. Steuergerät die Überführung des Fahrzeugs in einen sicheren Zustand (z. B. Fahrzeugstillstand) überlassen. Um ein fehlerbehaftetes Sensorsignal isolieren zu können, müssen relevante Sensoren dreifach redundant ausgeführt werden (zwei identische Signale übereinstimmen das fehlerhafte dritte). Aktoren müssen bei einer fehlertoleranten Ausführung mindestens zweifach redundant vorhanden sein. Fehlertolerante Ausführung bedeutet in diesem Fall, dass beim Erkennen eines Fehlers der Aktor kraftfrei gestellt werden kann. Die korrekte Datenübertragung kann mit speziell entwickelten, zeitgetriggerten Protokollen wie z. B. FlexRay (www.flexray.com) sichergestellt werden.

Um die Kosten für die Redundanzen zu verringern bzw. um die Verfügbarkeit des Fahrzeugs trotz eines aufgetretenen Fehlers zu ermöglichen, ist ein Redundanzmanagement mit Betriebsstrategie, Fehlermanagement und geeignetem Warn- und Degradationskonzept zu definieren. **Bild R-9** zeigt ein mögliches Degradationskonzept.

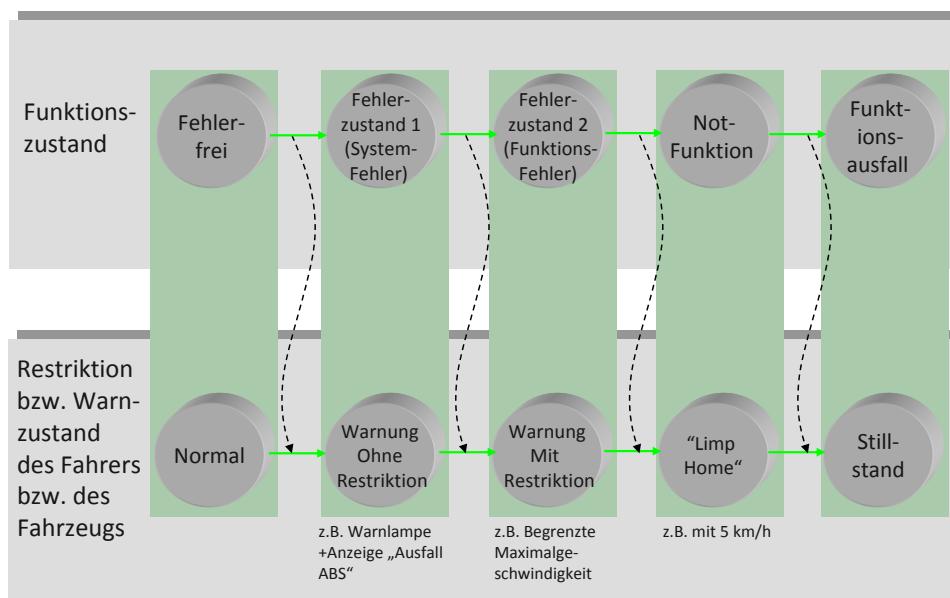


Bild R-9 Degradationskonzept mit möglichen Restriktionen

So ist z. B. bei einem Ausfall der Raddrehzahlsensoren das Fahrzeug immer noch sicher betreibbar, der Fahrer wird mittels Warnlampe über den Fehler informiert und geschwindigkeitsabhängige Lenkfunktionen werden nicht mehr ausgeführt. Bei Ausfall des aktiven Rückmeldemotors können Lenkfunktionen durch das dann rein passive Bedienelement nur noch eingeschränkt dargestellt werden, eine reduzierte Maximalgeschwindigkeit kann in diesem Fall immer noch einen sicheren Betriebszustand ermöglichen. Steht aufgrund eines Lenkaktorausfalls nur noch ein Lenkaktor zur Verfügung, kann eine Notfunktion mit sehr geringer Geschwindigkeit aufrechterhalten werden („*limp home*“). Bei weiterem Aktorausfall kann das Fahrzeug immer noch durch individuellen Bremseingriff zumindest sicher zum Stillstand gebracht werden.

5 Ausblick

Ein Großteil der durch *Steer-by-Wire* ermöglichten Lenkfunktionalität kann heute bereits durch eine Überlagerungslenkung erreicht werden (Wallbrecher et al. 2008). Um die darüber hinaus bestehenden Vorteile einer „reinen“ *Steer-by-Wire* Lenkung bei vertretbaren Kosten zu nutzen, sind alle vorhandenen Sensordaten, Aktoren (lenken vorne, lenken hinten, individueller Bremseingriff, aktive Vertikaldynamik, ...) und Energieversorgungseinheiten (Niedrigvoltspeicher, Hochvoltspeicher, Generatoren, ...) in eine Betriebs- und Ausfallstrategie mit einzubeziehen. Das vermehrte Auftreten von elektrifizierten Fahrzeugen und der erhöhte Wunsch nach Lenkfunktionen bis hin zu Fahrerasistenzsystemen, die von der *Steer-by-Wire* Technik profitieren, bieten die Chance, technische Synergien zur Kostenreduktion zu nutzen. Das Nichtvorhandensein von *Steer-by-Wire*-Systemen in heutigen Serienfahrzeugen zeigt, dass diese Synergien noch nicht groß genug sind.

Literatur zu Kapitel R

- BOLLER, H. E und KRÜGER, W. (1978): Untersuchung eines Bedienelements mit Krafteingabe und Wegrückmeldung bei der manuellen Lenkung von Unterwasserfahrzeugen. Zeitschrift für Arbeitswissenschaften Nr. 32, S. 254–260
- BÜNTE, T., ODENTHAL, D., AKSUN-GÜVENÇ, B. und GÜVENÇ, L. (2002): Robust vehicle steering control design based on the disturbance observer. Annual reviews in control 26, S. 139–149
- DONGES, E. (1982): Aspekte der Aktiven Sicherheit bei der Führung von Personenkraftwagen. Automobil-Industrie 2/82, S. 183–190
- ECE-R 79: <http://www.bmvbs.de/static/ECE/R-79-Lenkanlagen.pdf>
- ECKSTEIN, L. (2001): Entwicklung und Überprüfung eines Bedienkonzepts und von Algorithmen zum Fahren eines Kraftfahrzeugs mit aktiven Sidesticks. Fortschr.-Ber. VDI, Reihe 12, Nr. 471. VDI Verlag: Düsseldorf 2001
- FLECK, R. (2003): Methodische Entwicklung mechatronischer Lenksysteme mit Steer-by-Wire Funktionalität, Tagung „fahrwerk.tech“, Garching
- GOMBERT, B. (2007): X-by-Wire im Automobil: von der elektronischen Keilbremse zum e-Corner, Innovationsforum Fahrwerk Elektronik 2007, Institut für Kraftfahrwesen Aachen
- HEITZER, H.-D. und SEEWALD, A. (2000): Technische Lösungen für Steer-by-Wire Lenksysteme. Aachener Kolloquium, Oktober 2000
- HEITZER, H.-D. und SEEWALD, A. (2004): Development of a Fault Tolerant, Steer-by-Wire Steering System. SAE Nr. 2004-21-0046
- HUANG, P. (2004): Regelkonzepte zur Fahrzeugführung unter Einbeziehung der Bedienelementeigenschaften. Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, TU München
- KILGENSTEIN, P. (2002): Heutige und zukünftige Lenksysteme. Tag des Fahrwerks, Institut für Kraftfahrwesen Aachen
- KOCH, T. (2009): Bewertung des Lenkgefüls in einem Sportfahrzeug mit Steer-by-Wire Lenksystem, Aachener Kolloquium 2009
- ODENTHAL, D., BÜNTE, T., HEITZER, H.-D. und EIVKER, CH. (2003): Übertragung des Lenkgefüls einer Servo-Lenkung auf Steer-by-Wire.at – Automatisierungstechnik 51, 2003
- SEEWALD, A. (2008): Auf dem Weg zur elektronischen Deichsel. AUTOMOBIL-ELEKTRONIK, Dezember 2008
- TOYOTA: <http://www.toyota.co.jp/en/autoshow/2005/tokyo/toyota/index.html>, 2005
- WALLBRECHER, M., SCHUSTER, M. und HEROLD, P. (2008): Das neue Lenksystem von BMW – Die Integral Aktivlenkung. Eine Synthese aus Agilität und Souveränität, Aachener Kolloquium
- WINNER, H., ISERMANN, R., HANSELKA, H. und SCHÜRR, A. (2004): Wann kommt By-Wire auch für Bremse und Lenkung?, VDI-Bericht 1828, Autoreg 2004

S

Überblick – Fahrerassistenzsystemfunktionen

Ausgewählte Fahrerassistenzsystemfunktionen in Bezug auf die Lenkung im Überblick

Die ständige Zunahme des Straßenverkehrs und die steigenden Anforderungen an den Fahrer haben in den letzten Jahren zu einer Vielzahl von Assistenzsystemen geführt, die den Fahrer bei seiner Fahraufgabe unterstützen. Hinsichtlich der Kurshaltung existieren Systeme, die in die Bremse oder in den Antriebsstrang eingreifen. Es liegt nahe, zu diesem Zweck auch die Lenkung mit einzubeziehen.

Möglichkeiten zu Lenkeingriffen bestehen nicht erst bei kommenden „Steer-by-Wire“-Systemen (Kapitel R), sondern existieren schon bei der Elektromechanischen Lenkung (EPS-Electronic Power Steering) und der Überlagerungslenkung (Kapitel P). Die Lenkunterstützung wird bei beiden durch einen Elektromotor erzeugt. Bei der elektromechanischen Lenkung (Kapitel O) können durch eine entsprechende Ansteuerung des Elektromotors Zusatzlenkmomente auf das Lenkrad aufgebracht werden, die dem Fahrer empfehlen, seine Lenkwinkelvorgabe dem für die Fahrsituation optimalen Lenkwinkel anzupassen. Da systembedingt eine mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und den Vorderrädern besteht, ist der Fahrer jederzeit in der Lage, die Lenkempfehlung durch seinen eigenen Lenkwunsch zu „überstimmen“. Die Höhe der Zusatzlenkradmomente muss daher in dem Spannungsfeld optimaler Funktion und größtmöglicher Sicherheit betrachtet werden. Bei der Überlagerungslenkung (Aktivlenkung) können freie Zusatzwinkel unabhängig zur Fahreingabe gestellt werden.

Ein Schwerpunkt der Entwicklung ist die Interaktion des Systems mit dem Fahrer. Die Lenkradmomente bzw. -winkel sollen den Fahrer bei der Beherrschung anspruchsvoller, schwieriger oder ungeübter Fahrsituationen unterstützen, ohne die Aufgabe der Fahrzeugführung zu übernehmen. Außerdem sind die Interaktionen mit weiteren Fahrdynamiksystemen und die Verbesserung von Handling und Komfort die herausragenden Entwicklungsaufgaben.

Im Wesentlichen können fahrerunabhängige Lenkeingriffe in zwei verschiedenen Aufgabenbereichen unterschieden werden:

Fahrstabilitätseingriffe (Kapitel S 1) und Assistenzfunktionen zur Bahnführung, wobei diese noch einmal unterschieden werden in die Spurassistenz (Kapitel S 2) und die Einparkassistenz (Kapitel S 3).

1 Fahrstabilitätseingriffe

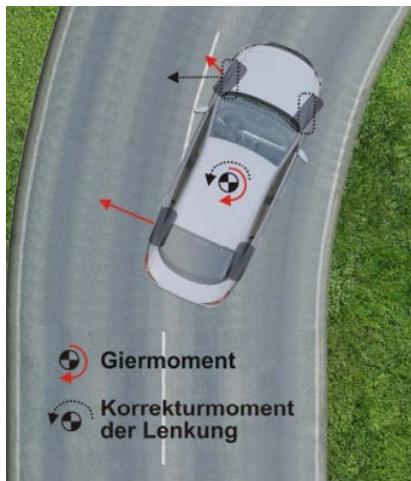
Die im Folgenden beschriebene Funktion bestimmt anhand von Lenkwinkel-, Lenkmomenten-, Querbeschleunigungs-, Gierratensorik und internen ESP-Berechnungsgrößen die aktuelle Fahrsituation (Brosig 2006), (Dreyer et al. 2007). Abgestimmt auf diese Fahrsituation wird ein optimaler Lenkwinkel ermittelt. Unter Rücksichtnahme auf Anforderungen an Sicherheit und Ergonomie – also Zusammenspiel zwischen Fahrer und Unterstützungsfunction – wird ein Lenkradmomenten-

signal berechnet und dem Lenkrad überlagert. Dieses soll den Fahrer motivieren, den selbst eingestellten Lenkradwinkel dem optimalen anzupassen. Die Fahrstabilitätseingriffe mit Lenkradmomentenüberlagerung bei einer elektromechanischen Lenkung sollen dem Fahrer in ungewohnten Situationen, die im normalen Verkehrsalltag nicht geübt werden können, helfen und so den Wirkungsgrad von ESP/ABS-Systemen erhöhen. Die im Folgenden beschriebenen Manöver (Gieren und μ -Split-Situation) können auch mit Hilfe einer Überlagerungslenkung im Fahrverhalten durch Aufschalten eines Zusatzlenkwinkels zur Fahrereingabe unterstützt werden.

1.1 Funktion „Lenkempfehlung“

Die Lenkempfehlung und damit der fahrerunabhängige Lenkradeingriff soll den Fahrer – wie ein-gangs erwähnt – im Fahrverhalten unterstützen. Zum Einen in einer μ -Split-Situation, zum Anderen beim Kurvenverhalten des Fahrzeugs. Die Verbesserung von Handling und Bremsweg bei gleichzei-tig hoher Akzeptanz durch den Fahrer sind bei der Lenkempfehlung das wichtigste Ziel.

1.1.1 „Lenkempfehlung“ beim Gieren



„Wenn das Auto übersteuert, drängt es mit dem Heck nach außen und dreht sich in die Kurve hinein“ nach Laumanns (2007). In diesem Fall muss der Fahrer die Gierbewegung durch Gegenlenken auffangen (siehe **Bild S-1**).

Ein ungeübter Fahrer kann in einer solchen Situation überfordert sein: Zu langes, zu spätes oder zu gerin-ges Gegenlenken verschärft die Situation. Um das Fahrzeug sicher aufzufangen, stellt die „Lenkempfehlung“ dem Fahrer ein überlagertes Lenkradmoment zur Verfügung, wie er lenken sollte. Die Gegenlenk-bewegung des Fahrers wird optimiert und ESP-Ein-griffe können reduziert oder vermieden werden.

Bild S-1 Übersteuern eines Fahrzeugs

1.1.2 „Lenkempfehlung“ in der μ -Split-Situation

Fahrsituationen, die den Fahrer bei Bremsmanövern mit asymmetrischen Reibwerten auf der Fahr-bahn unterstützen, werden unter dem Oberbegriff μ -Split beschrieben. Bei Bremsung auf einseitig glatter Fahrbahn dreht das Fahrzeug in Richtung des hohen Reibwerts. Der Fahrer muss in Richtung niedrigen Reibwerts lenken, um der Bewegung des Fahrzeugs zum Hochreibwert entgegen zu wirken (siehe **Bild S-2**). Die Funktion „Lenkempfehlung“ erkennt diese Situation, berechnet – basie-rend auf der Gierrate des Fahrzeugs und der Bremsdruckdifferenz an den Vorderrädern – den erforderlichen Korrekturlenkradwinkel. Dieser wird dem Lenkrad als Empfehlung über ein überlagertes Lenkradmoment aufgeschaltet. Die in gleicher Richtung wirkende Korrektur durch den negativen Lenkradrollradius setzt zeitlich später und schwächer ein, wirkt aber in gleichem Sinne positiv. Neben der Verbesserung des Fahrverhaltens, die der Fahrer über das geringere Gieren des Fahrzeugs positiv bemerken kann, wird das Fahrzeug auch einen kürzeren Bremsweg aufweisen, da aufgrund des besseren Gierverhaltens seitens des ABS stärkere Bremsdruckdifferenzen zwischen links und rechts zugelassen werden können.

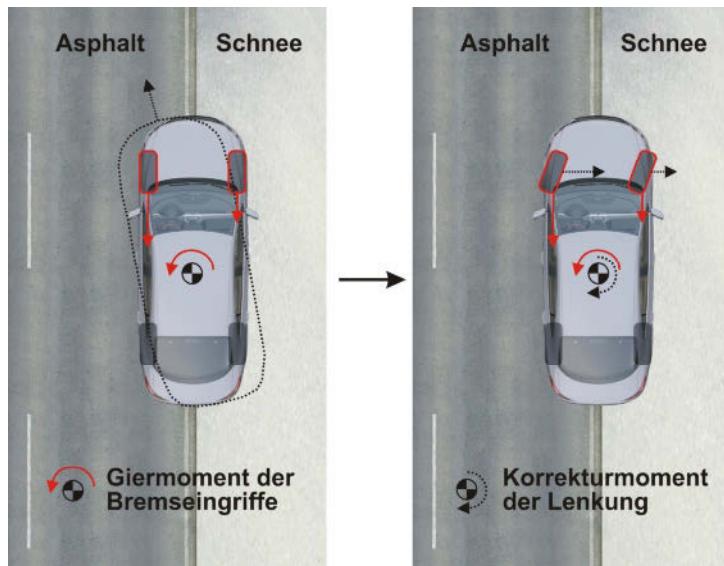


Bild S-2 Fahrzeug in einer μ -Split-Situation

1.2 Anforderungen an die Ergonomie

Die Anforderungen an die Ergonomie einer Lenkung resultieren aus den Eigenschaften der haptischen Sinne. Über den haptischen Sinneskanal können Reaktionszeiten von etwa 0,1 s vom Fahrer angesprochen werden (Fausten, Folke 2004). Dies ist der schnellste Sinneskanal des Menschen. Der Mensch nimmt diese Sinnesinformation ins Unterbewusstsein auf und verarbeitet diese. Schneller als die unterbewusste Ebene sind nur noch Reflexe (Kapitel G).

Die elektromechanische Lenkung ist direkt gekoppelt mit dem Lenkrad. Der Fahrer nimmt über das Lenkrad Momentenüberlagerungen sehr schnell wahr. Daher muss die Höhe der Zusatzlenkradmomente sehr sorgfältig gewählt werden (Schmidt, G. 2009), (Neukum, A., Paulig, J., Frömmig, L. und Henze, R. 2009). Das Lenkgefühl wird auf der unterbewussten Ebene verarbeitet und hat somit einen erheblichen Einfluss auf:

- Fahrverhalten des Fahrzeugs
- Sicherheitseindruck/-empfinden
- Akzeptanz des Fahrzeugs
- Markenausprägung des Fahrzeugs

Hieraus ergeben sich unterschiedliche Anforderungen an die Lenkempfehlung:

- *Lenkradmomenteneingriffe* dürfen den Fahrer *nie überraschen* und müssen für alle Fahrsituationen *immer nachvollziehbar* sein.
 - Lenkradmomenteneingriffe müssen daher *immer stetig* sein, d. h. sie dürfen keine Sprünge aufweisen.
- Für den Fahrer müssen Verlauf und Phase der aufgeschalteten Lenkradmomente mit der Erfahrung des richtigen Lenkens bzw. der Lenkbewegung zur Fahrsituation übereinstimmen. Mit anderen Worten, die Charakteristik des Fahrzeugs darf nicht maßgeblich verändert werden.
 - In der Entwicklung muss daher die Möglichkeit geschaffen sein, die Lenkungscharakteristik über Parameter zu beeinflussen

- Weiterhin muss der Fahrer immer die Möglichkeit besitzen, jederzeit das *Lenkradmoment zu überstimmen* um damit in jeder Situation Herr des Fahrzeugs zu bleiben.
 - Dies erfordert eine Einschränkung der maximalen Lenkradzusatzmomente. Geht der Fahrer auf die empfohlenen Lenkradmomente nicht ein, muss dieses erkannt und die Funktion gegebenfalls deaktiviert werden.

1.3 Anforderungen an die Sicherheit

Die Anforderungen an die Sicherheit eines solchen Systems mit Eingriff auf die Lenkung kann mit den bewährten und erprobten Methoden aus der Entwicklung gewährleistet werden (Kapitel O). Sowohl System- als auch Signalschnittstellen müssen eigensicher ausgelegt werden. Eigensicher für das Lenksystem bedeutet, dass der Fahrer bei jeder Aufschaltung von Zusatzlenkradmomenen immer in der Lage ist, die Fahrsituation zu beherrschen. Dies setzt eine Überwachung und Begrenzung der Lenkradmomente und deren Gradienten voraus (Rohlf et al. 2009).

2 Spurassistentz

In **Bild S-3** sind die Unfälle mit tödlichem Ausgang außerorts dargestellt. Etwa zwei Drittel aller Unfälle in Deutschland entstehen durch einen Zusammenstoß mit einem anderen Objekt oder Fahrzeug auf der Fahrbahn. Zusammenstöße mit Fußgängern zeigen 8 % aller Unfälle und ein Abkommen von der Fahrbahn ca. 15 %. 21 % aller tödlichen Unfälle erfolgen dabei durch einen Zusammenstoß mit einem entgegenkommenden Fahrzeug. Durch das Verlassen des Fahrstreifens entstehen 34 % aller tödlichen Unfälle.

Der Spurassistent registriert das unbeabsichtigte Verlassen des Fahrstreifens und unterstützt beispielsweise im Falle des Lane Assist den Fahrer mit einem korrigierenden Lenkeingriff (siehe Kapitel S 2.1). Dadurch kann im Einzelfall unbeabsichtigtes Verlassen des Fahrstreifens vermieden werden. Betrachtet man die oben aufgeführten Unfallursachen wie das unbeabsichtigte Verlassen des Fahrstreifens, kann der Spurassistent einen Beitrag zur Unfallvermeidung leisten.

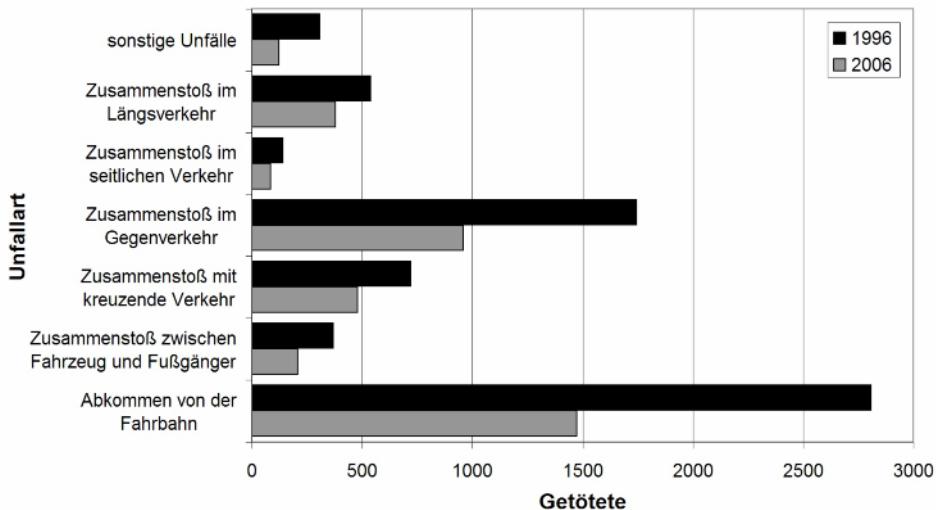


Bild S-3 Getötete außerorts nach Unfallarten (Quelle: Statistisches Bundesamt)

Es gibt unterschiedliche Ausprägungen von Warnungen und Unterstützungen bei der Bahnhöhung von Fahrzeugen. In diesem Kapitel werden Beispiele für Systeme beschrieben, die den Fahrer bei der Bahnhöhung im Zusammenhang mit der Lenkung unterstützen (Winner et al. 2009).

Spurverlassenswarnungen (Lane Departure Warning-Systems (LDW)) warnen lediglich den Fahrer bei Verlassen des Fahrstreifens durch optische, akustische oder haptische Signale, greifen aber nicht in die Bahnhöhung ein. Spurhalteassistenz-Systeme (Lane Keeping Support-Systems (LKS)) unterstützen den Fahrer bei der Spurhaltung durch einen korrigierenden Lenkradmomenteneingriff und stellen damit die funktionale Erweiterung eines Lane Departure Warning (LDW)-Systems dar.

2.1 Spurhalteassistenz (Lane Keeping Support – LKS)

In diesem Kapitel wird die Funktion und der Aufbau des Spurhalteassistenten „Lane Assist“ – wie er bei Volkswagen bezeichnet und verwendet wird – beschrieben. Im letzten Unterkapitel wird auf weitere vergleichbare im Markt befindliche Systeme eingegangen. Für die Anforderungen an Sicherheit und Ergonomie gelten die gleichen wie voran in Kapitel T 1.3 beschrieben.

2.1.1 Technische Realisierung

Für die Realisierung des Spurhalteassistenten ist das Vorhandensein einer geeigneten Lenkung eine wesentliche Voraussetzung. Die elektromechanische Lenkung stellt einen solchen Aktor dar. Mit ihr wurde die Voraussetzung geschaffen, sehr einfach zusätzliche Lenkradmomente auf die Lenkung zu überlagern. Ein Vergleich in Kapitel K zeigt, dass hydraulische Lenkungen nur bedingt für Fahrerasistenz einsetzbar sind.

Durch leistungsfähige Bildverarbeitung und Kameratechnik kann man kostengünstig sehr gute Spurerkennungssysteme darstellen. In **Bild S-4** sind die Systemkomponenten des Spurhalteassistenten zu sehen.

- Kamera und Steuergerät (1)
- Elektromechanische Lenkung (2)
- Multifunktionslenkrad (3)
- Kombiinstrument (4)



Bild S-4
„Lane-Assist“-
Systemkomponenten

Der Spurhalteassistent kann über einen Taster am Lenkstockschalter ein- und ausgeschaltet werden. Ob das System ein- oder ausgeschaltet ist, wird in der Multifunktionsanzeige im Menü „Assistent“ dargestellt. Wenn der Spurhalteassistent eingeschaltet ist, zeigt eine Kontrolleuchte (System passiv-gelb oder aktiv-grün) im Kombiinstrument den Status des Systems an.

Die Sensierung der Fahrbahn anhand der Fahrbahnmarkierungen erfolgt mit der in Rückspiegelnähe angebrachten Monokamera, die Auswertung der Signale in dem innenliegenden Steuergerät.

Die elektromechanische Lenkung stellt bei unbeabsichtigtem Verlassen der Fahrspur ein zusätzliches Lenkradmoment als Lenkempfehlung für den Fahrer. Auch diese Lenkempfehlung kann (wie schon bei der Funktion „Lenkempfehlung“ (siehe Kapitel T 1) beschrieben) jederzeit vom Fahrer überstimmt werden.

2.1.2 Funktionsweise

Der Spurhalteassistent ist für den Einsatz auf gut ausgebauten Landstraßen und Autobahnen ausgelegt. Das System wechselt nur dann in den Zustand „aktiv“, wenn die folgenden Kriterien (am Beispiel: Lane Assist) erfüllt sind:

- Fahrspur erkannt
- Breite der Fahrspur ausreichend
- Krümmung der Fahrspur ausreichend gering
- Fahrzeug befindet sich in der Fahrspur
- Fahrgeschwindigkeit größer als 65 km/h

Über ein Kameramodul im Bereich des Innenspiegels werden die Fahrbahnmarkierungen erfasst und die Position des Fahrzeugs ausgewertet. Weicht der Wagen nun von seiner Spur ab, lenkt der Spurhalteassistent gegen (siehe Bild S-5). Reicht das maximale Lenkradmoment nicht aus, um die Spur zu halten oder sinkt die Geschwindigkeit unter 60 km/h, informiert der „Lane Assist“ durch eine Vibration des Lenkrades. Durch die Vibration wird dem Fahrer signalisiert, dass der Spurhalteassistent nicht im vollen Umfang unterstützen kann und der Fahrer selbst stärker am Lenkrad die Führung übernehmen muss.

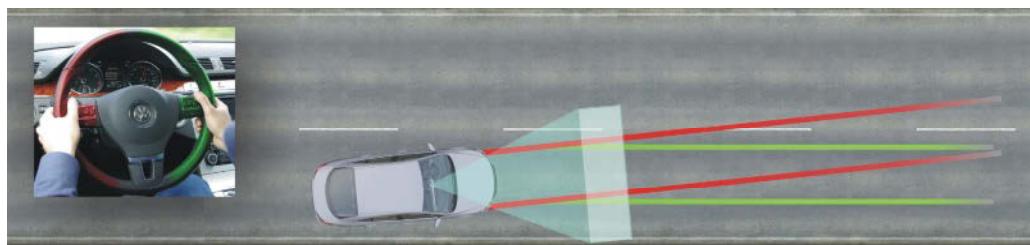


Bild S-5 Funktion – Spurhalteassistenz

2.1.3 In der Praxis

Ist der Spurhalteassistent aktiviert, leuchtet ein gelbes Kontrollsymbol in Form einer Fahrbahn auf. Sobald die Kamera entsprechende Fahrbahnmarkierungen geortet hat, wechselt dieses Symbol zu Grün (siehe Bild S-6). Jetzt ist das System voll aktiv. Verlässt der Wagen nun die Ideallinie, lenkt der Spurhalteassistent in weicher und kontinuierlicher Bewegung gegen.



Bild S-6 Aktivitätsanzeige im Kombi



Lenaktivitäten des Fahrers durch das System werden kontinuierlich analysiert, um festzustellen, ob der Fahrer noch aktiv am Fahr- geschehen teilnimmt oder sich durch das System fahren lässt. Lässt der Fahrer sich vom System fahren, wird ein Hinweis in der Multi- funktionsanzeige (siehe **Bild S-7**) ausgegeben.

Ändert sich dieser Zustand nicht, schaltet das System umgehend auf passiv um und der Fahrer erhält keine Lenkunterstützung mehr. Das System aktiviert sich erst wieder bei erneuter Lenkaktivität.

Bild S-7 Fahrer Übernahmeaufforderung

2.2 Spurverlassenswarnung (Lane Departure Warning – LDW)

Die Spurverlassenswarnung – am Beispiel des „Audi lane assist“ beschrieben – erfasst mit einem optischen Sensor (Mono-Kamera) die Fahrbahnmarkierungen und signalisiert bei Verlassen des Fahrstreifens durch einen Ton und ein haptisches Signal, das dem Fahrer mittels Lenkradvibration mitgeteilt wird (siehe **Bild S-8**).

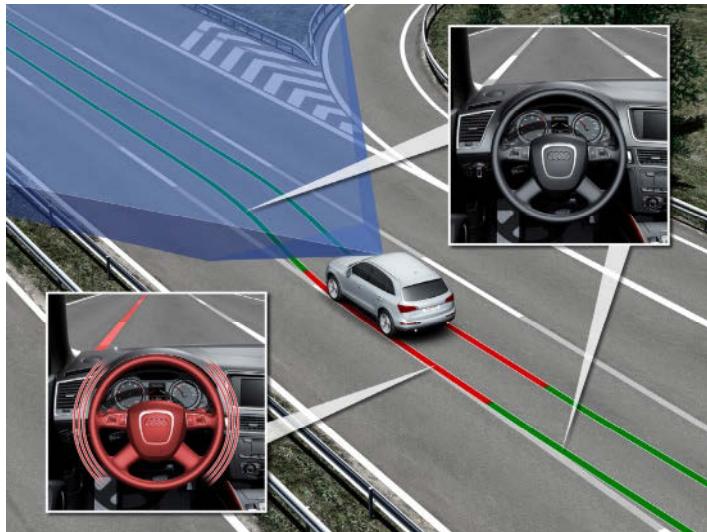


Bild S-8 Funktion Spurverlassenswarner am Beispiel: „Audi Lane Assist“

Die Lenkradvibration – bei Audi über einen Vibrationsmotor im Lenkrad erzeugt – kann beispielsweise vom Fahrer mit dem auf vereinzelten Streckenabschnitten vorkommenden Nagelbandrattern assoziiert werden. Alternativ kann die Vibration auch mittels einer Elektromechanischen Lenkung – sofern im Fahrzeug verbaut – realisiert werden. Die Stärke der Lenkradvibration lässt sich an die Fahrerbedürfnisse anpassen (Vukotich et al. 2008).

Das System soll den Fahrer wie auch beim Spurhalteassistenten vor allem beim Fahren auf Autobahnen und Landstraßen unterstützen. Es gelten die gleichen Geschwindigkeitsgrenzen für die Aktivierung des Systems, und auch im Kombiinstrument wird die gleiche zweifarbiges Statusanzeige realisiert.

2.3 Ausgewählte Systeme auf dem Markt

Im Folgenden werden Spurhalte- (Lane Keeping System – **LKS**) und Spurverlassenswarnsysteme (Lane Departure Warning-Systeme – **LDW**) (alphabetisch nach Autoherstellern sortiert) mit einigen „Eckdaten“ vorgestellt. Die Auflistung erhebt nicht den Anspruch auf Vollständigkeit, soll aber neben den beschriebenen Systemen einen Überblick der zurzeit auf dem Markt befindlichen Systeme geben:

LDW: „Audi lane assist“ von Audi (A4, A5, A6, A8, Q5, Q7)

- Kamerabasiert (Position Innenspiegelfuß)
- Annäherung und Überfahren des Fahrstreifens → Haptische Warnung durch Vibration im Lenkrad (ab 65 km/h)
- Zeitpunkt und Intensität der Lekradvibration einstellbar

LDW: „Spurverlassenswarnung“ von BMW (5er, 6er, 7er)

- Kamerabasiert (Position Innenspiegelfuß)
- Verlassen des Fahrstreifens → Haptisches Signal durch Vibration im Lenkrad (ab 70 km/h)

LKS: „Lane Keeping Assist System“ (LKAS) von Honda (Accord)

- Kamerabasiert (im Bereich des Innenspiegels)
- Aktive Fahrstreifenrückführung bei Annäherung an den Fahrstreifenrand

LDW: „Lane Departure Warning“, „Lane Departure Prevention“ (LDP) von Infiniti (M, EX, FX – NAR)

- Kamerabasiert (im Innenspiegelfuß)
- Akustische, optische Warnung kurz vor Verlassen des Fahrstreifens (ab ca. 70 km/h)
- LDP aktiv: Zurückführen in den Fahrstreifen beim Verlassen des Fahrstreifens durch ESP-Eingriff

LKS: Spurhalteassistent, „Driving Advisor“ von Lancia (Delta)

- Kamerabasiert (Nah-Infrarot, Position oberhalb Innenspiegel)
- Aktiv bei Überfahren des Fahrstreifens → kurzes Gegenlenkradmoment (im Bereich 65 bis 180 km/h)

LKS: „Lane Keeping Assist“ (Spurhalte-Assistent) von Lexus (LS460)

- Kamerabasiert (nah-infrarot, Position oberhalb des Innenspiegels)
- Aktive Fahrstreifenrückführung bei Annäherung an den Fahrstreifenrand (ab 70 km/h)
- Analyse der Lenkaktivitäten des Fahrers mit möglicher Passivschaltung des Systems

LKS: „Lane Assist“ von Volkswagen (Passat CC, Passat)

- Kamerabasiert (Mono-Kamera, Position oberhalb des Innenspiegels)
- Aktive Fahrstreifenrückführung bei Annäherung an den Fahrstreifenrand (ab 65 km/h)
- Analyse der Lenkaktivitäten des Fahrers mit möglicher Passivschaltung des Systems bei Erkennung einer Nichtaktivität (Kapitel S 2.1.3)

2.4 Ausblick Spurhalteassistenz

Durch die Verbreitung der elektromechanischen Lenkungen ist es sehr viel einfacher, auf die Lenkung und damit auch auf den Fahrer und das Fahrverhalten Einfluss zu nehmen. Ein automatisches bzw. autonomes Fahren, wobei der Fahrer komplett aus dem Regelkreis herausgenommen wird, wäre technisch sehr einfach realisierbar, doch im komplizierten Umfeld der heutigen Verkehrssituationen und Umgebungen noch nicht reif für den Massenmarkt. Technische Aufgaben zur Umfeldwahrnehmung sind noch zu bewältigen als auch rechtliche Fragestellungen zu klären. Ein Schritt hin zum automatischen Fahren könnte die Verknüpfung von Assistenzsystemen in Längs- und Querfunktionen sein (Eigel 2010).

Die integrierte Längs- und Querführung, wie sie im Aktiv-Projekt (BMWi) bearbeitet wurde, verfolgt die gemeinsame Betrachtung von Längs- und Querführungsassistenz. Eine wesentliche Voraussetzung dafür, dass die integrierte Längs- und Querführung die vielfältigen Situationen im Straßenverkehr beherrschen kann, ist eine exakte Kenntnis des Fahrzeugumfelds. Dazu wird der Verkehrsraum vor dem Fahrzeug mit verschiedenen Sensoren erfasst und die Informationen aller Einzelsensoren vom System zu einem konsistenten Gesamtbild vereint (Aktiv-Büro 2008).

Bei der Vorbeifahrt an einem breiten Lkw auf dem Nachbarfahrstreifen kann der Assistent für einen ausreichenden Seitenabstand sorgen. Und, falls dies in einer Baustelle erfolgt, auch gleichzeitig die Fahrzeuggeschwindigkeit entsprechend anpassen. Das Fahren kann dadurch noch komfortabler und auch sicherer werden. Eine gemeinsame Betrachtung von Quer- und Längsführung kann die Unterstützung individuell an die jeweilige Verkehrssituation und Reaktion des Fahrers anpassen.

3 Einparkassistenz – Park Assist

In den vorangegangenen Kapiteln wurden die Assistenzsysteme im Zusammenhang mit dem Lenkeingriff betrachtet, die dem Fahrer eine Lenkradmomentenempfehlung zur jeweiligen Fahrsituation geben. Die Einparkassistenz gibt nicht nur eine Empfehlung, sondern kann den Fahrer durch selbstständiges Lenken bei Fahrt in eine Parklücke unterstützen. Voraussetzung für das selbstständige Lenken in eine Parklücke ist die korrekte Erfassung der Umgebung. Die am weitesten verbreitete Sensorik zur Erfassung einer Parklücke sind Ultraschallsensoren. In **Bild S-9** vermessen Ultraschall-sensoren beim Vorbeifahren die Parklücke. Die Sensoren sind vorne, links und rechts, seitlich am Fahrzeug verbaut, um so auf beiden Seiten der Straße Parklücken zu erfassen. Denkbar wäre die Parklückenvermessung mit Einsatz von Kameras nach Schulze et al. (2007), beispielsweise über einen Auswertealgorithmus „Structure from Motion“, zu realisieren (Wook et al. 2007).



Bild S-9
Parklückenerfassung
über Ultraschallsensoren

Das Einparken über selbstständiges Lenken (semiautomatisch) in die Parklücke stellt nur eine Ausprägung der unterschiedlichen in Serie befindlichen Einparksysteme dar (Winner et al. 2009).

- *Informierende Systeme* beispielsweise teilen dem Fahrer über akustische und/oder visuelle Hinweise mit, wie weit der Fahrer noch von einem Gegenstand innerhalb des Fahrkorridors entfernt ist.
- *Geführte Einparksysteme* geben dem Fahrer konkrete Handlungsempfehlungen auf bewertete Umfeldinformationen. Das *semiautomatische Einparken* kennzeichnet sich durch die vollständige Übernahme einer Funktion – üblicherweise die Querführung (Lenken) – durch das System.

Beim *vollautomatischen Einparken*, das sich derzeit noch im Forschungsstadium befindet, gibt der Fahrer nur noch den Startbefehl zum Einparken nach Parklückenerkennung und Zuordnung und das Fahrzeug parkt vollautomatisch in die Parklücke.

3.1 Anforderungen an das Einparksystem

Je nach Systemausprägung und Unterstützungsgrad bestehen unterschiedliche Anforderungen an die Erkennung des Umfelds und damit an Sensorik sowie Algorithmik der Einparkassistenten (Brandenburger 2007 und Lee et al. 2004).

Für Einparksysteme lassen sich bezüglich der Umfeldsensorik folgende Anforderungen benennen: Gegenüber Umwelteinflüssen (Feuchtigkeit, Verschmutzung) muss das System robust sein und die Position der Parklücken muss mit einer hohen Auflösung und Genauigkeit erfasst werden. Die Informationen müssen schnell an das Steuergerät gelangen. Für einen Serieneinsatz ist es notwendig, für niedrige Kosten und geringen Bauraum des Systems zu sorgen. Weiterhin muss eine verständliche Schnittstelle zum Benutzer implementiert werden. Bei Systemen, die Parklücken vermessen, sollte die maximale mögliche Vorbeifahrgeschwindigkeit nicht zu niedrig sein (Blumenstock 2007).

Für geführte und semiautomatische Einparksysteme sind noch zusätzliche Anforderungen zu berücksichtigen. Um eine hohe Akzeptanz des Systems zu gewährleisten, sollte das Einparken ähnlich dem Verhalten eines menschlichen Fahrers verlaufen. Dies bedeutet, dass das Fahrzeug am Ende eine passende, zur Parksituation angemessene Position erreicht und die Dauer des Einparkens möglichst klein ist. Das Fahrzeug darf mit keinem Gegenstand kollidieren, ansonsten muss der Fahrer bei manueller Längsführung gewarnt werden. Eine einfache und verständliche Bedienung trägt ebenfalls zur Akzeptanz des Systems bei.

3.2 Technische Realisierung

Im Kapitel T 3 wurden die unterschiedlichen Ausprägungen von Einparksystemen beschrieben. Nur beim semi- und vollautomatischen Einparken wird direkt Einfluss auf die Lenkung genommen. Semiautomatische Einparksysteme sollen Gegenstand dieses Unterkapitels sein.

Das *semiautomatische Einparken* kennzeichnet sich durch die vollständige Übernahme einer Funktion durch das System – üblicherweise die Querführung (Lenken). Der Parklenkassistent (semiautomatisch – siehe Kapitel S 3.3) unterstützt den Fahrer, indem er automatisch die optimalen Lenkradbewegungen durchführt, um das Fahrzeug auf der Ideallinie in einem Zug rückwärts in eine Längsparklücke am Straßenrand (siehe **Bild S-10**) einzuparken. Die Vermessung der Parklücke und die Lenkbewegungen übernimmt automatisch das System. Der Fahrer bleibt verantwortlich für Kupplung, Gas und Bremse. Das System beinhaltet zusätzlich Ultraschallsensoren vorne und hinten und gibt akustische Hinweise bei Annäherung an ein Hindernis. Ein manueller Eingriff in den Lenkvorgang oder ein Abbremsen in den Stillstand beendet sofort die Lenkunterstützung.

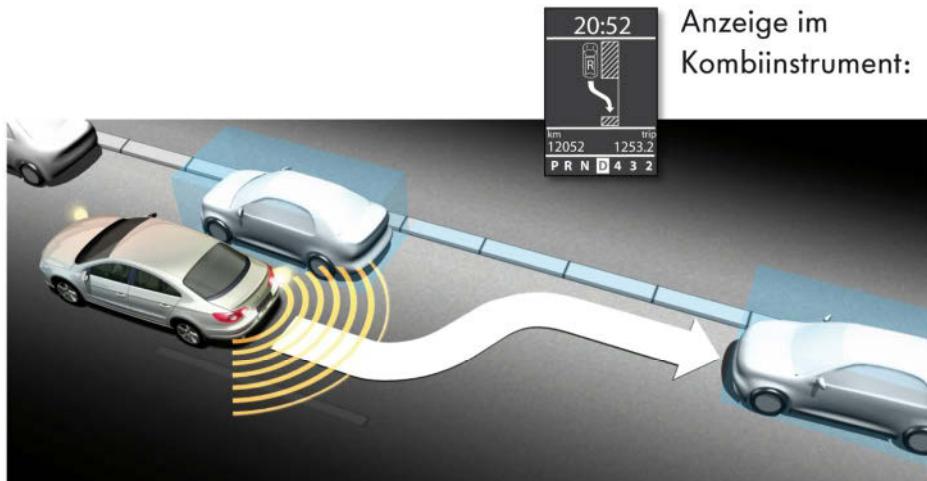


Bild S-10 Funktion „Park Assist“

Für Lenkeingriffe in die Lenkanlage macht die ECE-Regelung 79 genaue Vorgaben nach ECE-Regelung (2006):

„Sie (Anm.: Fahrerassistenz-Lenkanlagen) müssen außerdem so konstruiert sein, dass der Fahrzeugführer die Funktion jederzeit durch einen bewussten Eingriff übersteuern kann. Sobald die automatische Lenkfunktion einsatzbereit ist, muss dies dem Fahrzeugführer angezeigt werden und die Steuerung muss automatisch ausgeschaltet werden, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit den eingestellten Grenzwert von 10 km/h um mehr als 20 % überschreitet oder die auszuwertenden Signale nicht mehr empfangen werden. Bei Beendigung der Steuerung muss der Fahrzeugführer jedes Mal durch ein kurzes, aber charakteristisches optisches Signal und entweder ein akustisches oder ein fühlbares Signal an der Betätigungsseinrichtung der Lenkanlage gewarnt werden.“

Um die ECE-Regelung zu erfüllen, müssen Statusmeldungen über Lenkeingriffe dem Fahrer angezeigt werden. Die Forderung, dem Fahrer Hinweise bezüglich des Solllenkwinkels zu geben, wie es bei geführten Einparksystemen gefordert wird, ist hier nicht notwendig. Bild S-11 zeigt eine Möglichkeit der Gestaltung, die ECE-Regelung zu erfüllen. Da das Lenken des Fahrzeugs komplett automatisch erfolgt, kann sich der Fahrer vollständig der Beobachtung und Überwachung des Umfeldes widmen.



Bild S-11 Beispiel einer Benutzerschnittstelle für semiautomatisches Einparken

Für den Einsatz eines semiautomatischen Einparksystems müssen eine Vielzahl von Komponenten vernetzt werden. Dies erfordert eine intensive Kommunikation, die in den meisten Fällen über einen CAN-Bus realisiert wird. Die relevanten Bauteile sind beispielsweise für den „Park Assist“ von Volkswagen nach Schöning et al. (2006) ein Einparksteuergerät (Funktion), Taster zur Aktivierung, Drehzahl-, Quer-, Längbeschleunigungs- und Lenkwinkelsensoren zur Positionsbestimmung, seitliche Ultraschallsensoren zur Parklückenvermessung, vorne und hinten Ultraschallsensoren zur Abstandsmessung zu anderen Objekten, für die Auswahl der Parklückenseite ein Blinklichtschalter, Steuergerät für die Anhängererkennung, Warnsummer der Einparkhilfe, Geschwindigkeitsinformation vom Bremsensteuergerät und natürlich eine elektromechanische Lenkung für die Querregelung.

Die ersten semiautomatischen Einparksysteme befinden sich bereits in Serie (Nunn 2003), (Schöning et al. 2006). Vier der Systeme sind im folgenden Kapitel aufgelistet.

3.3 Ausgewählte Systeme auf dem Markt

Im Folgenden werden Parklenkassistenten alphabetisch nach Autohersteller mit einigen Eckdaten vorgestellt. Die Auflistung erhebt nicht den Anspruch auf Vollständigkeit, soll aber neben dem beschriebenen System einen Überblick der zur Zeit auf dem Markt befindlichen Systeme mit Lenkunterstützung geben:

„Active Parking System“ von Lancia (Delta)

- Vermessung der Parklücke durch Ultraschallsensoren
- Aktive Steuerung mit elektr. Lenkeingriff in die Parklücke (maximal 7 km/h)
- Semiautomatisch (Gaspedal und Bremse muss vom Fahrer betätigt werden)

„Aktiver Park-Assistent inklusive PARKTRONIC (PDC)“ von Mercedes-Benz (A-, B-Klasse)

- Vermessung der Parklücke durch Ultraschallsensoren (bis 35 km/h)
- Aktive Steuerung mit elektr. Lenkeingriff in die Parklücke
- Semiautomatisch (Gaspedal und Bremse muss vom Fahrer betätigt werden)

„Intelligent Park Assistant“ von Toyota/Lexus (LS460, LS600h, Prius)

- Vermessung und Auswahl der Parklücke durch Ultraschallsensoren und Navigationsdisplay
- Auswahl von Quer- und Längsparklücke
- Vollautomatisches Einparken erfolgt durch Lösen der Bremse
- Deaktivierung des Einparkens durch manuellen Lenkeingriff oder Betätigung des Gaspedals

„Park Assist“ von Volkswagen (Touran, Golf, Passat CC, Passat, Tiguan)

- Vermessung der Parklücke durch Ultraschallsensoren
- Aktive Steuerung mit elektr. Lenkeingriff in die Parklücke
- Semiautomatisch (Gaspedal und Bremse muss vom Fahrer betätigt werden)
- Deaktivierung des Einparkens durch manuellen Lenkeingriff

3.4 Ausblick Einparkassistentz

S Die technischen Komponenten in heutigen Fahrzeugen (elektronisch beeinflussbarer Motor, Bremse und Lenkung) ermöglichen eine umfangreiche Ansteuerung, so dass aus technischer Sicht ein vollautomatisches Einparken möglich wäre. Bereits im Jahr 1990 wurde ein automatisch einparkendes Fahrzeug präsentiert (Walzer, Grove 1990). Im Serieneinsatz gibt es trotzdem bis heute keine vollautomatischen Einparkassistentzsysteme, sondern lediglich Forschungsprojekte zeigen die technische

Machbarkeit (Schanz 2005). Rechtliche Bedenken erschweren einen Serieneinsatz vollautomatischer Einparksysteme. Der Fahrer ist in einem solchen Fall völlig von der Fahrzeugführung entbunden und das Fahrzeug muss sicher auf alle unvorhergesehenen Situationen reagieren können. Beispielsweise muss beim Rückwärtseinparken in eine Längsparklücke der Gegenverkehr beobachtet werden, da das Fahrzeug ausschwenkt. Heutige Sensorik kann Verkehrssituationen nur bedingt erfassen und ist der menschlichen Wahrnehmungsfähigkeit weit unterlegen (Pruckner et al. 2003). Denkbar sind Systeme, bei denen der Fahrer den Einparkvorgang aktiv überwachen muss. Eine Sicherheitsschaltung (z. B. an der Fernbedienung der Zentralverriegelung oder im Fahrzeug), die es erfordert, dass der Fahrer den Einparkvorgang mit einem Knopfdruck aktiviert und gedrückt halten muss, so lange der Einparkvorgang läuft, wäre denkbar. Der Einparkvorgang wird abgebrochen, sobald der Knopf nicht mehr gehalten bzw. gedrückt wird. Die Verantwortung bliebe so beim Fahrer, der das Umfeld nach wie vor überwachen und beobachten muss, sei es im oder außerhalb des Fahrzeugs (Totmannschaltung – **Bild S-12**).



Bild S-12 Vollautomatisches Einparken mit Fernbedienung

Semiautomatische Einparksysteme bieten jedoch auf dem Weg zum vollautomatischen Einparken ein vielversprechendes Potenzial für Weiterentwicklungen. Der Nutzen könnte beispielsweise durch mehrzügiges Einparken in Längs- und Querparklücken als durch assistiertes Ausparken erweitert werden. In die Längsführung sind automatische Abbremsungen vor Hindernissen beim Einparken möglich (Knoll 2005).

Literatur für Kapitel S

- AKTIV-Büro, Ansprechpartner; WES-Office, Scholl, W.E. (2008): Aktive Sicherheit – AS (Projekt gefördert durch Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie), Juni 2008
- BLUMENSTOCK, K. U. (2007): Platz da? Vergleich von fünf Einpark-Assistenten. In: Auto, Motor und Sport, 13, 2007
- BRANDENBURGER, S. (2007): Semiautomatische Parkassistenten – Einparken in allen Lebenslagen. In: Tagungsband zum 8. Braunschweiger Symposium Automatisierungs-, Assistenz- und eingebettete Systeme für Transportmittel, S. 154–159, GZVB: Braunschweig 2007
- BROSIG, S. (2006): Volkswagen AG; Elektromechanische Lenkung mit dynamischer Lenkempfehlung. Patent DE 102004041413 A1; März 2006

- DREYER, D., SCHWERTMANN, T. und BROSIG, S. (2007): Volkswagen AG; Elektromechanische Lenkung mit Lenkempfehlung; Patent DE 102006025254 A1; Dez. 2007
- ECE-REGELUNG 79 Rev. 2, 20. Januar 2006, Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Lenkanlage, S. 20
- EIGEL, T. (2010): Integrierte Längs- und Querführung von Personenkarrenwagen mittels Sliding-Mode-Regelung, AutoUni-Schriftenreihe, Band 12, Logos Verlag Berlin, herausgegeben von Volkswagen Aktiengesellschaft AutoUni, 2010
- FAUSTEN, M. und FOLKE, R. (2004): Bosch Engineering GmbH, Kopplung von Bremssystemen und elektrischer Servolenkung zur Darstellung von Fahrerassistenzsystemen, Tagung „Aktive Sicherheit durch Fahrerassistenz“, München, März 2004
- KNOLL, P. (2005): Prädiktive Fahrerassistenz – Vom Komfortsystem zur aktiven Unfallvermeidung. In: Automobiltechnische Zeitung, 107, S. 230–237, 2005
- LAUMANNS, N. (2007): Integrale Reglerstruktur zur effektiven Abstimmung von Fahrdynamiksystemen, Schriftenreihe Automobiltechnik, Institut für Kraftfahrwesen Aachen, Okt. 2007
- LEE, W., UHLER, W. und BERTRAM, T. (2004): Analyse des Parkverhaltens und Auslegung eines semiautonomen Parkassistenzsystems. In: Tagungsband zur 21. Internationale VDI/VW-Gemeinschaftstagung Integrierte Sicherheit und Fahrerassistenzsysteme, Wolfsburg 2004
- NEUKUM, A., PAULIG, J., FRÖMMIG, L. und HENZE, R. (2009): Untersuchung zur Wahrnehmung von Lenkmomenten bei Pkw; Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., FAT-Schriftenreihe Nr. 222, 2009
- NUNN, P. (2003): Toyota Prius mit Einpark-Automatik. In: Auto, Motor und Sport, 21, 2003
- PRUCKNER, A., GENSLER, F., MEITINGER, K.-H., GRÄF, H., SPANNHEIMER, H. und GRESSER, K. (2003): Der Parkassistent. In: Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, 525. VDI Verlag: Düsseldorf 2003
- ROHLFS, M., BROSIG, S., BUSCHHARDT, B. und SCHMIDT, G. (2009): Volkswagen AG; Verfahren und Vorrichtung zum aktiven Halten einer Fahrspur; Patent WO2009/071210 A1, Juli 2009
- ROHLFS, M., SCHIEBE, S., MÜLLER, J. und KAYSER, T. (2008): Volkswagen AG-Carmeq GmbH; „Lane Assist“. Das neue aktive Spurhaltesystem von Volkswagen, 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenrechnik 2008, Okt. 2008
- SCHANZ, A. (2005): Fahrerassistenz zum automatischen Einparken, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, 607, VDI Verlag: Düsseldorf 2005
- SCHMIDT, G. (2009): Haptische Signale in der Lenkung: Controllability zusätzlicher Lenkmomente, Berichte aus dem DLS-Institut für Verkehrstechnik, Band 7, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., Institut für Verkehrstechnik, Braunschweig, Okt. 2009
- SCHÖNING, V., KATZWINKEL, R., WUTTKE, U., SCHWITTERS, F., ROHLFS, M. und SCHULER, T. (2006): Der Parklenkassistent „Park Assist“ von Volkswagen. In: Tagungsband zur 22. Internationale VDI/VW-Gemeinschaftstagung Integrierte Sicherheit und Fahrerassistenzsysteme, Wolfsburg 2006
- SCHULZE, K., SACHSE, M. und WEHNER, U. (2007): Automatisierte Parkraumerkennung mit einer Rückfahrkamera. In: Tagungsband zur Elektronik im Kraftfahrzeug. Baden-Baden 2007
- VUKOTICH, A., POPKEN, M., ROSENOW, A. und LÜBKE, M. (2008): Fahrerassistenzsysteme, Atz extra „Der neue Audi Q5“, Juni 2008
- WALZER, P. und GROVE, H.-W. (1990): IRVW Futura – The Volkswagen Research Car. SAE Technical Paper Series, 901751, 1990
- WINNER, H., HAKULI, S. und WOLF, G. (2009): Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2009
- WOOK, P., PAGEL, F., GRINBERG, M. und WILLERSINN, D. (2007): Fraunhofer IITB; Odometry-Based Structure from Motion; Proceedings of the 2007 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Juni 2007

T

Ausblick – Zukunft der Lenkung im Automobil

Die Herausgeber sind der festen Überzeugung, dass trotz aller sich verschärfenden Randbedingungen bezüglich des Automobils auch im Jahr 2025 und darüber hinaus noch individuell gefahren bzw. gelenkt wird und dass die Fahrerfreude weiterhin einen zentralen Stellenwert genießt. In diesem Sinne werden die heute bekannten Lenksysteme, Lenkungstechnologien und Lenkfunktionalitäten weiter im Fokus der Entwicklungsabteilungen von Fahrzeugherrstellern und Lenksystementwicklern stehen, um auch in Zukunft dem Fahrer bzw. Kunden ein markentypisch gewünschtes Fahr- und Lenkverhalten zu gewährleisten. Abschließend nehmen die Herausgeber zu unterschiedlichen Aspekten im Automobilbau, welche in Verbindung mit den Lenksystemen und dem Lenkverhalten stehen, eine Einschätzung vor.

1 Autonomes Fahren

Mit zunehmender Fahrzeugsensorik, Anzahl elektromechanischer Aktoren und Rechenleistung können dem Fahrer zunehmend mehr Assistenzfunktionen bereitgestellt werden, welche die Fahrt im Straßenverkehr sicherer und komfortabler gestalten. Die Fortschritte in der Erfassung des Fahrzeugumfeldes und der Situationserkennung lassen die Vision vom autonomen Fahren vermeintlich in greifbare Nähe rücken. Die Entlastung des Fahrers, die Erhöhung der Verkehrsicherheit und des Verkehrsflusses werden als Hauptvorteile in Verbindung mit autonomem Fahren genannt. Dennoch beschränken sich die heute verfügbaren Assistenzfunktionen auf die Unterstützung des Fahrers bei einer vorliegenden Fahrsituation. Die heute verfügbaren Systeme fokussieren sich auf Regelabweichungen von relativ einfach zu erfassenden Fahrzeugsignalen. Komplexer zu erfassen und zu interpretieren sind jedoch Informationen über das Fahrzeugumfeld, welche die Basis für die Bestimmung des unmittelbaren Fahrkurses bilden. Neben der Dynamik der Fahrzeugbewegung müssen Prognosen über die weiteren in mittelbarer und unmittelbarer Umgebung befindlichen aktiven und passiven Verkehrsteilnehmer getroffen werden. Die Umfeldinterpretation eines autonomen Systems muss hierbei ein höheres Qualitätsniveau als beim menschlichen Fahrer aufweisen. Der heutige Stand der Umfelderfassung und Umfeldanalyse reicht an das menschliche Leistungsvermögen aber bei weitem nicht heran. Somit werden auch in naher Zukunft dem Fahrer durch verschiedene Assistenzsysteme Informationen und Handlungsempfehlungen angeboten, die mit großer Zuverlässigkeit den Fahrer unterstützen, aber nie vollständig die Verantwortung für die Sicherheit eines Fahrvorganges übernehmen. Assistenzsysteme zur Unterstützung der Querregelung eines Fahrzeugs mit Hilfe elektromechanischer Lenksysteme wie z. B. *Lane Departure Warning*, *Lane Keeping* sowie Lenkempfehlungen zur Stabilisierung eines Fahrzeugs in Grenzsituationen werden zunehmend Verbreitung finden und einen Beitrag zur Steigerung der Fahrsicherheit leisten. Assistenzsysteme, welche vollständig autonom eine Fahrzeugbewegung veranlassen und verantworten, werden jedoch auch in absehbarer Zukunft eine Vision bleiben.

2 Steer by Wire

Bis dato besitzen alle in Serie produzierten Personenfahrzeuge ein Lenksystem mit einer mechanischen Verbindung zwischen dem Lenkrad und den Rädern. Der Fahrer hat somit unter allen Betriebsbedingungen des Fahrzeugs den direkten mechanischen Durchgriff auf die lenkbaren Räder und kann auch bei einem gestörten Lenksystem die Fahrtrichtung durch eine Drehbewegung am Lenkrad beeinflussen.

Alle Lenksystementwicklungen der letzten Jahre bzw. Jahrzehnte beruhen auf der Weiterentwicklung zur Unterstützung der erforderlichen Lenkkraft und des notwendigen Lenkradwinkels und basieren auf einem mechanischen Übertragungsmechanismus im Falle einer Störung des Lenksystems. Besonders im *Fail-Safe*-Fall von elektromechanischen Lenkaktoren stellt diese Verbindung die sichere Rückfallebene dar, da der Lenkbefehl des Fahrers auch in einer solchen besonderen Situation auf die Räder übertragen werden kann.

Mit einem *Steer-by-Wire*-Lenksystem würde diese mechanische Rückfallebene entfallen. Der Fahrerlenkwunsch wird elektronisch auf ein vom Fahrer entkoppeltes Lenksystem übertragen. Im Fehlerfall des *Steer-by-Wire*-Systems genügt kein Abschalten des Lenksystems. Ein redundantes Ersatzsystem zur Beeinflussung des Fahrkurses muss hierfür existieren. Diese Überlegung zeigt, dass der größte Vorteil eines *Steer-by-Wire*-Lenksystems bezüglich flexibleren Bauraumbedarfs durch Entfall der Lenkzwischenwelle und Vereinheitlichung von Links/Rechtslenkersystemen bei weitem nicht im Einklang mit den erhöhten Anforderungen bezüglich der sicheren Betriebsbereitschaft des Lenksystems steht. Mit einem *Steer-by-Wire*-Lenksystem können gegenüber bereits heute in Serie befindlichen mechatronischen Lenksystemen mit mechanischer Rückfallebene kaum weitere funktionalen Vorteile erschlossen werden. Elektromechanische Lenksysteme gepaart mit Lenkradwinkelstellern bieten ein identisches funktionales Spektrum zur Beeinflussung von Lenkradmoment und Lenkradwinkel. *Steer-by-Wire*-Lenksysteme werden sich somit aufgrund fehlender signifikanter geometrischer und funktionaler Vorteile gegenüber heute in Serie befindlicher mechatronischer Lenksysteme weder mittel- noch langfristig im Personenfahrzeugen durchsetzen.

3 Allradlenkung

Die Fortschritte in der Entwicklung von Basisfahrwerken inklusive der Reifen unterliegen evolutiven Entwicklungszyklen. Quantensprünge bezüglich der Steigerung des fahrdynamischen Verhaltens eines Fahrzeugs sind nur durch den Einsatz mechatronischer Systeme möglich. Zur Beeinflussung der Querdynamik bzw. zur Steigerung der Agilität und Fahrstabilität eines Fahrzeugs ist der Einsatz einer Hinterradlenkung prädestiniert.

Hinterradlenksysteme bieten den Vorteil sowohl den Wendekreis eines Fahrzeugs im niedrigen Geschwindigkeitsbereich als auch den Schwimmwinkel und den zeitlichen Aufbau der Seitenkräfte an der Hinterachse in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit beeinflussen zu können. Gegenwärtig werden hierfür von japanischen und europäischen Fahrzeugherstellern mechatronische Zentralaktoren verwendet.

Es ist davon auszugehen, dass Fahrzeughersteller mit hohen fahrdynamischen Ansprüchen die Weiterentwicklung von mechatronischen Aktoren zur Beeinflussung der Hinterachs kinematik vorantreiben werden. Eine zunehmende Verbreitung der Hinterradlenkungen in der gehobenen Mittel- und Oberklasse zeichnet sich bereits heute ab.

4 Integrierte Fahrdynamikregelung

In den letzten Jahren wurden viele neuartige Fahrdynamikregelsysteme entwickelt und erfolgreich in die Serienproduktion eingeführt. Kennzeichen dieser Systeme ist, dass nicht nur die Beherrschung des fahrdynamischen Grenzbereiches im Vordergrund steht, vielmehr definieren zahlreiche Funktionen mit permanent aktiven Stellanteilen maßgeblich das Fahrverhalten im alltäglichen Fahrbetrieb. Durch den gezielten Einsatz von Fahrwerkregelsystemen kann eine deutliche Funktionssteigerung im Fahrzeug erzielt werden.

In den meisten Fahrzeugen ist, unabhängig von der Anzahl der möglichen Fahrdynamik-Regelsysteme, die Systemarchitektur der *friedlichen Koexistenz* anzutreffen. Diese zeichnet sich dadurch aus, dass voneinander unabhängige Regelsysteme existieren, deren Regelungsziele sich teilweise überlappen. Die Architektur der friedlichen Koexistenz im Kontext der vergrößerten Anzahl von Fahrwerkregelsystemen stößt aber an ihre Grenzen. Die Schwierigkeiten lassen sich auf folgende Sachverhalte zurückführen: Zum Einen werden für jedes System der Fahrerwunsch und damit der Regeleingriff systemindividuell ermittelt. Zum Anderen wird beim Entwurf der einzelnen Regler die Tatsache, dass es sich bei einem Fahrzeug um ein Mehrgrößensystem mit verkoppelten Zuständen handelt, nicht volumnäßig berücksichtigt. Die einzelnen Systempotenziale und deren Funktionalität werden mit der vorhandenen Systemarchitektur unzureichend genutzt. Eine weitere Funktionssteigerung durch ein geschicktes Zusammenwirken aller Regelsysteme ist mit dieser Systemarchitektur nicht möglich. Auch ist das Potenzial bezüglich einer möglichen Aktor-Substitution ohne merklichen Performance-Verlust für den Kunden nicht umsetzbar.

Die zunehmende Anzahl der fahrdynamischen Regelsysteme macht es erforderlich, das Zusammenspiel so zu gestalten, dass funktionale Synergien maximal genutzt werden. Möglich wird dies durch eine intensive Vernetzung zwischen den einzelnen Systemen. Deutlicher Anpassungsbedarf besteht im Bereich der Querdynamik. Dies liegt daran, dass der Lenkeingriff an der Vorder- bzw. Hinterachse eine ausschließlich querdynamische Wirkung auf das Fahrzeug hat. Der radindividuelle Bremseneingriff, die Variation der Antriebsmomente und der Radaufstands Kräfte, zunächst entstanden aus längs- bzw. vertikaldynamischen Funktionszielen, werden zunehmend zur Querdynamikbeeinflussung weiterentwickelt.

Die elektromechanischen Lenksysteme werden künftig über bereits heute vorhandene Signalschnittstellen Anforderungen über Zusatzlenkmomente von dritten Steuergeräten erhalten. Zur Unterstützung des Fahrers wird die haptische Rückmeldung von Fahrzuständen, z. B. Erreichen der Haftgrenze der Vorderräder, durch eine gezielte Reduzierung des Lenkradmoments an Bedeutung gewinnen. Die Berechnung des notwendigen Differenzmoments in Abhängigkeit der Fahrsituation könnte hierbei von einem zentralen Fahrzustandbeobachter übernommen werden.

5 Baukasten bzw. Modularisierung von Lenksystemen

Bei hydraulischen Lenksystemen hat sich über Jahrzehnte eine stark standardisierte Technologie entwickelt, die heute noch in den meisten Fahrzeugen vorzufinden ist. Die standardmäßig im Einsatz befindlichen Flügelzellenpumpen und hydraulischen Lenkgetriebe werden in Millionenstückzahlen produziert und bieten durch ihren hohen Reifegrad kaum mehr nennenswerte Möglichkeiten zur weiteren Kostenreduktion.

Die Herausforderung, vor welcher nun alle OEMs stehen, ist der Umstieg auf mechatronische Lenksysteme. Dieser Umstieg bedeutet vor allem bei leistungsstarken, elektromechanischen Lenksystemen einen Kostenanstieg gegenüber den etablierten hydraulischen Systemen. Die Kostentreiber sind der bürstenlose Gleichstrommotor, das Steuergerät, die Sensorik und das notwendige Reduktionsgetriebe.

Bei den wichtigsten europäischen Lenksystemherstellern zeichnet sich ab, dass zunehmend Baukästen für elektromechanische Lenksysteme entwickelt werden. Hierdurch wird eine erhöhte Flexibilität bei der Skalierbarkeit der Lenksysteme erreicht. Kostenintensive Komponenten können bei verschiedenen Produktentwicklungen unverändert bzw. nur leicht modifiziert übernommen werden. Hierzu ist die Schaffung einheitlicher geometrischer und elektronischer Schnittstellen erforderlich. Weiterhin ist zu erkennen, dass sich bei nicht markendifferenzierenden Merkmalen eines Lenksystems OEM-übergreifende Standards etablieren, welche die gleiche Intension verfolgen. Dies hat zur Folge, dass sowohl die Einmalaufwendungen in der Entwicklung und Produktion gesenkt werden, aber auch deutliche Kosteneinsparpotenziale pro Lenksystem erschlossen werden können.

Anzumerken bleibt, dass sich bei den Komponenten Lenksäule, Lenkzwischenwelle und dem Lenkrad mit den vielen Subkomponenten ähnliche Entwicklungstrends abzeichnen. Auch hier sind die System- und Fahrzeughersteller zunehmend bemüht, Gleichteilstrategien zu verfolgen, um die Einmalaufwendungen als auch die Produktkosten selbst zu reduzieren.

6 Neue Absatzmärkte

Nicht unerwähnt bleiben sollte, dass durch die zukunftsträchtigen Absatzmärkte in den so genannten BRIC Staaten (Brasilien, Russland, Indien und China) die Entwicklung von kostenoptimierten Bauteilen, Komponenten und Systemen an Bedeutung gewinnt. Die Erschließung dieser Märkte wird größtenteils über Klein-, Kompakt- und Mittelklasse-Fahrzeuge erfolgen. Den genannten Fahrzeugklassen gemein sind die geringen Deckungsbeiträge und die entsprechend hohe Kostensensitivität. Fahrzeughersteller und Systementwickler stehen hierbei vor den Aufgaben, die etablierten Produkte und Prozesse weiter zielgerichtet zu optimieren bzw. zu entfeinern, um der kontinuierlich steigenden Nachfrage nach funktionalen, dennoch preiswerten Bauteilen bzw. Komponenten gerecht zu werden. In diesen neuen Märkten wird aufgrund der Kostenvorteile und der weniger anspruchsvollen Verbrauchsreglementierung die konventionelle hydraulische Lenkunterstützung auf absehbare Zeit einen wesentlichen Marktanteil behalten.

7 Technologiewandel in der Lenkungstechnik

Elektromechanische Lenksysteme finden seit ca. 20 Jahren Anwendung im Personenkarfotwagen. Der Fokus in den Anfängen der elektromechanischen Lenkung lag primär auf einer Steigerung des Lenkkomforts in Parkersituationen. Aufgrund der geringen Leistungsdichte der ersten Entwicklungsgeneration blieb der Einsatz auf das Kleinwagensegment begrenzt. Selbst Ende des letzten Jahrtausends hatte die elektromechanische Lenkung nur einen Gesamtweltmarktanteil von ca. 2 %. Erst mit der zweiten Generation von elektromechanischen Lenksystemen zu Beginn des neuen Jahrtausends konnte durch wesentlich gesteigerte mechanische Leistungsabgabe eine signifikante Marktdurchdringung im Kompakt- und Mittelklasse-Segment erreicht werden. Der Weltmarktanteil der elektromechanischen Lenksysteme lag 2008 bereits bei über 30 %. Durch die verschärfte Gesetzgebung zur Reduzierung des Flottenverbrauchs der Fahrzeughersteller erlebten die elektromechanischen Lenksysteme aufgrund ihrer geringen Energieaufnahme gegenüber hydraulischen Lenksystemen eine starke Verbreitung. Deutliche Zuwachsrate konnten in den letzten Jahren in Europa und Japan erzielt werden. Mit der Entwicklung der achsparallelen bzw. konzentrischen Lenkung steht zudem eine Technologie zur Verfügung, welche es ermöglicht, zuverlässig auch Fahrzeuge der Mittel- und Oberklasse elektrisch zu lenken. In einer weiteren Ausbaustufe wurden diese Lenksysteme ertüchtigt, mit Strömen über 100 A und mit Spannungslagen von bis zu 36 V zu operieren. Technologisch liegen somit bereits heute alle Voraussetzung vor, alle Personenkarfotwagen und auch leichte Nutzfahrzeuge elektrisch zu lenken. Folgende Punkte unterstützen die weitere schnelle Ver-

breitung der elektromechanischen Lenksysteme bzw. den weiteren Rückgang der konventionellen hydraulischen Lenksysteme:

- Die zunehmende Sensibilisierung der Kunden bezüglich der aktuellen Klimadiskussion, die höheren Benzinpreise aufgrund der stetig steigenden Nachfrage und damit einhergehend der Fokus auf den Kraftstoffverbrauch des eigenen Fahrzeugs.
- Die steigenden Komfort- und Sicherheitsansprüche der Kunden erfordern vermehrt den Einsatz von Assistenzfunktionen. Zur Realisierung von querdynamischen Zusatzfunktionen sind elektromechanische Lenksysteme zwingend erforderlich (z. B. Parkierassistent oder Lenkmomentempfehlungen).
- Die Elektrifizierung des Antriebstranges führt zu einem immer größer werdenden Anteil von elektrisch zurückgelegten Fahrstrecken, dies erfordert eine vom Verbrennungsmotor unabhängige Lenkunterstützung.

Diese Aspekte sind maßgeblich für eine weitere rasche Verbreitung der elektromechanischen Lenkung verantwortlich. Auch die zu erwartenden Kostendegressionseffekte durch das stetig steigende Absatzvolumen und die erfolgreiche Einführung der Baukastenstrategien werden zu einem Weltmarktanteil von EPS-Systemen von über 50 % im Jahr 2020 führen.

8 Lenkradentwicklung

Die Komfortansprüche der Kunden an eine neue Fahrzeuggeneration werden weiterhin zunehmen. Somit steigen auch die Anforderungen an das Gesamtfahrzeug und an die Einzelkomponenten. Für das Lenkrad bedeutet dies, dass zur Erzielung von möglichst geringen Leerlaufvibrationen die Zielwerte für die Lenkradeigenfrequenz und die Anbindungssteifigkeit an die Lenksäule weiter steigen werden.

Der Trend zur Individualisierung im Fahrzeug hält weiter an. Die Lenkräder werden zunehmend individuellere Farb- und Materialkonzepte erhalten. Auch die Spreizung der Lenkradfamilien vom preiswerten Basislenkrad bis zum Komfortlenkrad mit einer großen Anzahl von Multifunktionstasten, Heizung sowie Leder- und Dekorapplikationen wird weiter zunehmen. Durch diese Individualisierung steigt zwangsläufig die Varianz und somit die Produktkosten, welche nur durch eine strenge Modul- und Baugruppenstrategie beherrschbar bleiben.

Bei der Fahrzeugsicherheit bzw. den Airbageinheiten im Lenkrad geht der Trend zu kleineren, kompakteren Einheiten mit gleich bleibendem Luftsackvolumen. Weiterhin werden die Airbagsysteme zunehmend adaptiv in Kombination mit ein- oder zweistufigen Gasgeneratoren ausgelegt werden.

Seit Beginn der Fahrzeugentwicklung wird das Lenkrad nun zur Fahrtkursregelung verwendet. Es hat sich als Bedienelement bewährt und ist den Fahrern vertraut. Eine Ablösung des Lenkrads durch alternative Bedienelemente wie z. B. durch einen Joystick wird auch in Zukunft nur schwer vorstellbar. Verstärken wird sich jedoch der Trend, Informationen für den Fahrer im Lenkrad anzuzeigen. Zum Beispiel werden bereits heute in manchen Fahrzeugen die vom Fahrer ausgewählten Fahrzeugkonfigurationen in einem Lenkraddisplay angezeigt. Auch finden bei sportlich orientierten Fahrzeugen zunehmend Schaltpunktanzeigen Verbreitung. Studien über das Einblenden von wichtigen Navigationsinformationen auf einem separaten Display, welches z. B. in den Lenkradkranz integriert ist, liegen bereits vor. Das Lenkrad wird sich zu einer immer wichtigeren Bedien- und Kommunikationseinheit im Fahrzeug entwickeln.

9 Lenksäulenentwicklung

Getrieben durch die Anstrengungen, die Gewichtsspirale der nächsten Fahrzeuggenerationen nicht weiter ansteigen zu lassen bzw. umzukehren, werden die Gewichtsziele an eine Lenksäule immer anspruchsvoller. Der Einsatz von Leichtbaumaterialien wie Aluminium, Magnesium und Composit-Werkstoffe wird zwangsläufig zunehmen.

Die Anforderungen an die Lenksäule werden weiterhin steigen. So wird bezüglich Ergonomie eine weitere Zunahme der Anforderungen an die Verstellfeldgröße, die Verstelleigenschaften wie Betätigungskräfte und Betätigungsgeräusche erfolgen. Auch die Anforderungen an die Struktursteifigkeit von Lenksäule und Lenkzwischenwelle inklusive der Eigenfrequenzanforderungen werden sich erhöhen. Verstärkt durch den Trend, die Fahrzeugentwicklung zunehmend effizienter und kürzer zu gestalten, gewinnt die virtuelle Entwicklung mittels moderner CAE-Methodiken immer mehr an Bedeutung. Deshalb werden auch die Anforderungen an die Crashmodellierung von Lenksäulen höher, vor allem die Abbildung des dynamischen Crashverhaltens unter Berücksichtigung von Längs- und Querkräften, von Bauteil- und Fertigungstoleranzen wird immer wichtiger werden. Der Trend zur Modularisierung von Einzelteilen und Komponenten wird auch, wie bereits erwähnt, bei der Lenksäulenentwicklung weiter voranschreiten.

Literatur zu Kapitel T

- BRAESS, H.-H. und SEIFFERT, U. (2007): Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2007
- GAEDKE, A., HEGER, M. und VÄHNING, A. (2010): Electric Power Steering in all vehicle classes – state of the art, 1st International Munich Chassis Symposium, 2010
- HEISSING, B. und ERSOY, M. (2007): Fahrwerkhandbuch, Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2007
- SCHÄFER, P., HARRER, M. und HÖLL, M. (2010): Die Synthese aus Fahrdynamik und Fahrkomfort durch den Einsatz mechatronischer Fahrwerksysteme, 1st International Munich Chassis Symposium, 2010
- WALLENTOWITZ, H., FREIALDENHOVEN, A. und OLSCHEWSKI, I. (2008): Strategien in der Automobilindustrie, Vieweg+Teubner Verlag: Wiesbaden 2008

Sachwortverzeichnis

A

Abgabeleistung 384
Abklingkriterium 319
Abklingkurve 319
Absatzmärkte 476
Abschaltpfade 393
Abscheidegrad 318
Abstimmungsbereich 92
Achsaufhängung
– Verdrehsteifigkeit der 82
Achsschemellenkung 9
Achsschenkellenkung 3, 9
Ackermann, Rudolf 10
Ackermann-Bedingung 51
Ackermann-Lenkradwinkel 83
Ackermann-Lenkung 10
Ackermannlenkwinkel 78
Active-Four 435
Aerodynamik 98
Agilität 128
ahnstangenverschiebung 81
Airbag 168, 176
Airbagkappe 169
Aktive-Hinterachs-Kinematik (AHK) 435
Aktivlenkung 415, 444
Akustik 48, 101
akustisches Verhalten 323
Allradlenkung 6, 39, 431f.
Allradlenkungen 431
Anforderungen
– gesetzliche 49
Anlenken 132
Ansprechzeit 87
Anti Blockier Systems (ABS) 8
Antriebseinflüsse 21
Antriebskräfte 98

Arbeitsbereich 360
Arbeitskammer 39
ASIL 391
Asynchronmotor 362
Aufschaukeln 96
Auslegung 145
Auslegungsparameter 384
Aussagekriterium 132
Ausschwingvorgang 97
Außengelenk 293, 297
autonomes Fahren 448, 473
Axialgelenk 293, 295

B

Bahnkurve 80
Bauformen 3
Baukasten 475
Bauteile der Lenkung 1
Bedienelementeigenschaft 450
Behälter 320, 345
Bestückungsvarianten 378
Betätigungsgeräusche 102
Betriebsdauer 384
Betriebsfestigkeit 178
Beurteilungskriterien 132
Bewegungsgleichungen 78, 80
Bezugslenkwinkel
– dynamischer 84
Blindwertmessung 319
Bode-Diagramm 154
Bordnetz 388
Bordnetzausführungen 388
Bordsteinradius 54
Bremskraftschwankungen 129
Bremssystem
– lenkstabiles 98

brushless dc motor/BLDC 364

Bypass 318

Bypassventil 311

C

catch up 135

Center-Point 129

C-Feder 15

chaum 174

Closed Loop 21

Corner-Module 450

Crash 168

Crashelement 194

D

Dämpfung 276, 399, 402

Dämpfung der Lenkung 97

Dämpfungselemente 199

Dämpfungsventile 281

Dauersinus 136

DC-Motor 361

Degradationskonzept 457

Dehnschlauch 321

Dekore 174

Dickschichtschaltungen (TFC) 378

Direkt Bonded Copper (DBC) 378

Drallsatz 79

Drehachse

– virtuelle 51

Drehbeschleunigung 22

Drehmomentsensor 368

Drehmomentwelligkeit 364

Drehschemellenkung 3, 9

Drehschieberventil 15, 261

Drehstab 81, 262

Drehsteifigkeit 81

Drehstrombrücke 381

Drehzahlsensorik 365

Drive-by-Wire 447

Drosseln 323

Druckbegrenzung 284

Druckbegrenzungsventil (DBV) 327

Druckpulsation 105

Druckstück 224

Druckstückspiel 242

Druckverlust 323

Dummy-Variablen-Technik 139

Dynamiklenkung 412

E

ECE-R 79 49

Eckfrequenz 32

ECO 311

ECU 327, 397

EHPS, electro hydraulic power steering 4

Eigenfrequenz 97

Eigenlenkgradient 83, 85

Eigenlenkverhalten 6, 24, 95

Einfingerlenkung 13

Eingangswelle 263

Einparkassistenz 467

Einspurmodell 77

– lineares 77

Einzelradaktuator 439

Einzelradlenkung 447

Einzelsinus 137

Elastokinematik 6

Electric Power Steering (EPS) 347

electronically commutated motor/EC 364

elektrische Lenksysteme 349

elektrohydraulische Lenksysteme (EPHS)

327

Elektromotor 358

Elektro-Pumpen-Aggregat 17

Empfängerspulen 366

EMV 362

Energie 47

Energiemanagement 389

Energiesparpumpen 314

Energieverbrauch 334

Entgasung 316

Entkopplungselement

– akustisches 321

Enlüftung 317

- EPHS 327
 EPS 46, 347
 EPSc 350
 EPSdp 351
 EPSSp 351
 EPSrc 353
 Ergonomie 461
 EV^2 311
 Evaluierungsmethodiken des Lenkgefühls
 130
 EVLS 186
 Experimental-Safety-Vehicle (ESV) 8
 Extraktionsverfahren 319
 Exzenterwelle 315
- verstellbare 312
 force control 22
 Förderstrombegrenzungsventil 310
 free control 22
 Free-Control-Stabilität 96
 Freiheitsgrade 77
 Frequency Response Test 137, 140
 Frequenzgang 137
 Frequenzgang Lenkradmoment-
 Lenkradwinkel 96
 Führungsverhalten 128, 151
 Fülldruck 25
 Funktionsanforderungen 383
 Funktionsgeräusche 101

F

- Fahrdynamikregelung, integrierte 475
 fahrdynamische Grundauslegung 94
 Fahrerassistenz 459
 Fahrermodellbasierte Objektivierung
 – Fahrermodellbasierte 130
 Fahrerwarnung 403
 Fahrmanöver 136
 Fahrrichtungsstabilität 7
 Fahrstabilität 7, 96
 Fahrstabilitätseingriffe 459
 Fahrtkursregelung 127
 Fahrverhalten 125, 440
 Fahrzeugklassen 131
 Fahrzeugmodellierung 77
 Fahrzeugquerföhrung 2
 Fahrzeugreferenzpunkt 138
 Feldrichtungsmessung 372
 Feldschwächung 360, 363, 365
 Festigkeitsanforderungen 245
 Filterfeinheit 318
 fixed control 22
 Flanschverschraubung 322
 Flattern 6
 Flügelzellenpumpe 309
 Flügelzellenpumpen
 – einhubige 313

G

- Gabellenkung 11
 Gasgenerator 170
 Gelenkdichtung 302
 Gelenke 196
 Geradeausfahrt 134
 – Ansprechverhalten bei 134
 Geradeauslauf Korrektur 403
 Gesamtnachlauf 35
 Gesamtschmutzmenge 319
 Geschwindigkeit
 – Charakteristische 83
 Gewicht 45
 Gewichtsrückstellung 34, 60
 Gierbewegung 23
 Gierfrequenzgang 87
 Giergeschwindigkeit 442
 Gier-Lenk-Schwingung 96
 Giermoment
 – aerodynamisches 79
 Giermomentenregelung 8
 Gierneutralität
 – stationäre 445
 Gierrate 436
 Gierreaktion 442
 Gierverstärkung 95
 – stationäre 140

Gierwinkel 78

Gleichstrommotor 361, 364

Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit 147

Gummischubmodul 27

Gürtel 24

H

Hall-Sensoren 367

Handlingeigenschaften

eines Fahrzeugs 125

Harmonic Drive 417

H-Brücke 381

HICAS 435

Hilfskraftlenkung 1, 14

Hinterradlenkung 431f., 474

Hoch- und Niederdruckleitungen 321

Hochdruckverschraubungen 322

Hohlwellenmotor 354

HPS 46

HPS, hydraulic power steering 3

Hupe 167

Hydraulik 14

Hydrauliköl 325

hydraulische Lenksysteme 349

hydraulische Lenkungen 213, 248

I

IEC 61508 389

Innengelenk 293, 295

Instabilitäten 7

Instationärverhalten 6

Integral Aktivlenkung (IAS) 444

Integral-V Hinterachse 438

Interaktion 125

interindividuelle Varianz 131

intraindividuelle Varianz 131

ISO 26262 390

ISO-Fahrspurwechsel 443

Isoliertes Metallsubstrat (IMS) 378

K

Kapazitätswerte 380

Kavitation 317

KEEPS 311

kinematischer Effekt 24

Klassifizierung 359

Knicklenkung 3

Kolben 255

Kommutator 361

Kompensation 41

Konusring 299

Körperschalleinleitung 106

Körperschallübertragung 112

Korrelations- und Regressionsanalyse 139

Korrelationsanalyse

– Kennwertbasierte 130

Korrelationskoeffizient 139

Kosten 46

Kraftschlusspotenzial 30

Kraftvorgabe 455

Kreisfahrt

– stationäre 83

Kreisfahrtswerte 83

Krümmungsradius 78, 80

Kugelgewindetrieb 353, 356

Kugelumlaufgetriebe 13

Kugelumlauflenkgetriebe 286

Kugelumlauflenkung 3

Kugelzapfen 296

Kühlwendel 323

Kursänderung 128

Kursänderungen 2

Kursstabilität 7

Kurvenfahrt 22

– langsame 22

– Lenkradmoment bei 133

– Restwinkel nach 135

– schnelle 22

Kurvenring 309

Kurzschlusskäfig 363

Kurzschlussläufer 362

L

- Lageregelung 15
- Lane Departure Warning 403
- Lane Departure Warning (LDW) 465
- Lane Keeping Support (LKS) 463
- Lane-Keeping-System 404
- Längsbeschleunigung 320
- Längsbewegung 21
- Längs-Quer-Führung 456
- Lankensperger, Georg 9
- Latsch 25
- Latschgröße 25
- Leckage, innere 274
- Leder 174
- Leichtbau 305
- Leistungsanforderungen 383
- Leistungsaufnahme 313, 335
- Leistungsbedarf 388
- Leistungselektronik 380
- Leistungsklassen 359
- Leistungsübertragung 354
- Leiterdicke 378
- Leitermaterial 378
- Leiterplatte (PCB) 378
- Leitfähigkeit
 - elektrische 378
 - thermische 378
- Lenkabweichung 56
- Lenkachse 82
- Lenkartens 22
- Lenkdifferenzwinkel 51
- Lenkdynamik 130, 146
- Lenkelastizität 7, 97
- Lenkempfehlung 460
- Lenkfehler 56
- Lenkfunktionen 397f.
 - erweiterte 398, 402
 - Grund- 398f.
- Lenkgefühl 7, 43, 125, 127
 - artifizielles 125
 - auauthentisches 125
 - im engeren Sinn 128
- im erweiterten Sinn 129
- Lenkgesamtübersetzung 64
- Lenkgetriebe 12
- Lenkgetriebegehäuse 220
- Lenkgetriebeübersetzung 227
- Lenkkomfort 129
- Lenkkraftunterstützung 33
- Lenkleistung 148
- Lenkmomentenempfehlung 404
- Lenkpinne 11
- Lenkpräzision 13, 129
- Lenkrad 163
- Lenkraddrehschwingungen (LDS) 110
- Lenkradgeschwindigkeit 384
- Lenkradkorpus 165, 167
- Lenkradkranz 167
- Lenkradmoment 33, 146f.
- Lenkradmoment um die Mitte 132
- Lenkradmomentbereich 384
- Lenkradmomentenberechnung 34
- Lenkradmomentenverlauf 33
- Lenkradmoment-
 - Querbeschleunigungsgradient 96
- Lenkradmomentverlauf 132
- Lenkradmomentwelligkeit 132
- Lenkradskelett 165
- Lenkradwinkel 34, 80, 436
- Lenkradwinkelbedarf 134
- Lenkradwinkelbereich 384
- Lenkradwinkelfrequenz 127
- Lenkradwinkelsprung 86
- Lenkritz 221, 262
- Lenkritzeldrehmoment 242
- Lenkritzelve Zahnung 222
- Lenkrollradius 8, 52
 - negativer 98
- Lenksäule 183
- Lenksäuleneigenfrequenz 119
- Lenkspindel 206
- Lenkstabilisierung 424
- Lenkstockhebel 66
- Lenkstrang 185
- Lenksystemübersetzung 385

Lenktrapez 69
Lenkübersetzung 34, 63, 384, 419
– dynamische 65
– kinematische 63
– variable 86
Lenkung
– blockierte 22
– elektrohydraulische 4
– kraftabhängige 22
– losgelassene 22
– selbsteindrehende 30
– wegabhängige 22
Lenkungsauslegung
– dynamische 55
– statische 53
Lenkungsklappern 106
Lenkungsmodell 88
– mit Lenkunterstützung und Reibeffekten 90
Lenkungsparameter 92
Lenkungsstrattern 106
Lenkungsreibung 148
Lenkungsrücklauf 134
Lenkungsrückmeldung 130
Lenkungssteifigkeit 94
– gesamte 82
Lenkungsüberholen 135
Lenkungsverstärkung 35, 80
Lenkunruhe 97
Lenkunterstützungsmoment 38
Lenkventil 266
Lenkverhalten 125
– optimales 140
Lenkwinkel 80
Lenkwinkelbedarf 418
Lenkwinkelsprung 137
Lenkwinkelsteller 450
Lenkzwischenwelle 183, 187, 198
Linearisierung 80
Luftsack 169

M
magnetoresistive Sensoren 367
Mantelrohr 193
mechanische Lenkungen 213
Messausstattung 135
Mitnehmerwellenlenkung 12
Mittelplatte 316
Mittengefühl 129, 132
Mittenzentrierung 132, 277
Modularisierung 475
Momentanpol 78, 441
MOSFETs 380
Motorordnung 116
Motorpumpen-Aggregat 337
Motorpumpen-Aggregat (MPA) 327
Motorstrom 39
Motortopologien 365
 μ -Split 460
 μ -split-Bremsung 98
MVLS 186

N
Nachlauf
– konstruktiver r_τ 34
Nachlaufstrecke 57
Nachlaufversatz 57
Nachlaufwinkel 57
Nahtformen 174
Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ) 348
Normalfahrbereich 77
Note 132
Nutzfahrzeuge 2
Nutzinformationen 129
NVH 236

O
objektive Beurteilung des Lenkverhaltens 135
objektive Parameter 135
Objektivierung 135
– Fahrzeugmodellbasierte 130

Objektivierung des Lenkgefühls 125, 130
 Objektivierung des Lenkverhaltens 139
 Ölvolume 320
 Öl-Wasser-Wärmetauscher 323
 On-Center Bereich 77
 On-Centre-Bereich 126
 open center 14
 Open Loop 135
 oversteer 6

P

Package 44
 Parameter
 – objektive 138
 Parkieren
 – Lenkmomentniveau beim 132
 – Lenkmomentverlauf beim 132
 Parklenkassistent 403
 Partikel 318
 Partikelgrößen 318
 Pentosin 325
 permanentmagneteregte Synchronmotoren (PMSM) 364
 position control 22
 Positionsrückführung 455
 potentiometrische Messung 369
 Profilstollen 25f.
 Programmierrichtlinien 379
 Pulsweitenmodulierte Steuersignale (PWM) 380
 Pumpendrehzahl 310
 Pumpenheulen 106

Q

Qualität 47
 Querbeschleunigung 22, 83, 320, 436, 442
 – Ansprechverhalten unter 134
 Querbeschleunigungsanteil 126
 Querbeschleunigungsverstärkung 95
 Querdeformation 29
 Querdynamik 1, 77
 Querführung 21

R

Radialgelenk 293, 297
 Radialkolbenpumpen 315
 Radlasten 40
 Radlastthebelarm 59
 Radstandverlängerung
 – virtuelle 441
 Radsturz 24
 Radträger 293, 304
 Redundanz 450
 Redundanzmanagement 457
 Referenzpunkt 138
 Regelkreis
 – geschlossener 127
 Regelkreis Fahrer-Fahrzeug 21
 Regelstrecke 21
 Regelung 397
 Regelungskonzepte 404
 Reibmoment am Lenkrad 96
 Reibscheit 9
 Reibungskompensation 399, 401
 Reifen
 – Seitenkraft 26
 Reifenbauteile 24
 Reifeneigenschaften 24
 – nichtlineare 28
 Reifennachlauf 25, 27, 29, 79
 Reifennachlauf rp 34
 Reifenrückstellmoment 25, 27
 Reifenseitenkraft 25
 Reifenseitenkraft F_{YF} 34
 Reinheitsklassen 326
 Resolver 366
 Resonatoren 321
 Ringstutzenverschraubung 322
 Risikoeinstufung 391
 Rollsteuern 40
 Ross-Lenkung 13
 Rotorwinkel 366
 Rückführungsgröße 455
 Rücklauf
 – aktiver 402

- Rücklauffilter 317
Rückmeldemotor 449
Rückmeldeverhalten 152
Rückmeldung 134, 153
Rückstellfaktor 35
Rückstellmoment
– statisches 94
Rückstellmoment der Achse 82
- S**
- Saginaw-Verschraubung 322
Saugregelung 315
SAW-Resonatoren 374
Schallflussverlauf 107
Schallquellen 102
Schiefziehen 98
Schleuderprüfstand 320
Schlingern 6
Schneckengetriebe 355
Schneckenradlenkung 12
Schräglaufsteife 26
Schräglaufsteifigkeit 79
– abgeminderte 82
– effektive 82, 94
Schräglaufwinkel 6, 25f.
Schräglaufwinkel α 22
Schwenkachse 94
Schwimmwinkel 78, 441
Schwimmwinkelkompensation 443
Schwingachsenpatent 6
Schwingungen 48, 101
Schwingungsdämpfer 13
Schwingungskomfort 114
Schwingungsübertragung 13
Seitenkraft des Reifen 26
Seitenkraftangriffspunkt 27
Seitenkraftpotenziale 31
Seitenwindkompensation 41
Sensoren, induktive 370
Sensoren, magnetische 371
Sensoren, optische 373
Sensoren, torsionssteife 374
- Sensorgelenk 307
Servoantrieb 354
Servogetriebe 354
Servolenkgetriebe 14
Servolenkung 1, 14, 153
– elektromechanische 18
Servolenkungen 347
Servoölbehälter 316
Servoölkühler 323
Servoöltemperatur 324
Servoübersetzung 386
Servounterstützung 399
Shimmy 6
Sicherheit 390
Sicherheitsanforderungen 383
Sicherheitsintegritätsfunktion 392
Sicherheitskonzept 390, 456
Sicherheitsmaßnahmen 394
Signalelektronik 379
Signalverstärker 380
Single Sine Test 137
Sinneseindrücke 127
Sitzventil 16
Skelett 164
Sonderpartikel 319
Sperrmechanismus 417
Spreizungssachse 57
Spreizungsversatz 57
Spreizungswinkel 57
Spur- und Sturzänderung 40
Spurassistenz 462
Spurdifferenzwinkel 51
Spureinstellung 298
Spurführung 404
Spurhebel 67, 81
Spurhebelwinkel 81
Spurkreisdurchmesser 51
Spurstange 67
Spurstangen 293
Spurstangenkraft Parkieren
– maximale 384
Stabilisierung 41
Stabilität 128

- Stabilitätsanalysen 7
 Stabilitätsfaktor 94
 Stahlradwagen 11
 Standardbauformen 3
 Steer by Wire 474
 Steer-by-Wire 447
 Steifigkeit 13, 202
 Stelldynamik 135
 Step Input Test 137
 Steuergerät 376
 Steuerhülse 262
 Störgeräusche 102
 Störinformationen 129
 Störkrafthebelarm 3, 57
 Störungskompensation 455
 Stößigkeit 13
 Stromtragfähigkeit 378
 Struktursteife 30
 Sturzänderung 57
 Sturzseitenkraftsteife 31
 Sturzwinkel 31
 subjektive Beurteilung des Lenkgefühls 131
 Surface Acoustic Wave (SAW) 374
 Synchronmotor 363
 Systemauslegung 382
 Systemsicherheit 48, 389, 427
 Systemvernetzung 420

T

- Tandempumpe 316
 Tangentialverschraubung 299
 Temperaturbereich 384
 Torque Vectoring 8
 Torsionsteifigkeit 81
 Trägermaterial 378
 Trägheiten 91, 97
 Trägheitskompensation 399, 401
 transientes Verhalten 86
 Tuner 321

U

- Übergangsverhalten 126

- Überlagerungslenkung 409, 420, 444
 Überlastverhalten 306
 Übersetzungsverhältnis 12
 Übersetzungsverhältnisse 218
 Übersteuern 6, 85
 Übersteuerungstendenz 41
 Übertragungseinrichtung 65
 Übertragungsverhalten 151
 Überwachung
 - des Rechnersystems 395
 - externer Signale 394
 - Leistungselektronik/Aktor 396
 - Sensorik 394
 Umlaufdruck 311
 Umwelt 47
 Umweltanforderungen 246, 384
 Ungleichförmigkeit 188
 Untersteuern 6, 85
 Untersteuerungstendenz 41
 Unterstützungcharakteristik 350
 Unterstützungskennlinie 38

V

- Vakuumbefüllverfahren 317
 Ventilgeräusche 273
 Ventilkennung 271
 Verspannungslenkung 40
 Verzahnungslaufgeräusch 356
 Verzögerungszeit
 - äquivalente 140
 Vierradlenkung 6
 4WAS 444
 Viskosität 325
 Volumenstrom 310
 Volumenstromkennlinie 310
 volumetrischer Wirkungsgrad 311
 Vorgabegröße 454
 Vorspur- und Sturzeffekt 40

W

- Wankabstützung 41
 Wanklenken 24, 94

Wanklenkfaktor 94

Wanksteifigkeit 94

Weave Test 136

Weave-Test 139

Weir&DiMarco-Diagramm 140

Weissach-Achse 8

Weiterlenken 126

Wendekreis 441

Wendekreisdurchmesser 53

Winkelgelenk 293, 297

Winkelsensoren, magnetische 367

Winkelüberlagerung 411

Wirbelstromverluste 363

Wirkungsgrad 244, 334, 355

X

X-by-Wire 447

Z

Zahnriemen 358

Zahnriemengetriebe 353, 357

Zahnstangendichtungen 257

Zahnstangenführung 223

Zahnstangen-Hydrolenkung 3

Zahnstangenkraft 145

Zahnstangenlenkgetriebe 13

Zahnstangenlenkung 3

Zahnstangenlenkungen 213

Zahnstangenverschiebekraft 243

Zeitverzug 129

Zentralaktor 439

Zentralstellerprinzip 439

Zentrierung 132

Zentripetalbeschleunigung 80

Zielbereiche für optimales Lenkverhalten 139

Zielgenauigkeit 134

Zylinder 254

Zylinderrohr 260