

Institut für Maschinentechnik - Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik
der
Technischen Universität München

Analyse einer aktiven, hydraulisch unterstützten Momentenüberlagerungslenkung

Dipl.-Ing. Univ. Markus Brändle

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. H. Ulbrich

Die Dissertation wurde am 28.05.2008 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 17.12.2008 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der TU München.

Mein besonderer Dank gilt daher meinem Doktorvater Herrn Professor Dr.-Ing. Bernd Heißing. Sein mir entgegengebrachtes Vertrauen, seine wertvollen Anregungen und sein fachlicher Rat haben wesentlich zu meiner Motivation und damit auch zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Professor Ulbrich, dem Ordinarius des Lehrstuhls für Angewandte Mechanik danke ich für das Interesse an meiner Arbeit und für die Übernahme des Koreferats; bei Herrn Professor Höhn, dem Ordinarius des Lehrstuhls für Maschinenelemente bedanke ich mich für die Leitung der Prüfungskommission und der mündlichen Prüfung.

Ein herzliches Dankeschön gilt meinen Kollegen und allen Mitarbeitern des Lehrstuhls und von INI.TUM für die Hilfe, die ich von Ihnen erfahren habe sowie für die Zeit, die ich mit Ihnen verbringen durfte. Meinen Studenten, die in Semester- und Diplomarbeiten wichtige Beiträge zum Gelingen meiner Tätigkeit leisteten, möchte ich ebenfalls danken.

Ferner gilt mein Dank allen Kollegen der Abteilung Lenkungsentwicklung EF-21 der AUDI AG für die sehr angenehme Zusammenarbeit. Insbesondere möchte ich in diesem Zusammenhang Herrn Dipl.-Ing. Markus Schachner für seine tatkräftige Unterstützung bei meinen Aufgaben danken - ohne ihn wäre das Gelingen dieser Arbeit sicher nicht möglich gewesen.

Herzlichst möchte ich mich ebenfalls bei meinen Eltern für ihre tolle Unterstützung mit Rat und Tat bedanken.

Geisenfeld, im Mai 2008

Markus Brändle

Abstract

Hydraulische Servolenksysteme, wie sie in heutigen Serienfahrzeugen verwendet werden, können den Fahrer nur durch eine Reduzierung des zum Lenken des Fahrzeugs erforderlichen Lenkaufwandes unterstützen. Um zusätzliche Fahrerassistenz z.B. beim Spurhalten bzw. Spurwechseln oder beim Einparken des Fahrzeugs bieten zu können, ist jedoch nicht nur eine Reduzierung des Fahrerhandmoments sondern vielmehr eine Überlagerung des Lenkmoments erforderlich. In der vorliegenden Arbeit wird diese funktionale Erweiterung des hydraulischen Lenksystems durch die Integration eines Elektromotors in die Lenksäule eines konventionellen hydraulischen Servolenksystems erzielt. Bestandteil der Arbeit sind dabei die modellbasierte Systemanalyse, die Reglerentwicklung zur Ansteuerung des aktiven Lenksystems, die simulative Analyse des entwickelten Regelkonzeptes im Rahmen der Realisierung einer Parkierassistenzfunktion sowie der Test in einem Versuchsfahrzeug.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1 Einführung und Problemstellung	1
1.2 Stand der Forschung	3
1.2.1 Fahrassistenz durch aktive Momentenüberlagerungslenkungen	3
1.2.2 Bauformen hydraulischer und aktiv hydraulischer Servolenksysteme	6
1.2.3 Einteilung und Bewertung der aktiv hydraulischen Konzepte	18
1.3 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit	19
2. Modellierung und Modellparametrierung	22
2.1 Modell des Servolenksystems	22
2.1.1 Lenkungsmechanik	22
2.1.2 Lenkungshydraulik	25
2.1.3 Elektromotor in der Lenksäule	39
2.1.4 Gesamtmodell	44
2.2 Virtuelles Vollfahrzeugmodell mit integrierter Lenkungssimulation	45
3. Modellvalidierung und Bewertung	47
3.1 Aufbau des Versuchsfahrzeugs	47
3.2 Definition der zur Validierung verwendeten Fahrmanöver	49
3.3 Validierung des Lenkungsmodells	50
3.4 Validierung der Gesamtsystemsimulation	53
4. Systemtheoretische Analyse des untersuchten Lenksystems	57
4.1 Systemmodell	57
4.2 Linearisierung des Servosystems	64
4.3 Systemübertragungsverhalten im Frequenzbereich	66
5. Regelungsentwurf und Simulation des geregelten Gesamtsystems	71
5.1 Parkierassistenz als Anwendungsfall	72
5.2 Anpassung der Simulationsumgebung an die Parkierassistenz	74
5.3 Eingrenzung des Arbeitsbereichs beim Parkieren	76
5.4 Reglerentwurf	79
5.4.1 Struktur und theoretische Grundlagen des verwendeten Regelkonzeptes	80
5.4.2 Reglersynthese	87

5.5	Simulationstest und -ergebnisse	89
5.6	Variation der Parkiersituation	91
6.	Erprobung im Versuchsfahrzeug	94
6.1	Aufbau des Versuchsfahrzeugs zur Funktionsentwicklung	94
6.2	Versuchsergebnisse	95
7.	Zusammenfassung und Ausblick	98
	Literaturverzeichnis	103

1. Einleitung

1.1 Einführung und Problemstellung

Hydraulische Servolenksysteme werden in PKWs seit dem Jahr 1951 (Erstintroduction durch Chrysler auf dem amerikanischen Markt) angeboten und werden heutzutage in mehr als 50% aller verkauften Autos verbaut [1].

Bei Markteinführung bestand die grundlegende Funktionalität einer hydraulischen Servolenkung ausschließlich in der Reduzierung des Fahrerhandmoments und damit in der Steigerung des Fahrkomforts. Besonders hilfreich ist dies in Fahrsituationen, die ein hohes Fahrerhandmoment bei gleichzeitig hohen Lenkwinkelgeschwindigkeiten erfordern, wie dies zum Beispiel beim Parkieren eines Fahrzeugs der Fall ist.

Abgesehen vom komfortrelevanten Aspekt kann durch den Einsatz eines Servolenksystems darüber hinaus der Gestaltungsspielraum bei der Auslegung der Lenk- und Achskinematik eines Fahrzeugs vergrößert werden, da lediglich die gesetzlichen Vorgaben bezüglich des maximal aufzuwendenden Lenkmoments (ohne Lenkunterstützung) berücksichtigt werden müssen [2]; das im normalen Fahrbetrieb aufzubringende Handmoment kann über die Dimensionierung der Hydraulikunterstützung eingestellt werden.

Üblicherweise erfolgt die Grundausslegung des hydraulischen Unterstützungsverhaltens zunächst für quasistationäre Lenkvorgänge und wird über die so genannte *Ventilkennlinie* (Bild 1.1) beschrieben. Wie im Bild zu erkennen, ist die Ventilkennlinie als Funktion des Lastdrucks

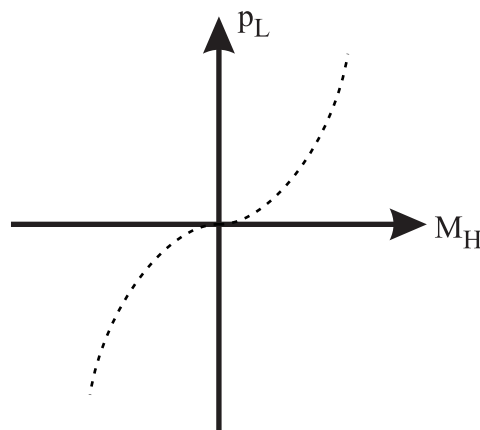


Bild 1.1: Ventilkennlinie (p_L vs. M_H)

p_L in Abhängigkeit vom Fahrerhandmoment M_H definiert. Als Lastdruck wird der Differenzdruck in den Kammern des in das Lenkgetriebe integrierten Hydraulikzylinders bezeichnet; durch diese Druckdifferenz entsteht eine Kraft am Lenkgetriebe, die den Fahrer beim Lenken des Fahrzeugs unterstützt. Je nach gewünschter Lenkcharakteristik kann die Form der Ventilkennlinie ausgelegt werden.

Eine zu leichtgängige Lenkung kann sich allerdings nachteilig auf die Fahrzeugstabilität bei schneller Fahrt auswirken, da der Fahrer hier zu wenig Lenkwiderstand spürt und schon kleine, zu abrupte Lenkbewegungen das Fahrzeug aufschaukeln können - insbesondere da die Gierdämpfung des Fahrzeugs mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit abnimmt.

Die Forderung nach niedrigem Lenkaufwand bei hohen Zahnstangenkräften sowie niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten auf der einen Seite und nach ausreichender Fahrstabilität bei hohen Geschwindigkeiten auf der anderen Seite stellt deshalb einen Zielkonflikt dar, der zunächst nur durch einen Kompromiss in der Abstimmung der Hydraulikunterstützung bezogen auf das Fahrerhandmoment aufgelöst werden konnte [3].

Durch funktionale und konstruktive Anpassungen der konventionellen Hydrauliklenkung wurde es jedoch möglich, die Unterstützungskennlinie geschwindigkeitsabhängig zu variieren und somit die zuvor erwähnten Anforderungen an ein Servolenksystem sowohl bei langsamer, als auch bei schneller Fahrt zu erfüllen. Grundsätzlich gibt es hierfür zwei Möglichkeiten, die auch in heutigen Serienfahrzeugen Verwendung finden.

Zum einen kann über eine hydraulische Rückwirkeinheit, die über ein elektronisch gesteuertes Ventil mit dem Versorgungsdruck des Lenksystems beaufschlagt wird, ein Moment erzeugt werden, das die Hydraulikunterstützung geschwindigkeitsabhängig beeinflusst. Derartige Lenksysteme werden z.B. unter dem Namen *Servotronik* in zahlreichen Fahrzeugen (u.a. Audi A4, A6 und A8) angeboten.

Zum anderen kann die Pumpe des Servolenksystems, die üblicherweise über einen Riementrieb vom Verbrennungsmotor angetrieben wird, auch von einem drehzahlgeregelten Elektromotor betrieben werden. Auf diese Weise ist es möglich, die Hydraulikversorgung des Servolenksystems bedarfsgerecht anzupassen und dem Fahrer beim Parkieren die volle Hydraulikunterstützung zur Verfügung zu stellen. Bei schneller Fahrt kann die Lenkunterstützung entsprechend reduziert werden. Da bei diesem Konzept die komplette Lenkunterstützungsleistung über einen Elektromotor aufgebracht werden muss, der aus dem 12V-Fahrzeuginnennetz versorgt wird, ist das System vor allem in Fahrzeugen der Kompaktklasse mit niedrigen Vorderachslasten und damit ebenfalls niedrigen Spurstangenkräften zu finden (z. B. im Audi A2 unter dem Namen *EPHS*).

Während mit den bisher beschriebenen Konzepten der Betrag des Fahrerhandmoments reduziert werden kann, ist die Überlagerung des Lenkmoments nicht möglich. Viele Fahrerassistenzfunktionen (z. B. Spurhalte- bzw. Spurwechselassistentz, Parkierassistentz, etc.) erfor-

dern jedoch die Möglichkeit zur aktiven Überlagerung des Handmoments und können somit bisher nicht mit hydraulischen Servolenksystemen realisiert werden. Der Einsatz elektromechanischer Servolenksysteme zur Umsetzung verschiedener Assistenzfunktionen ist zwar möglich und im Serieneinsatz auch schon erfolgt [4] - da Lenksysteme mit elektromechanischer Servounterstützung jedoch aus dem Fahrzeugbordnetz versorgt werden müssen, ist die Realisierung insbesondere in Fahrzeugen mit hohen Spurstangenkräften ebenfalls eine große Herausforderung. Für hydraulische Servolenkungen bedeutet das funktionale Defizit, dass neue hydraulische Lenksysteme entwickelt werden müssen, welche die Möglichkeit zur aktiven Überlagerung des Lenkmoments bieten. Die aktuellen Entwicklungen auf diesem Gebiet werden im Folgenden behandelt.

1.2 Stand der Forschung

Ausgehend von einem konventionellen hydraulischen Servolenksystem werden in diesem Abschnitt die aus der Literatur bekannten Möglichkeiten einer Funktionserweiterung im Hinblick auf die aktive, hydraulische bzw. hydraulisch unterstützte Überlagerung des Fahrerhandmoments beschrieben. Der Stand der Forschung in Bezug auf die Entwicklungsmethodik beim Systementwurf wird ebenfalls für die jeweiligen Systeme behandelt. Dabei wird sowohl auf die simulative Analyse, als auch auf bereits existierende Strategien zur Regelung der Lenkunterstützung eingegangen. Aufbauend auf dieser Literaturstudie kann dann die weitere Vorgehensweise und die Abgrenzung dieser Arbeit festgelegt werden.

Zu Beginn des Kapitels wird jedoch zunächst detaillierter auf die Fahrsituationen eingegangen, in denen die Überlagerung des Fahrerhandmoments bzw. das autonome Lenken eines Fahrzeugs sinnvoll sind.

1.2.1 Fahrassistenz durch aktive Momentenüberlagerungslenkungen

Bedingt durch die fortschreitende Entwicklung von Sensorik zur Fahrzeugumfeld- bzw. Fahrzustandserfassung, ergeben sich zahlreiche neue Möglichkeiten, um den Fahrer beim Führen des Fahrzeugs zu unterstützen bzw. die Fahrzeugführung in bestimmten Situationen zumindest teilweise autonom erfolgen zu lassen. Verschiedene Arten der Fahrerunterstützung können anhand des so genannten *Fahrer-Fahrzeug-Umwelt-Regelkreises* hergeleitet werden, der in Bild 1.2 für die Fahrzeugquerführung durch Lenken des Fahrzeugs dargestellt ist. Wie im Bild zu sehen, besteht der Regelkreis aus zwei Regelschleifen.

In der äußeren Schleife erfolgt ein Soll / Istwertvergleich zwischen dem Ergebnis, das aufgrund eines Lenkvorgangs erwartet wird und dem tatsächlichen Resultat des Lenkvorgangs. Besteht eine Abweichung vom erwarteten Ergebnis, so muss das Fahrzeug so gelenkt werden,

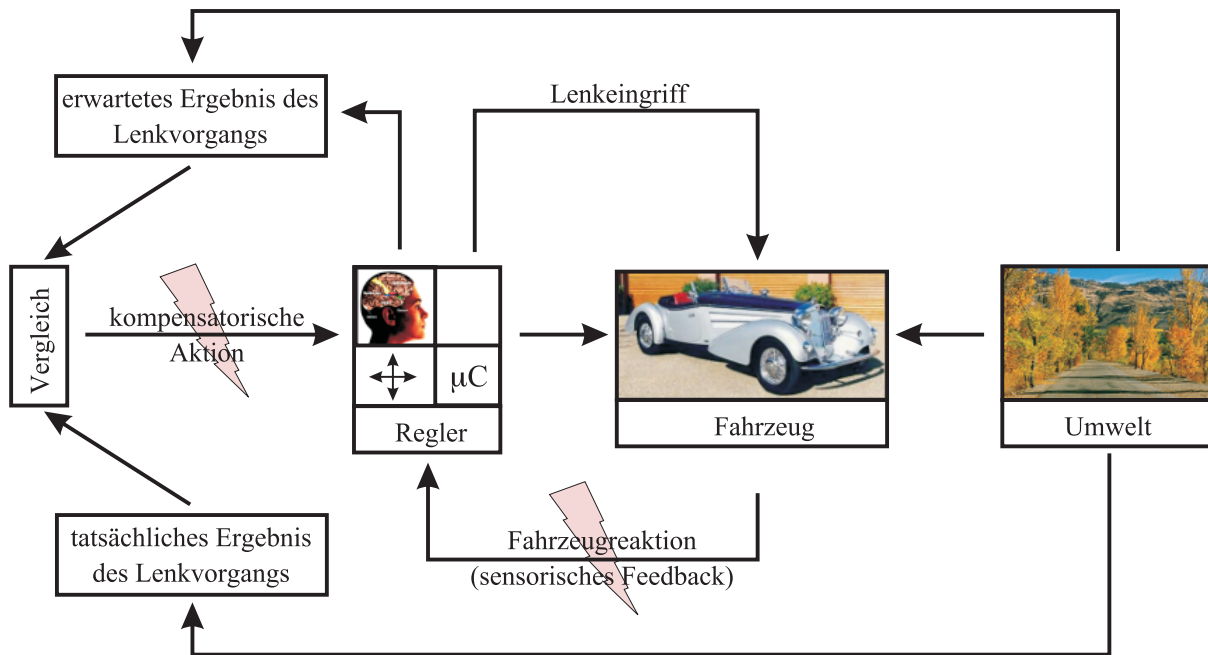


Bild 1.2: Fahrer/Regler-Fahrzeug-Umwelt-Regelkreis und Möglichkeiten zur Unterstützung des Fahrers bei der Fahrzeugführung

dass diese kompensiert wird. Dies geschieht über den Regler des Systems, wobei im Normalfall die Regelungsaufgabe durch den Fahrer des Fahrzeugs übernommen wird. In der äußeren Regelschleife wird somit die Fahrzeugführung übernommen, wobei diese nach Ackermann et al. [5] zwei Aufgaben beinhaltet: das Folgen einer (in der Regel durch die Straße vorgegebenen) Trajektorie und die Kompensation von Störeinflüssen, die zum Beispiel durch eine quergeneigte Fahrbahn, ungleichen Reifendruck, Seitenwind, etc. hervorgerufen werden.

In der inneren Regelschleife wird vom Querregler des Fahrzeugs dann der Lenkwinkel zum Steuern des Fahrzeugs erzeugt. Die innere Regelschleife wird über das sensorische Feedback geschlossen, welches vom Fahrzeug als Ergebnis des Lenkmanövers geliefert wird. Hierzu zählt neben Querbewegung, Gierrate, etc. vor allem das zum Lenken des Fahrzeugs erforderliche Lenkmoment.

Zur Unterstützung des Fahrers bei der Fahrzeugführung existieren zwei Kanäle, die in Bild 1.2 durch Pfeile gekennzeichnet sind. Zum einen kann die Lenkung kompensatorisch eingreifen, wenn eine Abweichung zwischen dem gewünschten und dem tatsächlich auftretenden Ergebnis eines Lenkvorgangs besteht; zum anderen kann die Rückmeldung - in diesem Fall insbesondere das Handmoment das der Fahrer beim Lenken des Fahrzeugs spürt - angepasst werden.

Da ein elektronischer Regler aufgrund der kurzen Taktzeiten zum Beispiel wesentlich schneller auf Störeinflüsse reagieren kann als der Fahrer, ist es möglich Störgrößen wie zum Beispiel einen Seitenwindstoß auszuregulieren, bevor der Fahrer reagieren muss. Ebenso ist es möglich,

konstante oder über längere Zeit auftretende Störgrößen wie eine quergeneigte Fahrbahn oder ungleichen Reifendruck, die vom Fahrer ständiges Gegenlenken erfordern würden, über einen Langzeitalgorithmus zu kompensieren. Der Fahrer kann dann das Fahrzeug so lenken, als ob keine Störeinflüsse vorliegen würden.

Auch in sicherheitskritischen Fahrsituationen kann dem Fahrer durch eine aktive Lenkung assistiert werden. Eine Möglichkeit besteht hier in der Überlagerung des vom Fahrer aufgebrauchten Lenkmoments durch ein aktiv erzeugtes Zusatzlenkmoment. Bei einem schleudernden Fahrzeug kann dem Fahrer auf diese Weise zum Beispiel die geeignete Lenkrichtung vorgegeben werden, um das Auto wieder zu stabilisieren. Beim Bremsen auf zwei Strassenhälften mit unterschiedlichem Reibwert (*μ -Split-Bremmung*) kann dem Fahrer ebenfalls durch die Überlagerung eines Zusatzmoments bei der Kompensation des Gierens hin zur Hochreibwertseite assistiert werden. In diese Fall wird eine Lenkempfehlung gegeben, wie das Giermoment durch Gegenlenken am besten kompensiert werden kann [6].

Detaillierte Studien zur situativen Anpassungen der Lenkunterstützung sind bei Nakano et al. in [7] zu finden. Hier werden insgesamt fünf Fahrsituationen unterschieden (stationäre Kreisfahrt, Slalomfahrt, Ausweichmanöver, U-turn und normaler Fahrbetrieb), für die dem Fahrer angepasste Lenkungsrückmeldungen gegeben werden. So wird der Lenkungsregler zum Beispiel so ausgelegt, dass das Lenkmoment im Falle einer stationären Kreisfahrt keine starken lenkrichtungsabhängigen Unterschiede aufweist, wie dies bei einer normalen Servolenkung der Fall wäre. Auf diese Weise soll der Fahrer während der Kreisfahrt entlastet werden. Die Effektivität dieser situationsabhängigen Beeinflussung der Lenkungsrückmeldung wird anhand der Messung der Muskelanspannung des Fahrers während einer Kreisfahrt demonstriert; anhand objektiver Fahrzeugmessgrößen soll ebenfalls nachgewiesen werden, dass sich das Lenkgefühl durch die modifizierte Lenkunterstützung nicht verschlechtert.

Auch um den Fahrer vor dem Verlassen der Fahrbahn zu warnen bzw. um ihn beim Spurhalten und -wechseln zu unterstützen, kann das Lenkmoment genutzt werden [8]. Zur Spurführung könnte zum Beispiel ein virtuelles Potentialfeld dienen, das das Lenkmoment erhöht, je näher das Fahrzeug der Fahrbahnbegrenzung kommt - in ihrer Wirkung würde diese Funktion etwa einem zur Mitte der Fahrbahn hin quergeneigten Strassenbelag entsprechen.

Für die Einordnung einer Assistenzfunktion von Interesse ist - neben den Pfaden im Fahrer-Fahrzeugregelkreis, die durch das System beeinflusst werden - ebenfalls der „Grad“ der Fahrerunterstützung, der durch das mechatronische System zur Verfügung gestellt wird. Dabei ist von der Anpassung der Lenkungsrückmeldung bis zur vollautonomen Fahrt, bei der der Fahrer sich nicht mehr direkt im Regelkreis befindet, sondern diesen allenfalls überwacht, prinzipiell alles möglich.

Für Spezialsituationen wie das Parkieren eines Fahrzeugs wurde eine teilautonome Fahrzeugführung auch bereits (allerdings mit einem elektromechanischen Lenksystem) umgesetzt (Bild 1.3). Hier wird zunächst die Parklücke und die Position des Fahrzeugs relativ zur

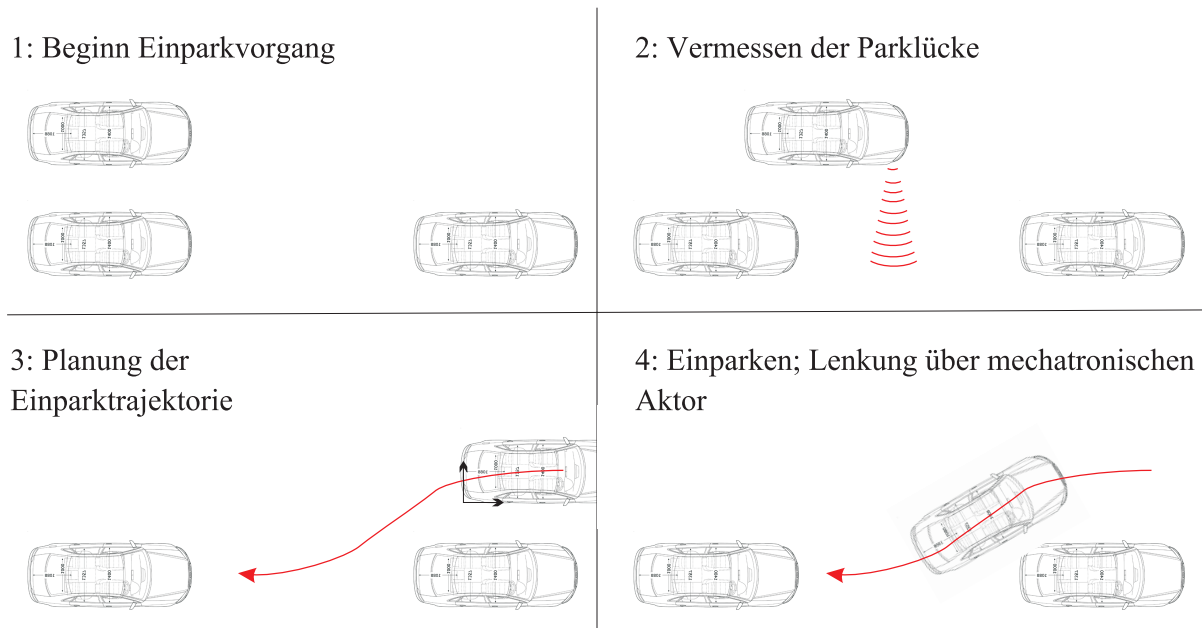


Bild 1.3: Parkierassistenten mit mechatronischem Servolenksystem

Parklücke vermessen. Anschließend wird eine Trajektorie berechnet, um das Fahrzeug in die Lücke zu steuern. Der Fahrer übernimmt lediglich noch die Betätigung von Gas und Bremse; die Lenkung des Fahrzeugs wird elektronisch so geregelt, dass das Fahrzeug in die Parklücke fährt.

Wie aus diesem Kapitel zu ersehen ist, existieren zahlreiche Möglichkeiten, um den Fahrer beim Lenken des Fahrzeugs zu unterstützen. Im folgenden werden verschiedene Ausführungsformen aktiver hydraulischer Servolenksysteme vorgestellt, welche die Überlagerung des Lenkmoments und damit die Realisierung dieser Fahrerassistenzfunktionen ermöglichen.

1.2.2 Bauformen hydraulischer und aktiv hydraulischer Servolenksysteme

Zur Überlagerung des Fahrerhandmoments können vier Bauformen hydraulischer Lenksysteme unterschieden werden:

- Servolenkung mit aktivem Drehschieberventil,
- Servolenkung mit externem Proportionalventil,
- direkte Druckbeaufschlagung des Hydraulikzylinders über eine Hydraulikpumpe
- und hydraulische Servolenkung mit Elektromotor in der Lenksäule.

Da insbesondere das erste und das vierte der vier möglichen Konzepte auf einem konventionellen Servolenkungssystem aufbauen, wird zunächst dieses System detailliert beschrieben.

1.2.2.1 Konventionelle hydraulische Servolenkung

Grundsätzlich lässt sich ein hydraulisches Servolenkungssystem (Bild 1.4) in zwei Hauptbaugruppen unterteilen - eine mechanische und eine hydraulische. Die Lenkungsmechanik

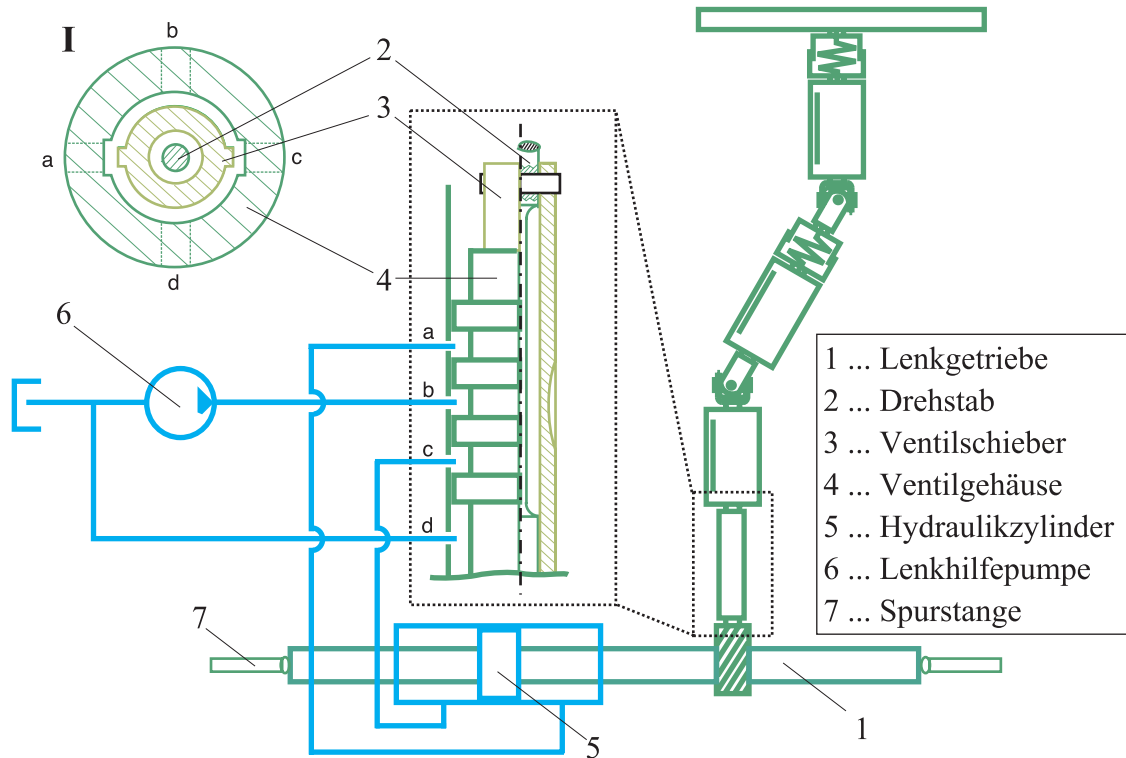


Bild 1.4: Konventionelle hydraulische Servolenkung und schematischer Querschnitt durch das Drehschieberventil (I)

besteht dabei aus dem Lenkgetriebe (1), das über die Spurstangen (7) mit den Lenkhebeln des Fahrzeugs verbunden ist sowie aus der Lenksäule. Der Oberteil der Lenksäule und das Lenkritzell sind über eine Torsionsfeder (2) mit definierter Verdrehsteifigkeit, den so genannten *Drehstab* verbunden. Lenkt der Fahrer das Fahrzeug, so verdreht sich die Lenksäule durch das vom Fahrer aufgebrachte Lenkmoment im Bereich dieses Drehstabes. Konzentrisch zum Drehstab ist die zentrale hydraulische Komponente des Servolenkungssystems verbaut - das Drehschieberventil. Der Ventilschieber (3) des Lenkventils ist formschlüssig mit dem Oberteil der Lenksäule und das Ventilgehäuse (4) fest mit dem Lenksäulenunterteil verbunden. Eine Verdrehung des Drehstabes verursacht somit ebenfalls eine Verdrehung des Lenkventils. Diese Verdrehung wiederum führt dazu, dass die Steuerkanten des Ventils die Anschlüsse über die in das Lenkgetriebe integrierte Hydraulikzylinder (5) mit dem Ventil verbunden ist für eine Kammer öffnen und für die andere schließen. Auf diese Weise wird ein Differenzdruck im Hydraulikzylinder aufgebaut, der das erforderliche Lenkmoment reduziert und den Fahrer beim Lenken des Fahrzeugs unterstützt. Versorgt wird das Lenksystem dabei von einer Hy-

draulikpumpe, die oft vom Verbrennungsmotor des Fahrzeugs angetrieben wird (6). Aus systemtheoretischer Sicht handelt es sich bei dem konventionellen Servolenkungssystem um einen mechanisch-hydraulischen Lageregelkreis mit der Verdrehung des Drehstabes als Regelfehler und dem Differenzdruck im Arbeitszylinder als Stellgröße, um den Fehler auszuregulieren. Da die geregelte Strecke - wie in [9] zu sehen - keinen integrierenden Anteil hat, wird die Verdrehung des Drehstabs durch das Servosystem nicht zu Null ausgeregelt. Das für die Verdrehung des Drehstabs erforderliche Moment muss vom Fahrer aufgebracht werden und liefert das haptische Feedback beim Lenken des Fahrzeugs.

Über eine Modifikation am Drehschieberventil ist es möglich die Servounterstützung wie zuvor schon erwähnt geschwindigkeitsabhängig zu realisieren. Das Konzept ist in Bild 1.5 zu sehen. Zu diesem Zweck wird eine hydraulisch versorgte Rückwirkeinheit (1) in das Drehschie-

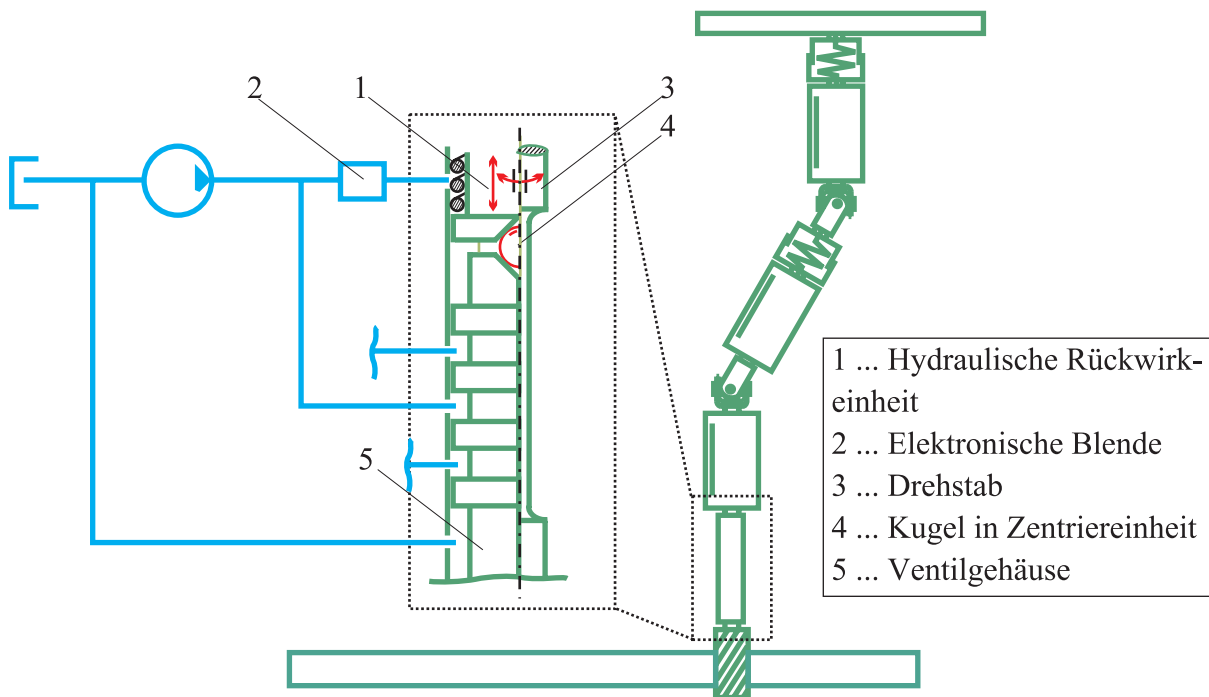


Bild 1.5: Schematische Darstellung eines Drehschieberventils mit hydraulischer Rückwirkeinheit zur geschwindigkeitsabhängigen Beeinflussung des Fahrerhandmoments (Konzept von ZF Lenksysteme GmbH [10])

berventil integriert und mit dem Druck zwischen Pumpe und Lenkventil, dem so genannten *Umlauf-* bzw. *Systemdruck* beaufschlagt. Da in der Versorgungsleitung der Rückwirkeinheit zusätzlich eine elektronisch gesteuerte Blende (2) verbaut ist, kann an dieser Stelle ein Druckabfall erzeugt und damit der Druck in der Rückwirkkammer entsprechend beeinflusst werden. Die Ansteuerung der Blende erfolgt in der Regel geschwindigkeitsabhängig, wobei mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit die Blende immer weiter geöffnet wird und damit der volle Umlaufdruck in der Rückwirkkammer wirksam wird. Der Kolben der Rückwirkein-

heit ist radial fest und axial verschieblich mit dem Drehstab gekoppelt und muss somit bei einer Verdrehung des Drehstabes aufgrund der angeschrägten Kugelführung (4) gegen den Kammerdruck verschoben werden. Durch Ansteuerung der elektronisch geregelten Blende kann somit der Lenkwiderstand für den Fahrer beeinflusst werden. Bei Systemausfall ist die Blende voll geöffnet, so dass der Fahrer dann die maximale Lenkungsrückmeldung erhält.

Im folgenden wird eine Auswahl aus den zahlreichen Veröffentlichungen über konventionelle Servolenkungssysteme vorgestellt, die für die vorliegende Arbeit von besonderer Bedeutung sind. Relevant sind vor allem Veröffentlichungen, welche die simulative Untersuchung des Gesamtsystems bzw. von Lenksystem-Teilkomponenten behandeln, da im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein detailliertes Simulationsmodell eines hydraulischen Lenksystems erstellt werden soll und aus der Literatur gewonnene Erkenntnisse bezüglich der erforderlichen Modellgenauigkeit für verschiedene Simulationserfordernisse in den Modellbildungsprozess einfließen sollen. Ebenfalls interessant sind Analysen des Lenksystems im Gesamtfahrzeugkontext.

Untersuchungen des kompletten Lenksystems im Zeitbereich findet man z.B. bei [11], [12], [13], [14], [15], [16], [17], [18], [19] und [20]. Besonders hervorzuheben sind hier die Arbeiten von Ulrich [16] und Rösth [20], die sich in den zitierten Veröffentlichungen neben der Modellierung des Lenksystems darüber hinaus auch mit der Integration des Servolenkungsmodells in ein virtuelles Gesamtfahrzeug befassen.

Die Validierung und Parametrierung der Servolenkungsmodelle erfolgt anhand des Vergleichs mit Prüfstandsmessungen bzw. anhand von Messwerten aus Fahrversuchen. Dabei fällt auf, dass Validierungsergebnisse für Lenkvorgänge mit hohen Lenkwinkelgeschwindigkeiten, bei denen die Leistungsgrenze der Hydraulikunterstützung erreicht wird und das Fahrerhandmoment sehr stark ansteigt, in der vorliegenden Literatur nur bei Meitinger [15] zu finden sind, wobei die Validierungsergebnisse hier eine erhebliche Abweichung zwischen Messung und Simulation aufweisen. Umfangreichere Aussagen - insbesondere auch über das Fahrerhandmoment - wären hier bei der Analyse hochdynamischer Lenkvorgänge (z.B. Parkieren, schnelles Ausweichen) von großem Interesse. Ebenfalls werden in keiner dem Autor bekannten Veröffentlichung detaillierte Simulationsanalysen des von der Hydraulikversorgung des Lenksystems geförderten Hydraulikölstroms gezeigt - starke Schwankungen des Umlaufdrucks können jedoch signifikante Pulsationen im Ölvolumenstrom verursachen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit können an diesen Stellen weitere Erkenntnisse präsentiert werden.

Neben der Gesamtsystemmodellierung wird auch die Betrachtung von Lenksystem-Teilkomponenten in der Literatur behandelt. Birsching [21] zum Beispiel präsentiert eine detaillierte Analyse des Servolenkungsventils und untersucht insbesondere den so genannten *Blendenbeiwert*, mit dem der Strom über die Öffnungen des Servolenkungsventils berechnet werden kann.

Analytische Systembetrachtungen für den Hochdruckschlauch zwischen Lenkventil und Servopumpe, den so genannten *Dehnschlauch*, wurden von Matsunaga et al. in [22] durchgeführt, wobei hier ausgehend von einem Modell des Lenksystems mit Dehnschlauch anhand von Parametervariationen günstige Dehnschlauchkonfigurationen aufgezeigt werden, um selbstinduzierte Druckpulsationen bei schnellen Lenkvorgängen zu vermeiden.

Ebenfalls mit der Kompensation von Druckpulsationen im Servolenkungssystem befasst sich die Arbeit von Verkoyen et al. [23]; hier wird das so genannte Lenkungsklappern untersucht, das beim Überfahren einer Bodenunebenheit während einer Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit auftreten kann und durch Kavitation (schnelles Ausgasen der im Servofluid eingeschlossenen Luft) verursacht wird. Das Kavitationsphänomen entsteht aufgrund von Unterdruck in der vom Lenkungsventil wegführenden Ölleitung. Als Abhilfe wird die Integration einer Blende in diese Leitung vorgeschlagen, um die Entstehung des Unterdruckes zu vermeiden.

Sensitivitätsanalysen für das gesamte Lenkungssystem werden von Pfeffer in [24] durchgeführt, wobei zur Sensitivitätsanalyse verschiedene Systemparameter der Lenkung variiert werden. Da die Analyse im Gesamtfahrzeugkontext erfolgt, wird auch der Einfluss von Variationen in verschiedenen Fahrzeugparametern (z.B. Spur, Schräglaufsteifigkeit) untersucht. Es zeigt sich, dass die Reibungen und Elastizitäten im Lenksystem für die Analyse von Lenkmoment und Fahrzeugreaktion die größte Bedeutung haben.

Die bisher präsentierten Untersuchungen behandeln fast ausschließlich das Verhalten des Lenksystems im Zeitbereich; werden Analysen im Frequenzbereich durchgeführt, so dient als Grundlage fast immer ein im Arbeitspunkt linearisiertes Differentialgleichungssystem, das die Systemdynamik der Servolenkung beschreibt. Ausschließlich in [9] und [25] wurde bisher eine detaillierte lineare Analyse des Servolenksystems durchgeführt. In diesen Arbeiten wird das Servolenkungssystem nicht nur für einen Arbeitspunkt linearisiert, sondern für mehrere während des Systembetriebs auftretende Arbeitspunkte. Es wird dabei gezeigt, dass der jeweilige Arbeitspunkt durch die Verdrehung des Drehstabes und die Verfahrgeschwindigkeit des Hydraulikzylinders definiert werden kann. Ausgehend von der arbeitspunktabhängigen Linearisierung wird anschließend das Übertragungsverhalten des Lenksystems untersucht und diskutiert.

Im folgenden werden die Konzepte vorgestellt, bei denen das zum Lenken des Fahrzeugs erforderliche Lenkmoment mit mechatronischen Aktoren erzeugt bzw. das Fahrerhandmoment überlagert werden soll.

1.2.2.2 Servolenkung mit aktivem Drehschieberventil

Für die Überlagerung des Fahrerhandmoments mit dem in diesem Abschnitt präsentierten Konzept wird das bereits zuvor erläuterte Drehschieberventil so modifiziert, dass der bisher mechanisch-hydraulisch geschlossene Positionsregelkreis des Lenksystems überlagert wird. Aus der Literatur sind verschiedene Ausführungsformen bekannt, die sich in der Art unterscheiden, in der das Überlagerungsmoment erzeugt wird.

Das Konzept der Firma ZF Lenksysteme GmbH ist in Bild 1.6 abgebildet. Dieses baut auf einer Modifikation des Servotronicventils aus Bild 1.5 auf. Der Rückwirkkolben wird in diesem Fall jedoch nicht durch eine Zentriereinheit mit angeschrägten Kugelführungen verschoben; stattdessen ist der Rückwirkkolben als hydraulischer Servomotor (2) ausgeführt, der in beide Richtungen verschiebbar ist und über eine Schrägverzahnung (5) mit dem Ventilschieber (1) und über eine Geradverzahnung (3) mit dem Ventilgehäuse (4) verbunden ist. Eine axiale Verschiebung des Servomotorkolbens erzeugt demnach eine Relativverdrehung zwischen Ventilschieber und Ventilgehäuse. Versorgt wird der Servomotor über ein exter-

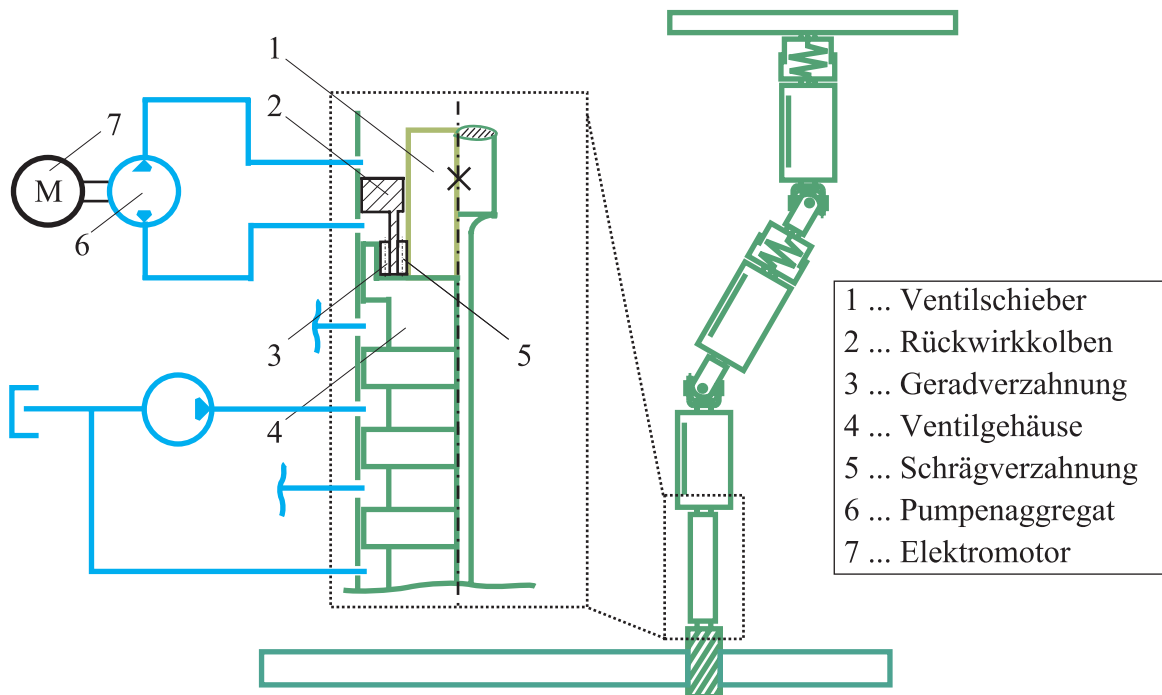


Bild 1.6: Schematische Darstellung eines aktiven Drehschieberventils der Firma ZF Lenksysteme GmbH [26]

nes, elektromotorisch betriebenes Pumpenaggregat (6, 7), das über eine drehzahlregelte Versorgung des hydraulischen Servomotors sicher stellt, dass das Fahrerhandmoment wie gewünscht überlagert werden kann.

Eine andere Ausführung einer hydraulischen Rückwirkeinheit zur Überlagerung des Fahrerhandmoments ist in Bild 1.7 zu sehen. Diese Lösung wurde von der Firma ThyssenKrupp Presta SteerTec GmbH zum Patent angemeldet. Hier sind im Ventil zwei Rückwirkräume

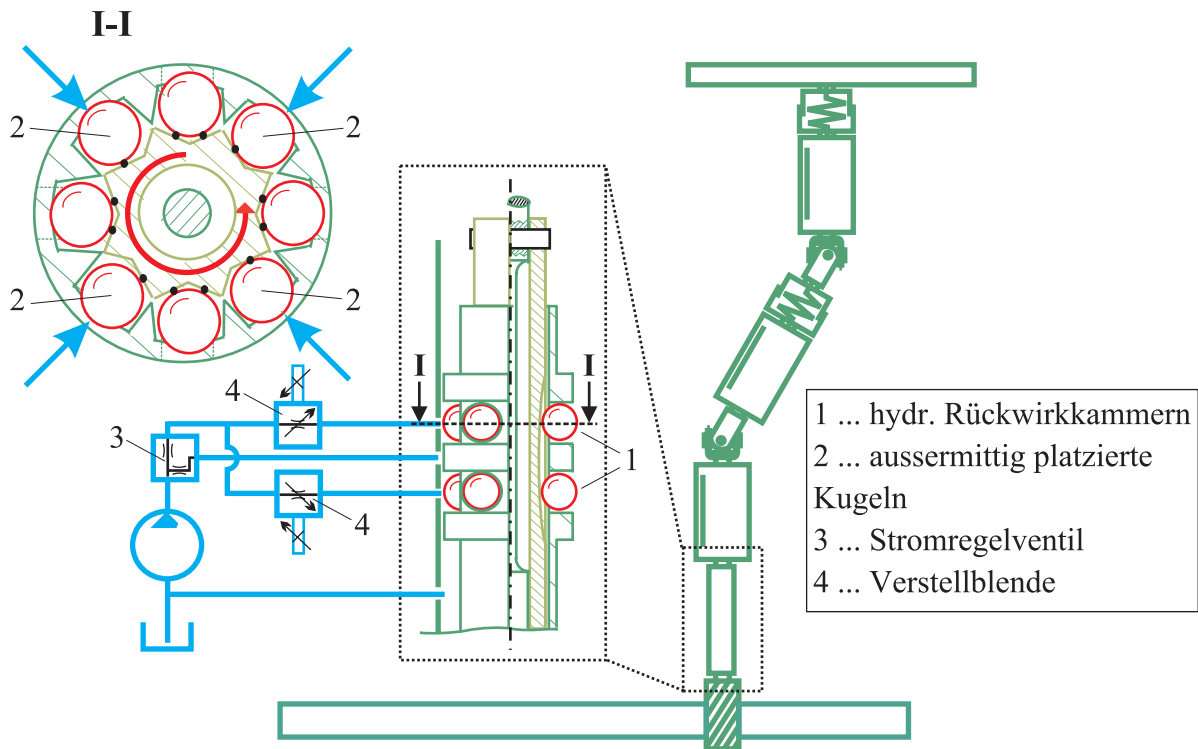


Bild 1.7: Schematische Darstellung eines aktiven Drehschieberventils gemäß einem Konzept der Firma ThyssenKrupp Presta SteerTec GmbH [27]

(1) angebracht, in denen Kugeln an angeschrägten Flächen anliegen. Da ein Teil der Kugeln aussermittig an den Rückwirkflächen anliegen (2), kann durch Druckbeaufschlagung der Rückwirkräume ein Drehmoment erzeugt werden, welches abhängig vom Rückwirkraum in die eine oder in die entgegengesetzte Richtungen wirkt. Versorgt werden kann die Momentenüberlagerungseinheit zum Beispiel aus dem Hydraulikkreislauf des Servolenksystems. Zu diesem Zweck wird über parallelgeschaltete Blenden (3) ein Teil des Hauptölstroms abgezweigt und über elektronisch geregelte Verstellblenden (4) in die Rückwirkräume geleitet.

Das letzte hier vorgestellte Konzept zur Überlagerung des Fahrerhandmoments mit einem aktiven Drehschieberventil verwendet - anders als die zuvor gezeigten Konzepte - einen Elektromotor zur Verdrehung des Ventilgehäuses relativ zum Ventilschieber. Ein Beispiel für ein derartiges Konzept ist in Bild 1.8 zu sehen. Ein Problem bei diesem Konzept ist allerdings, dass der Elektromotor beim Lenken des Fahrzeugs nicht mitgedreht werden kann, da er fest mit dem Lenkgetriebe verbunden ist; deshalb muss das Ventilgehäuse über den Elektromotor auch während des normalen Lenkvorgangs sehr genau relativ zum Ventilschieber positioniert werden können, um die Erzeugung einer unerwünschten Überlagerung des Fahrerhandmo-

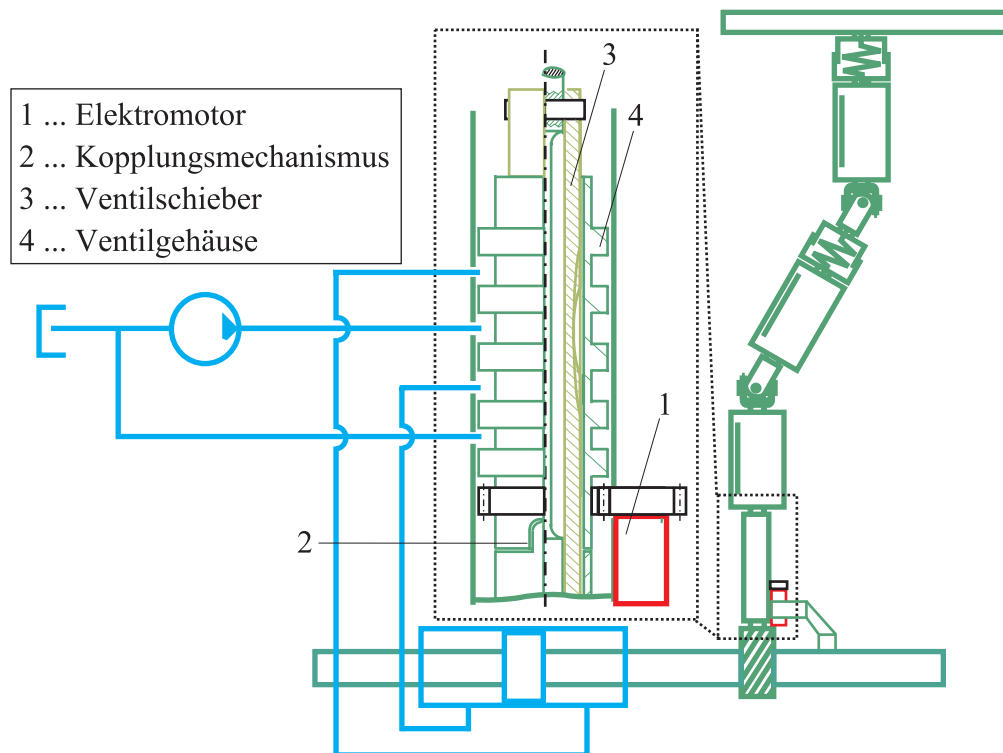


Bild 1.8: Aktives Drehschieberventil gemäß einem Konzept der Firma TRW Automotive GmbH [28]

ments zu vermeiden. Im Konzept in Bild 1.8 wird dieses Problem dadurch gelöst, dass das Ventilgehäuse über einen (elastischen) Kopplungsmechanismus (2) in der Neutrallage zentriert wird, wenn der Elektromotor nicht bestromt wird.

Wie gerade gezeigt, sind vor allem aus Patentschriften zahlreiche Möglichkeiten zur Umsetzung des Konzepts eines aktiven Drehschiebers bekannt. Zur Ansteuerung der Aktorik gibt es allerdings bisher lediglich drei dem Autor bekannte Veröffentlichungen von Rösth. Diese befassen sich mit der Regelung eines aktiven Drehschieberventils mit Elektromotor zur Verdrehung von Ventilschieber und Ventilgehäuse ([29], [30], [25]).

Dabei werden von Rösth Regelkonzepte zur Überlagerung des Fahrerhandmoments bzw. zur Lageregelung des Lenkwinkels mit einem derartigen aktiven Drehschieber präsentiert.

Im folgenden wird ein weiteres Konzept zur aktiven Lenkmomentenerzeugung vorgestellt.

1.2.2.3 Servolenkung mit externem Proportionalventil

Bei dem in diesem Kapitel präsentierten Konzept einer aktiven hydraulischen Servolenkung mit externem Proportionalventil wird der hydraulisch-mechanische Regelkreis des Servolenksystems nicht mehr wie bisher gesehen überlagert, sondern komplett aufgetrennt und durch einen elektronischen Regelkreis ersetzt.

Das Fahrerhandmoment wird über eine Drehmomentenmesswelle in der Lenksäule gemessen und abhängig von dem gemessenen Fahrerhandmoment kann mit einem externen Ventilblock (z. B. ein 4/3-Wegeventil für den kompletten Zylinder [31], [32], [33], [34] bzw. ein 3/2-Wegeventil je Zylinderkammer [35], [36]) der hydraulische Unterstützungsdruck erzeugt werden. Natürlich kann durch die elektronisch geschlossene Regelschleife auch das Fahrerhandmoment überlagert oder komplett ersetzt werden. Dieses Konzept weist im Prinzip die gleiche Funktionsweise auf, wie eine elektromechanische Servolenkung mit Elektromotor am Lenkgetriebe [4] - lediglich die Erzeugung der Lenkunterstützung erfolgt in diesem Fall hydraulisch.

In Bild 1.9 sind zwei unterschiedliche Ausführungsformen einer aktiven hydraulischen Servolenkung mit externem Proportionalventil zu sehen. Unterschieden sich die bisher präsentierten Ausführungsbeispiele für aktive Drehschieberlenkungen in der Art, in der die Überlagerung der Ventilverdrehung erzeugt wurde, so können die Unterschiede bei Servolenkungen mit externem Proportionalventil grundlegender sein. Bei allen bisher präsentierten Servolenkungen handelte es sich um so genannte *Open-Center-Lenkssysteme*. Dies bedeutet, dass die Ventile eine offene Mitte besitzen und mit einem konstanten Volumenstrom versorgt werden. Befindet sich das Ventil in Mittelstellung, so wird das Hydrauliköl über die Steuerecken des Ventils zurück in den Tank gepumpt. Auf diese Weise wird natürlich während lenkmomentenfreier Geradeausfahrt Verlustleistung produziert, die den Kraftstoffverbrauch

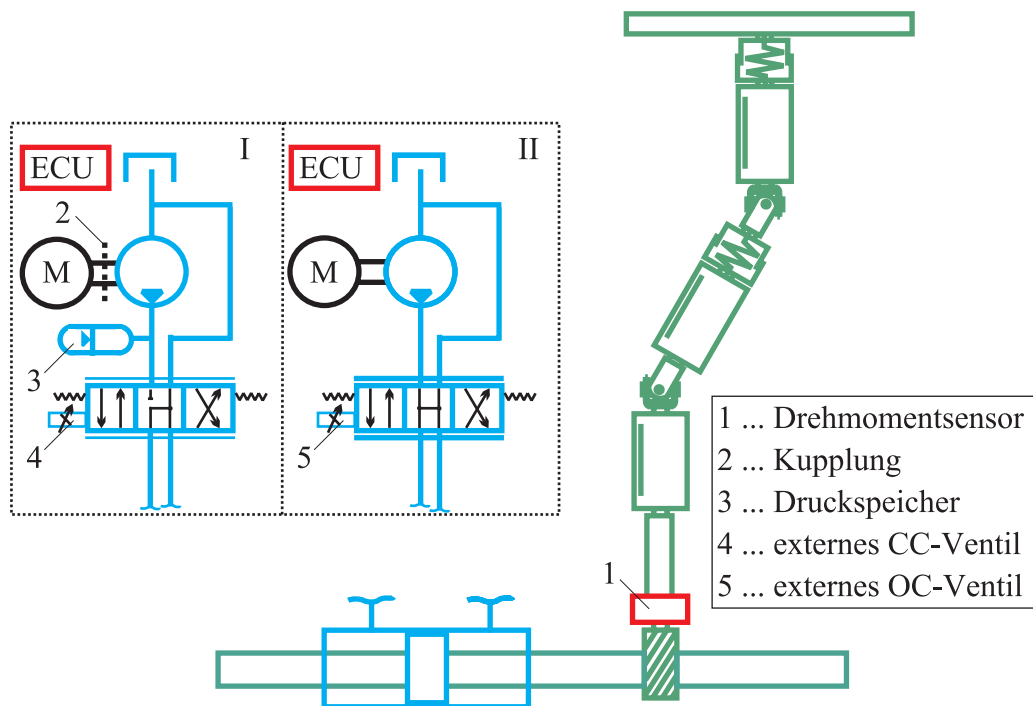


Bild 1.9: Servolenkung mit externem Proportionalventil in Closed-Center-Ausführung (I) bzw. als Open-Center-System (II)

tierten Ausführungsbeispiele für aktive Drehschieberlenkungen in der Art, in der die Überlagerung der Ventilverdrehung erzeugt wurde, so können die Unterschiede bei Servolenkungen mit externem Proportionalventil grundlegender sein. Bei allen bisher präsentierten Servolenkungen handelte es sich um so genannte *Open-Center-Lenkssysteme*. Dies bedeutet, dass die Ventile eine offene Mitte besitzen und mit einem konstanten Volumenstrom versorgt werden. Befindet sich das Ventil in Mittelstellung, so wird das Hydrauliköl über die Steuerecken des Ventils zurück in den Tank gepumpt. Auf diese Weise wird natürlich während lenkmomentenfreier Geradeausfahrt Verlustleistung produziert, die den Kraftstoffverbrauch

des Fahrzeugs erhöht. Ein Beispiel für ein Open-Center-Lenkensystem ist im rechten Teil von Bild 1.9 zu sehen.

Die Verlustleistung des Lenksystems und damit der Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs können reduziert werden, indem das Servoventil so ausgelegt wird, dass die Steuerkanten des Lenksystems in Nullstellung geschlossen sind (\rightarrow *Closed-Center-Lenkensystem*). Allerdings kann dann kein konstanter Volumenstrom gefördert werden, sondern die Pumpe wird so angesteuert, dass zwischen Lenkventil und Pumpe ein konstanter Druck herrscht. Ein Druckspeicher sorgt dafür, dass Druckschläge, die insbesondere beim Auslenken des Ventils aus der Mittenstellung auftreten, abgepuffert werden. Im linken Teil von Bild 1.9 ist ein Beispiel für ein derartiges hydraulisches Servolenksystem mit externem Proportionalventil in Closed-Center-Bauweise zu sehen.

Die Analyse und Reglerentwicklung für ein Open-Center-Lenkensystem mit externem Proportionalventil wurde bisher ausschließlich von Klein in [37] behandelt. Hier wird zunächst ein Lenksystem aufgebaut und anschließend am Prüfstand bzw. im Fahrversuch getestet. Der externe Ventilblock besteht in diesem Fall aus einem 4/3-Wege-Proportionalventil, das je nach benötigtem Druck vorgesteuert wird. Die Feineinstellung des Unterstützungsdrucks erfolgt über ein geregeltes, hydraulisch vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil. Zur Reglerauslegung wird zunächst das arbeitspunktabhängige Übertragungsverhalten des Lenksystems aus Prüfstandsversuchen ermittelt und die Übertragungsfunktionen für verschiedene Arbeitspunkte identifiziert. Der Regler wird dann für ein Nominalmodell so erstellt, dass bestimmte Performancekriterien, die über eine H_∞ -Norm definiert sind, erfüllt werden. Die Robustheit des verwendeten Regelkonzeptes bei Abweichungen vom Nominalmodell wird mit dem so genannten *Small-Gain-Theorem* [38] nachgewiesen.

Zur Analyse und Regelung eines Closed-Center-Proportionalventils gibt es zahlreichere Veröffentlichungen - hauptsächlich aus dem Bereich der Landtechnik ([39], [40], [41], [42]), wobei hier vor allem verschiedene Reglertypen (u. a. adaptiv, Fuzzy, Feedforward + PID Feedback, etc.) unter dem Aspekt einer möglichst genauen Lenkungslageregelung getestet werden. Ziel ist es, die Querdynamik eines Traktors bei autonomer Fahrt zu regeln. Aus dem PKW-Bereich sind bisher ausschließlich die Veröffentlichungen von Kemmettmüller et al. ([43], [44]) bekannt, der zur Regelung des Fahrerhandmoments ausgehend von einem Modell des Servolenksystems einen nichtlinearen Regler entwirft und am Prüfstand testet.

1.2.2.4 Direkte Druckbeaufschlagung des Hydraulikzylinders über eine Hydraulikpumpe

Wie schon bei den Servolenksystemen mit externem Proportionalventil, wird auch bei dem in diesem Unterkapitel präsentierten Konzept eines aktiven hydraulischen Lenksystems der hydraulisch-mechanische Lageregelkreis aufgetrennt und durch einen elektronischen Regler

ersetzt.

Der Unterstützungsdruck in den Kammern des Hydraulikzylinders wird in diesem Fall allerdings nicht durch einen externen Ventilblock erzeugt, sondern durch eine reversible Hydraulikpumpe, die in beiden Kammern des Zylinders Druck erzeugen kann und von einem Elektromotor angetrieben wird. Ein Beispiel eines derartigen Systems ist in Bild 1.10 zu sehen.

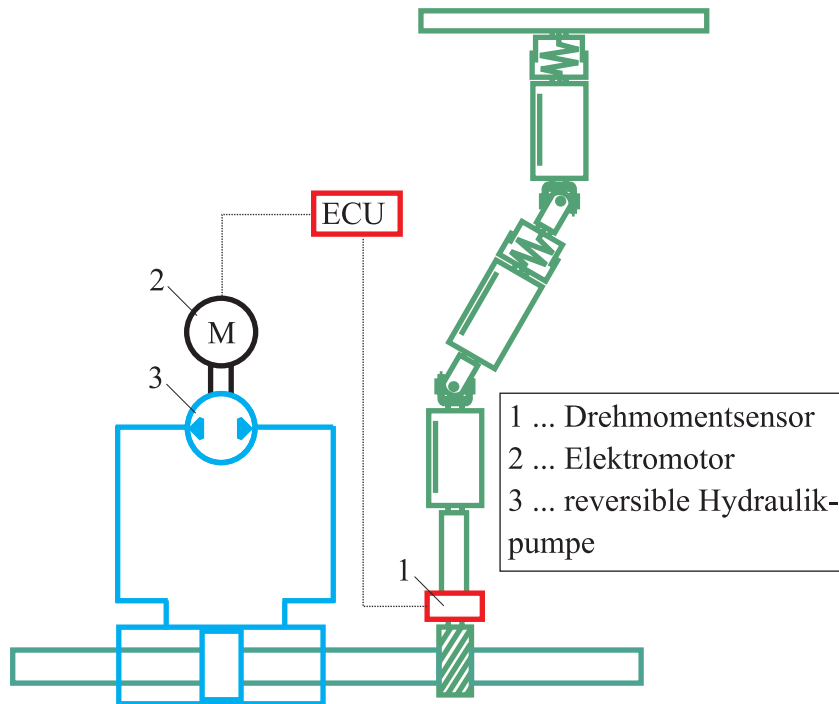


Bild 1.10: Direkte Druckbeaufschlagung über reversibles Pumpenaggregat

Detaillierte, analytische Systemstudien bzw. Veröffentlichungen zur Reglerentwicklung für dieses Konzept sind dem Autor nicht bekannt.

1.2.2.5 Servolenkung mit Elektromotor in der Lenksäule

Die letzte Möglichkeit zur Überlagerung des Fahrerhandmoments besteht in der Integration eines Elektromotors in die Lenksäule, wobei der Elektromotor dann entweder konzentrisch zur Lenksäule (Bild 1.11 links) angeordnet oder über ein Getriebe bzw. einen Riementrieb (Bild 1.11 rechts) mit der Lenksäule verbunden sein kann. Bei konzentrischer Anordnung ist der Rotor des Elektromotors mit der Lenksäule des Fahrzeugs verbunden, während der Stator an der Lenksäulenaufhängung abgestützt wird.

Für beide Systeme gilt, dass die Unterstützung durch die konventionelle hydraulische Servolenkung erhalten bleibt. Zur Überlagerung des Handmoments werden in der Regel bürstenlose Gleichstromservomotoren (BLDC) bzw. permanenterregte Synchronmotoren verwendet.

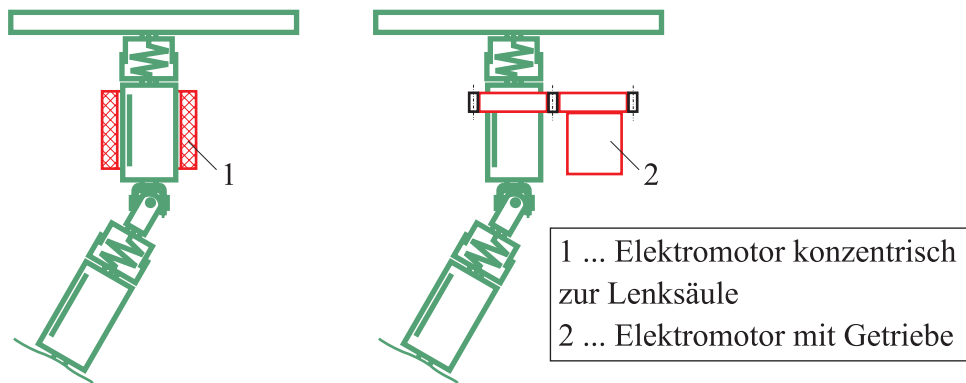


Bild 1.11: Elektromotor konzentrisch zur Lenksäule angeordnet bzw. über ein Getriebe verbunden

Diese unterscheiden sich in der Art, in der die Motorwicklungen bestromt werden. Bei einem BLDC-Motor erfolgt die Versorgung block- bzw. trapezförmig und wird rotorlageabhängig von Wicklung zu Wicklung weitergeschaltet. Permanenterregte Synchronmotoren werden sinusförmig versorgt; bei dieser Motorbauweise bildet sich dadurch ein Drehfeld im Luftspalt, zu dem der Rotor des Elektromotors synchron umläuft. Diese Art der Ansteuerung hat den Vorteil, dass die Welligkeit im erzeugten Drehmoment (\rightarrow *Torque Ripple*) kleiner ist als bei trapezförmiger Versorgung. Da im Rahmen der Arbeit ein derartiger permanenterregter Synchronmotor zum Einsatz kommt, kann diese Bauform in Kapitel 2.1.3 noch genauer erläutert werden.

In einer Veröffentlichung von Groll et al. ([45]) wird der Einsatz eines derartigen konventionellen Servolenksystems mit Elektromotor in der Lenksäule zur Kompensation periodischer Störschwingungen beschrieben. Das Ziel ist die Kompensation von Störeinflüssen im Fahrerhandmoment, die im Bereich zwischen 10 und 15 Hz liegen. Dazu wird das Handmoment über eine Drehmomentenmesswelle erfasst und die hochfrequenten, periodisch auftretenden Anteile des Lenkmoments identifiziert. Der Elektromotor wird dann so betrieben, dass er diese Störschwingungen kompensiert.

Weitere Veröffentlichungen bezüglich konventioneller Hydrauliklenkungen mit Elektromotor in der Lenksäule findet man vor allem im LKW-Bereich, wobei hier vor allem Reglerkonzepte im Hinblick auf eine autonome Fahrzeugführung untersucht werden ([46], [47], [48], [49]). Besonders interessant für die vorliegende Arbeit ist dabei die Veröffentlichung von Hingwe et al. in [49]. Hier wird zunächst ein einfaches, nichtlineares Modell des Servolenksystems mit Elektromotor erstellt und anschließend für den Reglerentwurf linearisiert. Allerdings betont Hingwe, dass die Art der Arbeitspunktlinearisierung und der gewählte Arbeitspunkt noch genauer untersucht werden müssen. (Genau dies erfolgt im Rahmen der vorliegenden Arbeit.) Auf Grundlage des linearen Modells wird dann ein Loop-Shaping-Regler zur Lenkwinkel-Lageregelung entworfen; nachgewiesen wird die Funktionalität des Reglers durch den Einsatz zum autonomen Halten der Fahrspur.

1.2.3 Einteilung und Bewertung der aktiv hydraulischen Konzepte

Dieser Abschnitt behandelt die Einteilung und Bewertung der im Rahmen der Literaturübersicht vorgestellten Konzepte zur aktiven Erzeugung eines Lenkmoments, so dass am Ende des Abschnitts ein Konzept ausgewählt werden kann, das im Rahmen der Arbeit weiter untersucht werden soll.

Die Einteilung der aktiven Servolenksysteme erfolgt dabei nach dem Ort, an dem das Überlagerungsmoment in das Lenksystem eingeleitet wird. Durch den Einleitungsort wird auch das maximale Niveau des aktiven Moments, das zur Überlagerung zur Verfügung steht, festgelegt. Bei einer aktiven Steuerung des Druckes im Hydraulikzylinder spricht man von einem Eingriff auf der *Hochmomentenseite* (externes Proportionalventil bzw. reversibler Pumpenantrieb); wird hingegen das Fahrerhandmoment durch einen Eingriff an der Lenksäule (mit Elektromotor oder aktivem Drehschieber) überlagert, so wird dies als Eingriff auf der *Niedermomentenseite* bezeichnet.

Die Gruppierung und Bewertung der verschiedenen Systeme ist in Bild 1.12 zu sehen. Wie

Gruppierung	Ort der Momentenüberlagerung	Gewichtung	Niedermomentenseite		Hochmomentenseite	
	Konzept zur Überlagerung		aktiver Drehschieber	Elektromotor in der Lenksäule	reversible Pumpe	externes Proportionalventil
Bewertung	Preis	3	++	++	o	--
	Systemdynamik	2	o	++	-	++
	Systemsicherheit	2	+	+	-	--
	Lenkgefühl	3	+	++	-	--
	Akustik	2	o	o	-	+
	Crashsicherheit	2	++	-	+	+
	Bedarf an Zusatzsensorik	1	o	+	-	--
	Energieverbrauch	3	o	o	+	++
	Rangfolge der Konzepte	X		2.	1.	4.

Bild 1.12: Systematische Gruppierung und Expertenbewertung der aktiv hydraulischen Servolenksysteme im Bild dargestellt, werden die Systeme in den Kategorien Preis, Systemdynamik und -

sicherheit, Lenkgefühl, Akustik, Crashesicherheit, Bedarf an Zusatzsensorik sowie Energieverbrauch bewertet, wobei die Bewertungsspanne von „-“ (Kriterium nicht erfüllt $\hat{=}$ 0 Punkte) bis zu „++“ (Kriterium vollständig erfüllt $\hat{=}$ 4 Punkte) reicht. Entsprechend der Bedeutung des jeweiligen Kriteriums erfolgt zusätzlich eine Gewichtung der einzelnen Kriterien von „unbedeutend“ ($\hat{=}$ Multiplikation der Bewertung mit Faktor „1“) bis zu „sehr wichtig“ ($\hat{=}$ Multiplikation mit Faktor „3“). Das in Bild 1.12 gezeigte Bewertungsergebnis entstand anhand der Auswertung von Expertenurteilen durch Lenkungsentwickler.

Insgesamt erweist sich der Elektromotor in der Lenksäule eines konventionellen Servolenksystems für die betrachteten Bewertungskriterien als geeignetste Lösung und soll deshalb im weiteren Verlauf der Arbeit als Beispielsystem für eine aktive hydraulische Servolenkung verwendet werden.

Die im Rahmen der Arbeit anzuwendende Untersuchungsmethodik wird im folgenden Kapitel anhand der Ergebnisse der zuvor präsentierten Literaturstudie festgelegt.

1.3 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Wie aus der Literaturstudie ersichtlich, existieren bereits zahlreiche Veröffentlichungen und Patentanmeldungen über verschiedene Bauformen aktiver hydraulischer Servolenkssysteme sowie einige Strategien zur Regelung dieser Systeme.

Bei einer genaueren Betrachtung der bisherigen Veröffentlichungen fällt allerdings auf, dass der komplette Entwicklungsprozess für ein aktives hydraulisches Servolenksystem von der Modellierung über den virtuellen Assistenzfunktionstest in einem Vollfahrzeugmodell bis hin zum Funktionsnachweis in einem Versuchsfahrzeug bisher nur in Teilen (z.B. in [25] bzw. in [37]) zu finden ist - allerdings in diesen Fällen nicht für eine hydraulische Servolenkung mit Elektromotor in der Lenksäule.

Die Ziele der vorliegenden Arbeit werden deshalb wie folgt formuliert. Für ein aktives hydraulisches Servolenkungssystem mit Elektromotor in der Lenksäule soll untersucht werden, inwieweit der Aufbau einer Entwicklungsumgebung möglich ist, mit der die komplette virtuelle Vorauslegung einer Fahrassistenzfunktion zur Unterstützung des Fahrers bei der Fahrzeugquerführung möglich ist. Als Entwicklungsbeispiel wird die Lageregelung des Lenkwinkels beim Einparken eines Fahrzeugs ausgewählt, wobei zur Erzeugung der Lenkwinkelvorgabe ein bestehendes Parkierassistenzmodul der VW Forschung genutzt werden kann. Zum Zweck der Systemsimulation soll ein Simulationsmodell des Lenksystems erstellt werden, das in der Lage ist auch hochdynamische Lenkvorgänge wie sie beim Parkieren auftreten, möglichst exakt abzubilden. Die Reglerentwicklung soll schließlich auf Grundlage eines reduzierten Systemmodells erfolgen, mit dem auch der Einfluss der durch die Hydraulik bedingten Nichtlinearitäten auf das Systemübertragungsverhalten untersucht werden soll. Da der Reg-

ler ausschließlich für Parkiersituationen entwickelt wird, soll des weiteren eine Vorstudie über den während des Parkierens auftretenden Arbeitsbereich des Lenksystems durchgeführt werden. Weiterhin wird für den Regler gefordert, dass bestimmte Performancekriterien erfüllt werden und dass keine Zusatzsensorik im Lenksystem verbaut werden soll. Zum Test soll der virtuell entworfene Regler in die Systemsimulation integriert und die Regelgüte zunächst in der Simulation und abschließend auch in einem Versuchsfahrzeug demonstriert werden.

In Bild 1.13 ist der Aufbau der vorliegenden Arbeit zu sehen. Wie im Bild dargestellt, ist dieser an den zuvor formulierten Anforderungen ausgerichtet und beginnt mit dem Aufbau eines Simulationsmodells für das zu untersuchende Lenksystem in der Modellierungsumgebung Amesim [50]. Da ein Teil der Modellparameter des Lenksystems nicht aus Datenblättern ent-



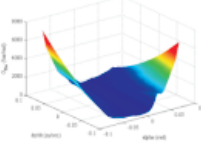


Aufbau der Arbeit				
Modellierung und Parametrierung	Modellvalidierung	Systemanalyse	Reglerentwurf und Systemsimulation	Erprobung im Versuchsfahrzeug
				
<ul style="list-style-type: none"> - Lenkungsmodell - Mechanische Komponenten - Hydraulische Komponenten - Elektromotor - Reglerhardware - Gesamtes Lenkungsmodell - Lenkung in Vollfahrzeugmodell 	<ul style="list-style-type: none"> - Im Versuchsfahrzeug - Versuchsfahrzeugaufbau - Verwendete Fahrmanöver - Validierung Lenksystem - Validierung Gesamtsystem 	<ul style="list-style-type: none"> - Vereinfachtes Systemmodell - Linearisierung des Servosystems - Analyse Übertragungsverhalten 	<ul style="list-style-type: none"> - Anwendungsfall Parkierassistenz - Anpassung Simulationsumgebung - Reglerentwurf - Struktur und Theorie - Reglersynthese - Simulationstest und -ergebnisse 	<ul style="list-style-type: none"> - Aufbau des Versuchsfahrzeugs - Versuche und Ergebnisse

Bild 1.13: Aufbau der vorliegenden Arbeit

nommen bzw. analytisch berechnet werden kann, müssen diese mit Hilfe von Prüfstandsmessungen identifiziert werden. Die zur Parameteridentifikation erforderlichen Schritte werden ebenfalls in diesem Kapitel anhand des im Rahmen der Arbeit verwendeten Lenksystems aus einem Audi A4 exemplarisch beschrieben. Das parametrierte Servolenkungsmodell wird anschließend in ein virtuelles Vollfahrzeugmodell integriert, um das Lenksystem nicht nur im Prüfstandsbetrieb, sondern auch während normaler Fahrsituationen simulieren zu können. Als Fahrzeugmodell kommt das Tool veDyna der Firma Tesis [51] zum Einsatz.

Im nächsten Kapitel wird das Lenksystem anhand von Messungen aus einem Versuchsfahrzeug validiert. Dabei wird zunächst ausschließlich das Lenkungsmodell betrachtet; die an den Systemgrenzen wirkenden Kräfte und Verschiebungen werden aus Messungen entnommen und auf das Modell aufgeschaltet. Zum Abschluss des Kapitels wird die Simulationsgüte bei einer Integration des Lenkungsmodells in die Vollfahrzeugumgebung ebenfalls anhand eines Vergleichs mit Daten aus Fahrversuchen nachgewiesen. In dieser Simulationsumgebung soll schließlich auch der Regler für das aktive Servosystem getestet werden, bevor er in einem Versuchsfahrzeug realisiert wird.

Bevor allerdings mit der Reglerentwicklung begonnen werden kann, müssen die Systemdynamik und insbesondere die durch die Hydraulik verursachten Nichtlinearitäten des Lenksystems genauer untersucht werden. Zu diesem Zweck wird ein vereinfachtes Lenkungsmodell aufgebaut und in Arbeitspunkten linearisiert. Unter Verwendung dieses linearen Systemmodells wird das Übertragungsverhalten des Lenksystems in verschiedenen Übertragungspfaden (z.B. von Lenkmoment zu Lenkwinkel bzw. von Zahnstangenkraft zu Lenkmoment) dargestellt und diskutiert.

Der Regler wird anschließend auf Grundlage des analytisch linearisierten Servolenksystems entworfen; Ziel ist es, den Lenkwinkel des Lenksystems im Zuge eines automatischen Parkiervorgangs so zu regeln, dass das Fahrzeug wie gewünscht in die Parklücke fährt. Zu diesem Zweck wird zunächst die Simulationsumgebung durch die Integration des Parkierassistentenmoduls funktional so erweitert, dass die simulative Realisierung des Parkiervorgangs möglich wird. Wie bereits erwähnt, sollen beim Reglerentwurf verschiedene Performanceanforderungen (z.B. für das Führungsübertragungsverhalten, den Umgang mit Messrauschen, etc.) erfüllt werden; diese werden über eine H_∞ -Norm definiert. Zunächst wird die dem Reglerentwurf zugrunde liegende Theorie erläutert, dann wird das für den Entwurf verwendete Nominalmodell des Lenksystems im Zuge einer Studie des beim Parkieren auftretenden Arbeitsbereichs ausgewählt. Schließlich wird der Regler entworfen und die Reglerperformance in der zuvor entwickelten Simulationsumgebung untersucht.

Zum Abschluss der Arbeit muss nachgewiesen werden, dass der virtuelle Entwicklungsprozess auch in einem realen Versuchsfahrzeug zu einem Regler führt, der den Anforderungen entspricht. Zunächst wird der Aufbau des Versuchsfahrzeugs beschrieben, in dem das Reglerkonzept getestet wird. Um zu zeigen, dass der im Rahmen der Arbeit präsentierte Entwurfsprozess sinnvoll ist, werden anschließend die Ergebnisse des realen Systemtests mit den Simulationsergebnissen aus dem vorherigen Kapitel verglichen.

Den Abschluss der Arbeit bilden eine Zusammenfassung, sowie ein Ausblick wie auf den Ergebnissen der Arbeit aufgebaut werden kann.

2. Modellierung und Modellparametrierung

In diesem Kapitel wird sowohl der Aufbau der Simulationsumgebung zur Analyse des Servolenksystems als auch die Integration in ein veDyna-Vollfahrzeugmodell beschrieben. Da diese Gesamtumgebung letztendlich für den simulativen Test verschiedener Regelkonzepte für aktive hydraulische Servolenksysteme verwendet werden soll, bevor diese in einem Versuchsfahrzeug implementiert werden, wird die Umgebung zunächst unabhängig von den Anforderungen der im Rahmen dieser Arbeit genauer untersuchten Parkierassistentz ausgelegt. Ziel ist es zunächst vielmehr, möglichst alle denkbaren Lenksituationen exakt abzubilden. Zu diesem Zweck soll das Modell insbesondere die hydraulischen Komponenten des Lenksystems detailliert berücksichtigen.

Bei den Komponenten, bei denen dies erforderlich ist, werden auch gleich die zur experimentellen Modellparametrierung erforderlichen Schritte aufgezeigt. Alle zur Parametrierung durchgeführten Messungen wurden auf einem Lenkungsprüfstand der Audi AG durchgeführt.

2.1 Modell des Servolenksystems

Wie in der Einleitung bereits geschildert, handelt es sich bei dem zu modellierenden System um eine konventionelle hydraulische Servolenkung (aus einem Audi A4 3.0l TDI) mit Elektromotor in der Lenksäule. Der Aufbau des konventionellen Servolenksystems wurde bereits in Abschnitt 1.2.2.1 und das um den Elektromotor erweiterte System in Abschnitt 1.2.2.5 beschrieben.

Wie in diesen Abschnitten ebenfalls bereits angesprochen, lässt sich das Servolenksystem in eine mechanische, eine hydraulische und in diesem Fall zusätzlich in eine elektrische Baugruppe unterteilen. Der nächste Abschnitt behandelt die Modellierung der mechanischen Systemkomponenten.

2.1.1 Lenkungsmechanik

In Bild 2.1 ist das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Mechanikmodell des Lenksystems detailliert dargestellt. Wie im Bild zu sehen, ist das Lenksystem über mehrere Schnittstellen mit seiner Umgebung verbunden. Dabei handelt es sich im Detail

- um den Lenkwinkel θ_1 , den der Fahrer zum Lenken des Fahrzeugs vorgibt. Als Rückmeldung erhält er das Handmoment M_H aus dem Lenkvorgang.
- Mit dem vom Elektromotor erzeugten Moment M_M wird das Fahrerhandmoment überlagert bzw. ersetzt.
- Über den Zahnstangenweg z werden die Räder des Fahrzeugs gelenkt; dabei wirkt die Kraft $F_{Zahnst.}$ entgegen der Stellbewegung. Ebenfalls möglich ist das Auftreten unerwünschter Störschwingungen. Diese werden mit F_{stoer} bezeichnet.
- Die von der Hydraulik erzeugte Kraft F_{hyd} unterstützt den Fahrer beim Lenken des Fahrzeugs. Verursacht wird diese Kraft durch die Torsion des Drehstabs α und die damit verbundene Verdrehung des Servoventils.

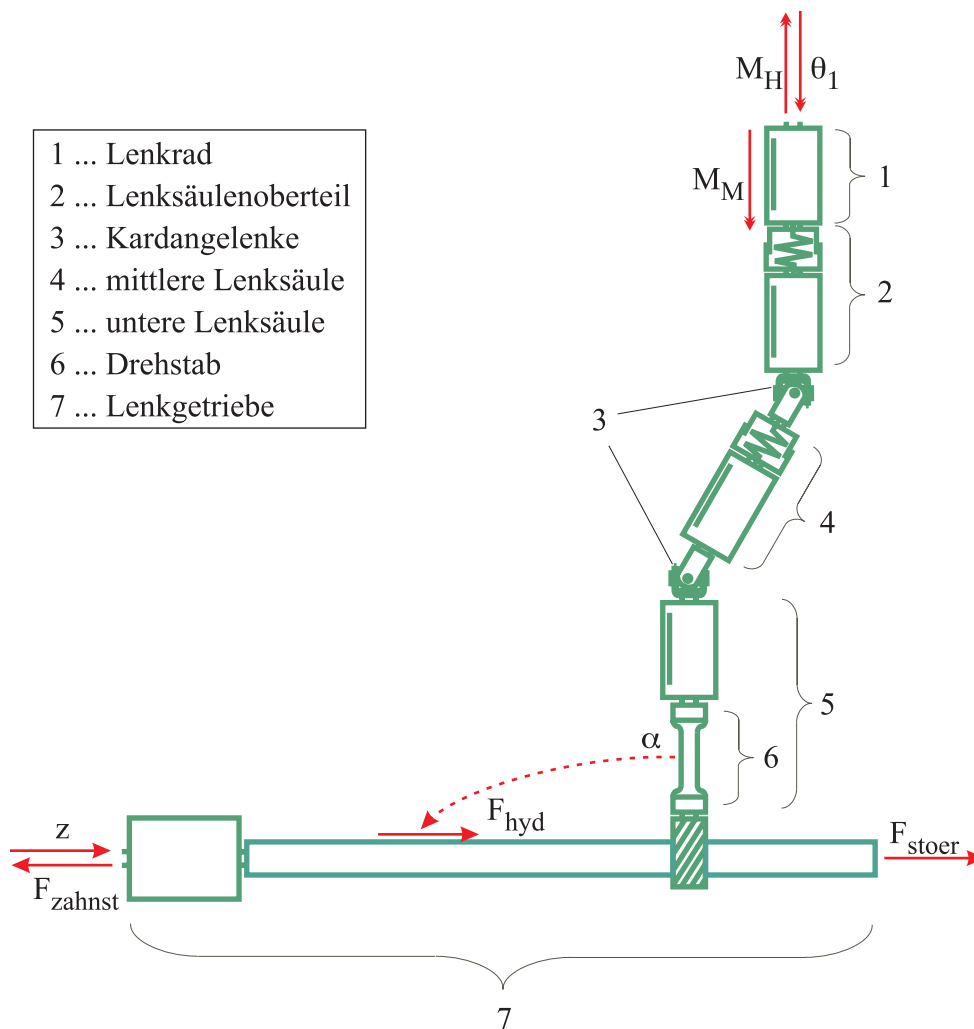


Bild 2.1: Modellierung der Lenkmechanik

Für alle im Bild zu sehenden Komponenten bis auf den Drehstab existieren in Amesim bereits vorgefertigte Komponentenmodelle. Diese müssen deshalb lediglich richtig parametrier-

den; die zur Parametrierung erforderlichen Werte (Drehträgheiten, Federsteifigkeiten, etc.) konnten für das untersuchte Lenksystem aus Datenblättern entnommen werden.

Exemplarisch wird der Aufbau eines mechanischen Komponentenmodells anhand des Drehstabs gezeigt, der in Bild 2.2 mit den Schnittstellen an den Systemgrenzen dargestellt ist. Wie im Bild zu sehen, ist das Komponentenmodell über den Austausch physikalischer Grö-

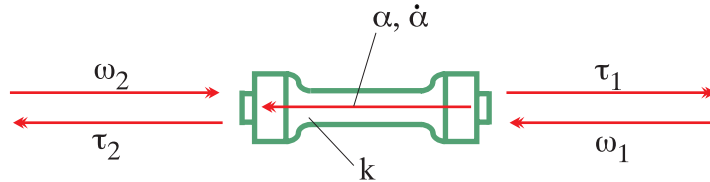


Bild 2.2: Modellierung des Drehstabs

ßen (in diesem Fall Drehmoment τ und Drehzahl ω) mit den angeschlossenen Komponenten verbunden. Zur Parametrierung des Drehstabs ist die Torsionssteifigkeit k erforderlich. Die Verdrehung des Drehstabs und das aufgrund dieser Verdrehung übertragene Drehmoment berechnen sich dann wie folgt:

$$\dot{\alpha} = \omega_1 + \omega_2; \quad (2.1)$$

$$\tau_1 = \tau_2 = k \cdot \alpha + d_V \cdot \dot{\alpha}. \quad (2.2)$$

Soll zusätzlich berücksichtigt werden, dass der Drehstab nur bis zu den maximalen Drehwinkeln $\pm\alpha_{max}$ verdreht werden kann und dann jeweils auf einen Endanschlag trifft, so kann dies über einen sprunghaften Anstieg des zur Torsion des Drehstabs erforderlichen Moments im Endanschlag erfolgen. Gleichung (2.2) wird deshalb folgendermassen angepasst:

$$\tau_1 = \begin{cases} k \cdot \alpha + d_V \cdot \dot{\alpha} & : \quad \alpha \leq |\alpha_{max}| \\ \tau_1 + k_{stop} \cdot \alpha_{+/-} + d_{stop} \cdot \dot{\alpha}_{+/-} & : \quad \alpha > \alpha_{max} \end{cases}. \quad (2.3)$$

Die Anschläge werden dabei als steife Feder-Dämpfer-Systeme mit der Federsteifigkeit k_{stop} , der Dämpfung d_{stop} und dem Einfederweg $\alpha_{+/-} = \alpha - \alpha_{max}$ modelliert.

Da die Torsionssteifigkeit k des Drehstabs nicht bekannt ist, muss sie messtechnisch identifiziert werden. Hierzu wird das Lenkgetriebe des Lenksystems mechanisch blockiert; der Oberteil der Lenksäule wird abgenommen und stattdessen wird ein Elektromotor mit dem Unterteil der Lenksäule und damit direkt mit dem Drehstab verbunden. Über den Elektromotor wird anschließend der Drehstab tordiert; aus dem für die Verdrehung erforderlichen Moment in Abhängigkeit des Verdrehwinkels ergibt sich die Drehstabsteifigkeit.

Da das betrachtete Lenksystem über eine Servotronic-Rückwirkeinheit verfügt, ändert sich der Widerstand gegen die Verdrehung des Drehstabs mit der Bestromung der Blende, die die Versorgung der Rückwirkkammer des Lenksystems kontrolliert (siehe Abschnitt 1.2.2.1).

Deshalb wird die zuvor beschriebene Messung für verschiedene Blendenströme durchgeführt. Die Servotronicfunktion wird in der vorliegenden Arbeit demnach nicht physikalisch exakt modelliert, sondern der Einfachheit halber über die Drehstabkennlinie beschrieben, deren Steigung abhängig von der Bestromung der Rückwirkblende geändert wird.

Mit den parametrisierten Gleichungen (2.1) und (2.3) kann dann das dynamische Verhalten des Drehstabs komplett beschrieben werden. Die Lösung des Differentialgleichungssystems erfolgt in Amesim dabei nicht auf Komponentenebene, sondern wie in Bild 2.3 zu sehen für das Gesamtmodell [52]. Dazu werden bei einer Simulation des Komplettsystems die Kompo-

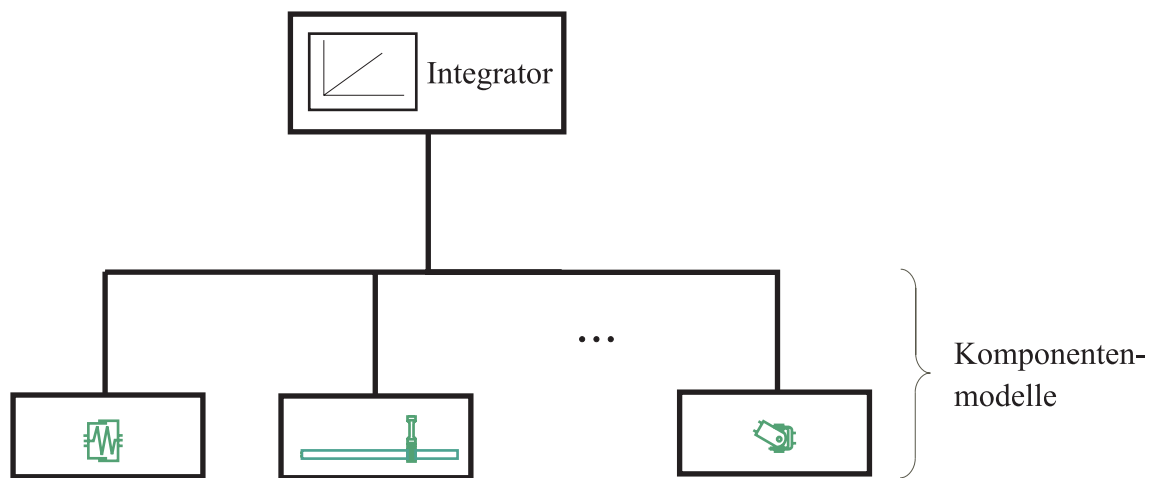


Bild 2.3: Lösung des Amesim-Differentialgleichungssystems

nentenmodelle von Amesim zunächst so sortiert, dass die Berechnung des Komplettsystems für Amesim möglichst effizient ist¹. Anschließend wird die Gesamtsystemsimulation durchgeführt und die Simulationsergebnisse (im Falle des Drehstabs z.B. die Drehstabverdrehung) können angezeigt werden.

Analog zum Beispiel des Drehstabs erfolgt die Modellierung der hydraulischen Komponenten des Lenksystems im nächsten Abschnitt.

2.1.2 Lenkungshydraulik

Wie in der Einleitung bereits beschrieben, besteht der hydraulische Teil des Lenksystems aus einem Hydraulikzylinder, einem Drehschieberventil, verschiedenen Schläuchen und einer Pumpe zur Versorgung des Lenksystems. Die Pumpe wird im Fall des untersuchten Lenksystems über einen Riementrieb vom Verbrennungsmotor des Fahrzeugs angetrieben.

¹Da es sich bei Amesim um ein kommerzielles Programm handelt, ist es nicht möglich nachzuvollziehen, wie diese Sortierung erfolgt.

Im folgenden werden zunächst die zur Modellierung und Parametrierung des Drehschieberventils erforderlichen Schritte beschrieben.

2.1.2.1 Modellierung des Drehschieberventils

In Bild 2.4 ist sowohl das Drehschieberventil, als auch eine schematische Darstellung der sogenannten *Wheatstone-Brückenschaltung* zu sehen, welche die elektrische Analogie zum hydraulischen Drehschieberventil darstellt [53]. Über das Drehschieberventil wird der Druck im

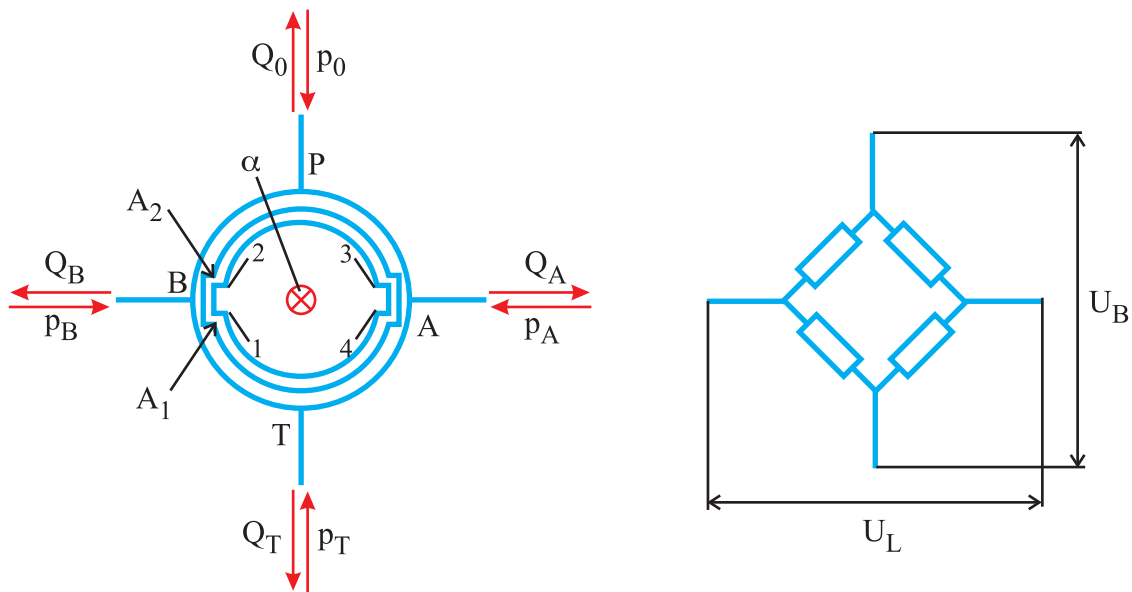


Bild 2.4: Drehschieberventil des Servolenksystems und elektrische Wheatstone-Brücke

Hydraulikzylinder aufgebaut, der den Fahrer beim Lenken des Fahrzeugs unterstützt. Hierzu wird das Ventil von einer Pumpe mit Hydrauliköl versorgt (Anschluss P). Die Anschlüsse A und B sind mit den Kammern des Hydraulikzylinders verbunden und über den Anschluss T kann das Öl wieder in den Tank zurückströmen. Genau wie die Wheatstone-Brücke verfügt auch das Drehschieberventil über vier Widerstände. Diese werden im Fall des Ventils durch die im Bild mit 1 bis 4 bezeichneten Öffnungen gebildet, über die das Öl fließen muss. Die Öffnungen werden die *Steuerkanten* des Ventils genannt und die vom Öl überströmten Steuerkantenquerschnitte werden mit A_1 (für Steuerkanten 1 und 3) bzw. A_2 (für Steuerkanten 2 und 4) bezeichnet. Wie aus dieser Notation bereits ersichtlich, wird davon ausgegangen, dass gegenüberliegende Steuerkanten gleiche Flächen aufweisen; zusätzlich wird für das vorliegende Ventil angenommen, dass aneinander angrenzende Steuerkanten symmetrisch sind. Dabei sind die Steuerkantenquerschnitte Funktionen der Verdrehung α_V des Drehschieberventils. In der Einleitung der Arbeit wurde bereits darauf hingewiesen, dass das Ventil im Bereich des Drehstabs montiert ist und dass der Ventilschieber fest mit dem Oberteil der

Lenksäule verbunden ist, während das Ventilgehäuse fest mit dem unteren Teil der Lenksäule verbunden ist. Die Verdrehung des Drehschieberventils entspricht somit der Torsion α des Drehstabes. Die Aussagen dieses Absatzes können mit den Gleichungen (2.4)-(2.6) zusammengefasst werden:

$$\alpha_V = \alpha, \quad (2.4)$$

$$A_1(\alpha) = A_3(\alpha), \quad A_2(\alpha) = A_4(\alpha), \quad (2.5)$$

$$A_1(\alpha) = A_2(-\alpha). \quad (2.6)$$

Die Volumenströme über die Steuerkanten des Ventils (Q_1 bis Q_4) können dann gemäß [54] wie folgt berechnet werden ($\hat{\sqrt{\cdot}} = \text{sgn}(\cdot)\sqrt{|\cdot|}$):

$$Q_1 = C_d A_1(\alpha) \hat{\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_B - p_T)}}, \quad (2.7)$$

$$Q_2 = C_d A_2(\alpha) \hat{\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p_B)}}, \quad (2.8)$$

$$Q_3 = C_d A_1(\alpha) \hat{\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p_A)}}, \quad (2.9)$$

$$Q_4 = C_d A_2(\alpha) \hat{\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_A - p_T)}}. \quad (2.10)$$

Dabei werden mit p_0 und p_T die Drücke zwischen Pumpe und Ventil bzw. zwischen Ventil und Tank bezeichnet; p_A und p_B sind die Drücke in den Kammern des Hydraulikzylinders. Des weiteren wird mit ρ die (temperatur- und druckabhängige) Dichte des Hydrauliköls bezeichnet und mit C_d der so genannte *Blendenbeiwert* - ein Vorfaktor, der alle Verluste beschreibt, die beim Durchströmen des Ventils anfallen [55] und der üblicherweise einen konstanten Wert zwischen 0,6 und 0,8 besitzt. Dies gilt allerdings nur für turbulente Strömungssituationen; ist die Strömung hingegen laminar, so nähert sich der Blendenbeiwert diesem konstanten Wert mit zunehmenden Turbulenzgrad linear von Null her an. Eine Aussage über den Strömungszustand kann z.B. mit der so genannten *Reynoldszahl* Re getroffen werden [56]. Je größer der Wert der Reynoldszahl, desto turbulenter ist die Strömung. Da die Berechnung der Reynoldszahl und damit des Blendenbeiwerts in der ausgewählten Simulationsumgebung bereits implementiert ist, wird der Berechnungsgang an dieser Stelle nicht genauer erläutert, sondern auf die Ausführungen in [57] verwiesen.

Über eine Bilanz der Volumenströme Q_1 bis Q_4 lassen sich dann die Volumenströme in das Ventil bzw. vom Ventil zum Tank (Q_0 und Q_T) und in die Kammern des Hydraulikzylinders (Q_A und Q_B) berechnen:

$$Q_0 = -(Q_2 + Q_3), \quad (2.11)$$

$$Q_T = Q_1 + Q_4, \quad (2.12)$$

$$Q_B = Q_2 - Q_1, \quad (2.13)$$

$$Q_A = Q_3 - Q_4. \quad (2.14)$$

Um das Ventilmodell parametrieren zu können, müssen die Steuerkanten des Ventils messtechnisch ermittelt werden. Dazu wird der folgende, in Bild 2.5 zu sehende Messaufbau verwendet. Wie schon bei der Messung der Drehstabsteifigkeit wird das Lenkgetriebe blockiert und der Unterteil der Lenksäule über einen Elektromotor verdreht. Das zum Verdrehen erforderliche Moment und der Verdrehwinkel α werden aufgezeichnet. Ebenfalls aufgezeichnet

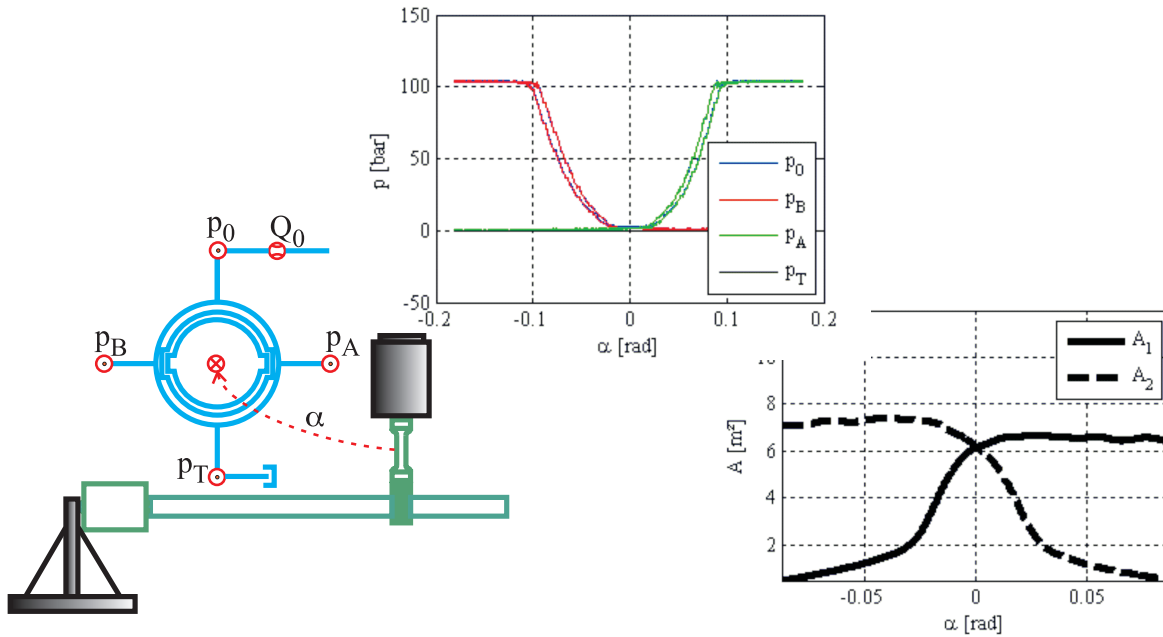


Bild 2.5: Messung der Steuerkanten des Drehschieberventils

werden die Drücke in den vier Anschlussleitungen des Ventils, sowie der Volumenstrom Q_0 . Wird zusätzlich berücksichtigt, dass bei dem verwendeten Messaufbau Q_A und Q_B Null sind, so ergibt sich mit den Gleichungen (2.7) bis (2.14) für die Steuerkantenflächen in Abhängigkeit der Ventilverdrehung

$$A_1(\alpha) = -\frac{Q_0}{C_d \cdot \left(\sqrt{p_B(\alpha) - p_T(\alpha)} + \sqrt{p_0(\alpha) - p_A(\alpha)} \right)} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2}}, \quad (2.15)$$

$$A_2(\alpha) = -\frac{Q_0}{C_d \cdot \left(\sqrt{p_A(\alpha) - p_T(\alpha)} + \sqrt{p_0(\alpha) - p_B(\alpha)} \right)} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2}}. \quad (2.16)$$

Für die Auswertung der Messung wird dabei eine turbulente Strömung angenommen. Der Blendenbeiwert in (2.15) und (2.16) ist somit konstant. Ebenso wird die Dichte der Hydraulikflüssigkeit als konstant betrachtet. Dass diese vereinfachenden Annahmen zulässig sind, kann anhand der Qualität der Validierungsergebnisse des nächsten Kapitels nachgewiesen werden. In Bild 2.5 sind die während einer Messung aufgezeichneten Drücke, sowie die auf

Grundlage dieser Messungen berechneten Steuerkantenfunktionen zu sehen.

An dieser Stelle muss des weiteren darauf hingewiesen werden, dass insbesondere die Bestimmung der sich öffnenden Steuerkantenquerschnitte schwierig ist. Dies lässt sich anhand der Gleichungen (2.15) und (2.16) dadurch erklären, dass bei sich öffnender Steuerkante der Nenner der jeweiligen Gleichung sehr klein wird und dass deshalb Messrauschen bzw. die Messgenauigkeit der verwendeten Sensoren einen großen Einfluss auf das Berechnungsergebnis haben. Allerdings ist für den Druckaufbau im Lenksystem der Widerstand an der sich schließenden Steuerkante entscheidend. Hier kann bis zu dem Bereich, in dem der Umlaufdruck des Versuchsaufbaus durch ein Begrenzungsventil beschränkt wird eine genaue Bestimmung der Steuerkantenquerschnitte erfolgen. Im bzw. kurz vor dem Druckbegrenzungsbereich des Versuchsaufbaus ist die analytische Berechnung der Steuerkantenfunktionen dann nicht mehr möglich, da ein Teil des von der Pumpe geförderten Volumenstroms über ein Druckbegrenzungsventil abfließt und somit der für die Berechnung benötigte, in das Ventil fließende Ölstrom nicht mehr bekannt ist. In diesen Bereich werden die Steuerkantenfunktionen deshalb unter Berücksichtigung der vorherigen Berechnungsergebnisse so verlängert, dass simulative Vergleiche zwischen Modell und Messung (siehe Kapitel 3) auch für diesen Steuerkantenbereich möglichst gute Ergebnisse aufweisen.

Im folgenden wird das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Simulationsmodell des Hydraulikzylinders gezeigt.

2.1.2.2 Arbeitszylinder

Der Druckaufbau im Arbeitszylinder (Bild 2.6) wird durch die Volumenströme Q_A und Q_B verursacht, die vom Drehschieberventil in den Zylinder fließen. Zusätzlich muss bei der Be-

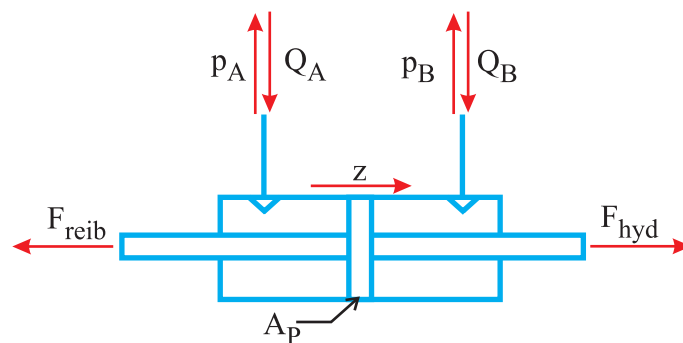


Bild 2.6: Hydraulikzylinder im Lenkgetriebe

rechnung des Druckaufbaus im Zylinder der Volumenstrom berücksichtigt werden, der sich aufgrund der Bewegung des Zylinderkolbens mit Kolbenfläche A_P ergibt. Die Kammern des Zylinders können als hydraulische Kapazitäten [54] betrachtet werden; der Druckaufbau und

die aus der Druckdifferenz resultierende Kraft F_{hyd} berechnen sich dann wie folgt:

$$\dot{p}_A = \frac{E}{\frac{1}{2}V_{Zyl} + A_P z} (Q_A - A_P \dot{z}), \quad (2.17)$$

$$\dot{p}_B = \frac{E}{\frac{1}{2}V_{Zyl} - A_P z} (Q_B + A_P \dot{z}), \quad (2.18)$$

$$F_{hyd} = (p_A - p_B)A_P - F_{reib}. \quad (2.19)$$

Wie in Gleichung (2.19) zu sehen, wird bei der Berechnung der hydraulischen Unterstützung gleich berücksichtigt, dass diese durch die Reibung im Lenkgetriebe vermindert wird. Das Reibungsverhalten muss experimentell identifiziert werden; der verwendete Versuchsaufbau ist in Bild 2.7 zu sehen. Es wird vermutet, dass neben Stick-Slip- und viskoser Reibung

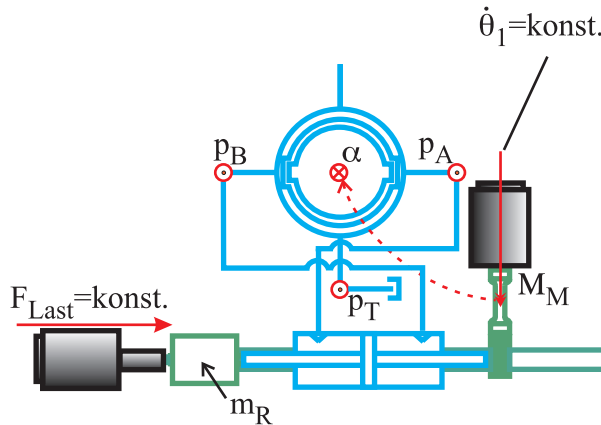


Bild 2.7: Versuchsaufbau zur Messung der Reibung im Lenkgetriebe

ebenfalls der Druck im Hydraulikzylinder relevant für das Reibungsverhalten des Lenkgetriebes ist. Deshalb wird das Lenkgetriebe am Prüfstand gegen konstante Gegenkräfte verfahren. Um die Lenkbewegung zu unterstützen, baut sich dann im Hydraulikzylinder Druck auf und die Druckabhängigkeit der Reibung kann untersucht werden. Um den viskosen Reibungseinfluss ebenfalls untersuchen zu können, erfolgt die Verfahrensbewegung zudem mit konstanter Geschwindigkeit. Aus der Bewegungsgleichung am Lenkgetriebe ergibt sich dann für diesen stationären Bewegungszustand (Trägheitskräfte sind aufgrund der konstanten Bewegung Null) die Reibkraft F_{reib} in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und Druck im Zylinder wie folgt; mit r wird der Radius des Lenkritzels bezeichnet:

$$F_{reib} = \frac{M_M}{r} + A_P(p_A - p_B) - F_{Last}. \quad (2.20)$$

Die Messung erfolgt für Zahnstangengeschwindigkeiten zwischen $\pm 0,1 \frac{m}{s}$ und für Drücke von 0 bis 90 bar. Die so erhaltenen Messpunkte sind im Diagramm in Bild 2.8 in Abhängigkeit von

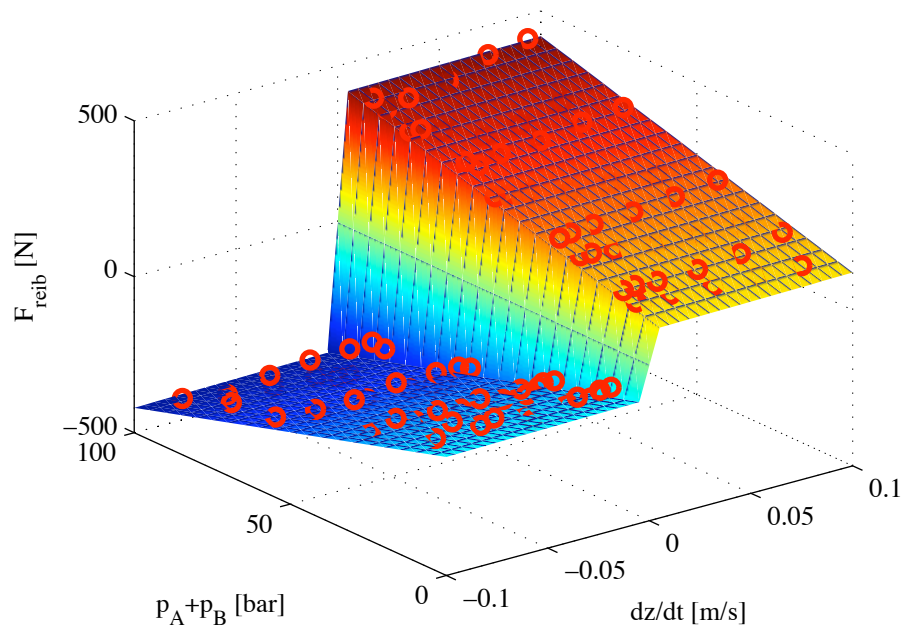


Bild 2.8: Messwerte und Simulation der Zylinderreibung

Verfahrgeschwindigkeit und Summe der Kammerdrücke eingetragen und mit „o“ gekennzeichnet. Die Summe der Kammerdrücke wird verwendet, da der druckabhängige Reibungsanteil hauptsächlich dadurch verursacht wird, dass die Zylinderdichtungen mit steigendem Druck stärker an die Kolbenstange gepresst werden. Somit tragen die Drücke in beiden Kammern zur Erhöhung der Zylinderreibung bei. Zur Modellierung des Reibverhaltens wird schließlich folgendes Modell verwendet:

$$F_{\text{Reib}} = \underbrace{k_{\text{visc}} \cdot \dot{z}}_{\text{viskose-}} + \left(\underbrace{k_{\text{stict}}}_{\text{Stick-Slip-}} + \underbrace{k_{\text{pfriict}}(p_A + p_B)}_{\text{druckabhängige Reibung}} \right) \cdot \tanh(1000 \cdot \dot{z}); \quad (2.21)$$

Wie aus Gleichung (2.21) ersichtlich, setzt sich das Reibungsmodell aus drei Teilmodellen zur Beschreibung der viskosen Reibung (k_{visc}), des Stick-Slip-Effektes (k_{stict}) und des druckabhängigen Reibungsanteils (k_{pfriict}) zusammen. Über die \tanh -Funktion wird der durch den Wechsel der Bewegungsrichtung verursachte Vorzeichenwechsel bei Stick-Slip- und druckabhängiger Reibung kontinuierlich realisiert. Die Ergebnisse bei einer Reibungsmodellierung mit Gleichung (2.21) sind ebenfalls in Bild 2.8 dargestellt.

Im folgenden wird der Dehnschlauch beschrieben, über den das Lenkventil mit der Hydraulikpumpe des Lenksystems verbunden ist.

2.1.2.3 Dehnschlauchmodell

Die Hauptaufgabe des Dehnschlauchs ist die Kompensation von Druckpulsationen, die zum Beispiel durch die Druckunterschiede auf Pumpensaug- und -förderseite verursacht werden. Ebenfalls entstehen können Druckpulsationen durch Schwankungen im Pumpenantriebsmoment; auch die Selbstinduktion bei schnellen Lenkbewegungen ist möglich. Da diese Pulsationen sich negativ auf das Lenkgefühl auswirken können oder durch Flüssigkeitsschall zu lauten Betriebsgeräuschen führen können, müssen sie gedämpft werden. Dies erfolgt durch den relativ nachgiebig ausgeführten Dehnschlauch; dieser muss allerdings eine hohe Betriebsdruckfestigkeit aufweisen, um die im Lenksystem auftretenden Drücke und Druckspitzen bis ca. 130 bar übertragen zu können. Aufgebaut ist der Dehnschlauch aus einem hochfesten Faserverbund mit Gummiummantelung und besteht im vorliegenden Fall aus zwei Kammern, die über ein Rohrstück miteinander verbunden sind.

Eine vereinfachte Version des zur Simulation verwendeten Modells einer Dehnschlauchkammer ist in Bild 2.9 zu sehen. Es ist aus einer hydraulischen Kapazität C_h , einer Induktivität L_h und einem Widerstand R_h aufgebaut.

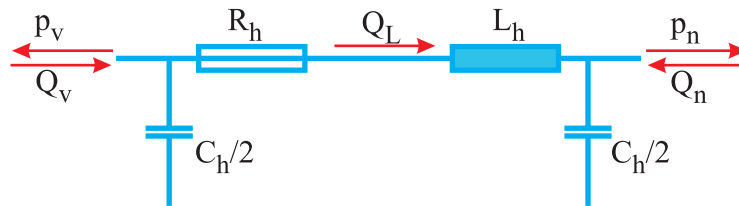


Bild 2.9: Simulationsmodell für eine Kammer des Dehnschlauchs

Mit den folgenden Gleichungen kann das Simulationsmodell aus Bild 2.9 berechnet werden:

$$\dot{Q}_L = \frac{1}{L_h}(p_v - p_n - R_h Q_L); \quad (2.22)$$

$$\dot{p}_v = \frac{2}{C_h}(Q_v - Q_L); \quad (2.23)$$

$$\dot{p}_n = \frac{2}{C_h}(Q_L + Q_n); \quad (2.24)$$

Mit Gleichung (2.22) wird dabei die zeitliche Volumenstromänderung im Schlauch beschrieben, die durch die Druckdifferenz an den Enden des Schlauches verursacht wird. Bei dieser Berechnung muss berücksichtigt werden, dass durch Reibungsverluste ein Druckabfall im Schlauch auftritt, der die Strömungsdynamik verringert. Mit den Gleichungen (2.23) und (2.24) werden die Drücke an den Enden des Schlauchs berechnet.

Das von Amesim zur Simulation des Dehnschlauchs bereitgestellte Modell baut auf diesen Gleichungen auf, wobei zum Beispiel bei der Berechnung des Druckaufbaus an den Schlauchenden das viskoelastische (hochfrequente) Verhalten des Dehnschlauchs ebenfalls berücksichtigt werden kann. Da hochfrequente Druckpulsationen allerdings für die im Rahmen dieser

Arbeit durchgeführten Untersuchungen keine Rolle spielen und hierfür auch keine ausreichenden Messwerte vorlagen, wird auf die Modellierung höherfrequenter Effekte verzichtet. Die komplette Dokumentation des in Amesim verwendeten Dehnschlauchmodells ist in [58] zu finden.

Zur Parametrierung des Modells sind die Abmessungen des Dehnschlauchs erforderlich. Ebenfalls benötigt werden Messwerte für die Volumenzunahme des Dehnschlauchs in Abhängigkeit des Schlauchdruckes und der Öltemperatur. Diese Werte wurden vom Dehnschlauchhersteller zur Verfügung gestellt [59] und werden von Amesim zur Initialisierung des Dehnschlauchmodells und zur Berechnung von hydraulischer Kapazität und Induktivität während eines Simulationslaufs verwendet.

Direkt verbunden mit dem Dehnschlauch ist die Hydraulikpumpe, die im nächsten Abschnitt beschrieben wird.

2.1.2.4 Lenkhilfepumpe

Bei der im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Pumpe handelt es sich um eine so genannte *Flügelzellenpumpe* [60], die vom Verbrennungsmotor des Fahrzeugs angetrieben wird. In Bild 2.10 ist eine derartige Pumpe sowie der Hydraulikplan der Pumpe zu sehen, mit dessen Hilfe im folgenden die Funktionsweise der Pumpe erklärt wird.

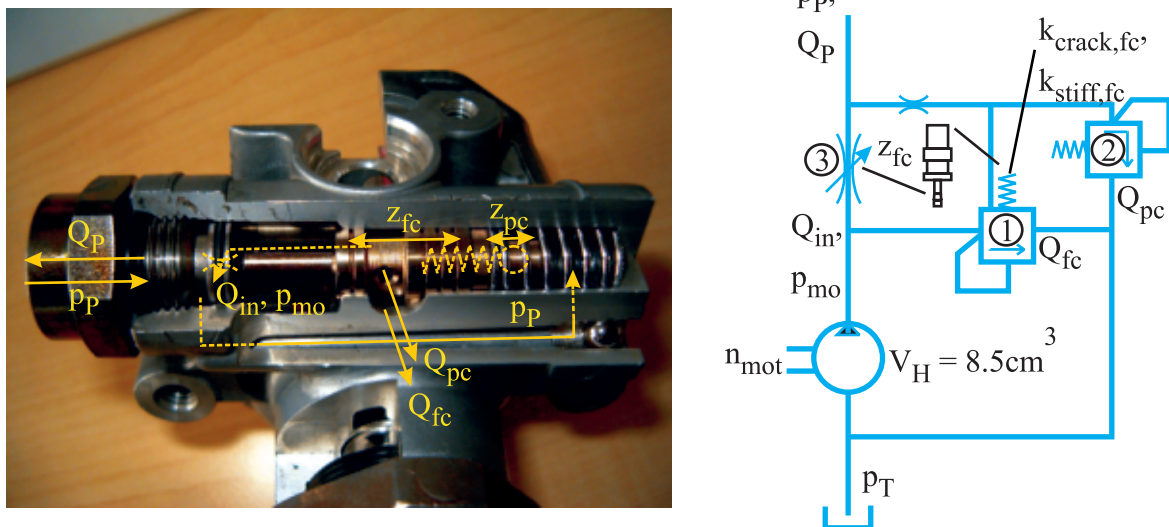


Bild 2.10: Pumpe zur Hydraulikversorgung des Lenksystems mit Hydraulikplan

Wie im Hydraulikschaltplan dargestellt, wird die Pumpe mit der Drehzahl n_{mot} betrieben. Dadurch entsteht ein Ölstrom Q_{in} , der in die Pumpenkammer fließt und von dort aus über die so genannte *Messblende* „3“ in das Lenksystem. Die an der Blende entstehende Druck-

differenz wirkt auf die beiden Schieberflächen des im Funktionsplan mit „1“ bezeichneten 3-Wege-Volumenstromregelventils und verschiebt den Steuerschieber gegen eine Feder mit Federsteifigkeit $k_{stiff,fc}$ und Federvorspannung $k_{crack,fc}$. Der Schieber übernimmt somit die Funktion einer Druckwaage [61]. Das Kräftegleichgewicht ist in Bild 2.11 nochmals dargestellt. Mit $A_{c,fc}$, $A_{pl,fc}$ und $A_{pu,fc}$ werden dabei die Querschnittsflächen des Schiebers be-

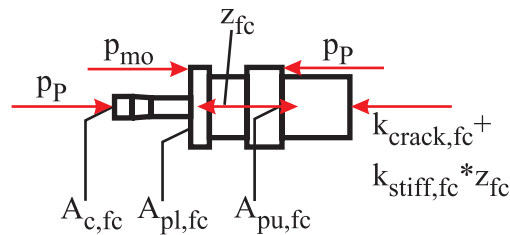


Bild 2.11: Kräftegleichgewicht am Steuerschieber des Volumenstromregelventils

zeichnet, auf die die jeweiligen Drücke wirken. Die Druckwaage ist so eingestellt, dass bis zu einem bestimmten Volumenstrom der gesamte von der Pumpe geförderte Volumenstrom (Q_P) in das Lenksystem fließt. Dabei wird der Ventilschieber mit steigendem Förderstrom immer weiter „nach hinten“ verschoben, bis der eingestellte Maximalvolumenstrom erreicht ist. An dieser Schieberposition wird vom Ventilschieber ein Anschluss zum Tank geöffnet, über den das überschüssige Öl abgeleitet (Q_{fc}) und der ins Lenksystem fließende Ölstrom begrenzt wird. Dieser Betriebszustand wird im Fall der vorliegenden Pumpe ca. bei $800 \frac{U}{min}$ erreicht. Somit befindet sich die Pumpe während des gesamten Fahrbetriebs im Volumenstromregelbetrieb. Wie in Bild 2.10 zu sehen, ist die Messblende bei der untersuchten Pumpe als Verstellblende ausgeführt. Im vorliegenden Fall wird auf diese Weise der Widerstand und damit der Druckabfall an der Blende vergrößert, je größer der von der Pumpe geförderte Volumenstrom ist. Konstruktiv wird dies dadurch gelöst, dass der Durchmesser des Steuerschiebers nicht konstant ist, sondern zum (in Bild 2.11 linken) Ende hin größer wird. Wird der Steuerschieber nun verschoben, so verkleinert der dicker werdende Steuerschieber den Blendendurchmesser, über den das Öl abfließen kann, erhöht den Blendenwiderstand und somit auch den Druckabfall an der Blende. Dies führt dazu, dass das Volumenstromregelventil mit steigender Pumpenfördermenge einen niedrigeren Volumenstrom einregelt, der ins Lenksystem fließt. Dadurch wird die Lenkunterstützung in Fahrsituationen mit hoher Motordrehzahl (z.B. Autobahnfahrt) gedrosselt, und der Energieverbrauch des Lenksystems kann reduziert werden.

Über das in Bild 2.10 mit „2“ bezeichnete Druckbegrenzungsventil wird sichergestellt, dass der Druck im Lenksystem keinen sicherheitskritischen Wert erreicht. Zu diesem Zweck ist das Ventil mit einer Feder vorgespannt und wird auf der anderen Seite mit dem im Lenksystem wirksamen Druck p_P belastet. Die Feder ist so eingestellt, dass das Ventil beim Erreichen des gewünschten Maximaldruckes zum Tank hin öffnet (Q_{pc}) und somit den Druck im Lenk-

system auf den eingestellten Maximaldruck begrenzt. Wie im linken Teil von Bild 2.10 zu sehen, ist das Druckbegrenzungsventil in das Volumenstromregelventil integriert.

Im folgenden wird ein Simulationsmodell der Flügelzellenpumpe aufgebaut. Im Hinblick auf die im weiteren Verlauf der Arbeit durchzuführenden Untersuchungen soll das Modell die Volumenstromschwankungen, die sich aus schnellen Sprüngen im Umlaufdruck ergeben, erfassen können. Dies erfordert eine genaue Modellierung des Volumenstromregelventils. Hochfrequente Druckpulsationen, die durch die Druckunterschiede auf Pumpensaug- und -förderseite entstehen und eher für Geräusch- und Vibrationsuntersuchungen relevant sind, werden nicht berücksichtigt. Ebenso ist es ausreichend, ein sehr einfaches Modell für das Druckbegrenzungsventil zu verwenden, da dieses nicht im Dauerbetrieb verwendet wird, sondern nur in Spezialsituationen (z.B. Lenken in den Endanschlag beim Parkieren) zum Einsatz kommt. Das zur Simulation der Pumpe verwendete Modell ist auf dem Hydraulikschaltplan aus Bild 2.10 aufgebaut. Der von der Pumpe geförderte Ölstrom und das hierzu erforderliche Pumpenantriebsmoment M_{mot} können mit den Gleichungen (2.25) und (2.26) berechnet werden:

$$Q_{in} = \eta_{vol} \cdot n_{mot} \cdot i_R \cdot V_H, \quad (2.25)$$

$$M_{mot} = \frac{1}{\eta_{mech}} \cdot \frac{1}{i_R} \cdot \frac{(p_{mo} - p_T) \cdot V_H}{2\pi}. \quad (2.26)$$

Mit η_{vol} und η_{mech} werden der volumetrische bzw. der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad der Pumpe bezeichnet; i_R ist die Übersetzung des Riementriebs, der die Pumpe antreibt. Der Volumenstrom über die Messblende (Q_P) lässt sich mit Gleichung (2.27) und der Volumenstrom über den Volumenstromregelstift zum Tank (Q_{fc}) mit Gleichung (2.28) berechnen:

$$Q_P = C_d A_{mo} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{mo} - p_P)}, \quad (2.27)$$

$$Q_{fc} = Q_{in} - Q_P = C_d A_{fc} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{mo} - p_T)}. \quad (2.28)$$

Mit A_{mo} wird dabei der Öffnungsquerschnitt der Messblende und mit A_{fc} der des Volumenstromregelventils bezeichnet.

Die Bewegungsgleichung des Volumenstromsteuerschiebers ergibt sich dann direkt aus den in Bild 2.11 dargestellten, am Schieber mit der Masse m_{fc} angreifenden Kräften zu:

$$m_{fc} \ddot{z}_{fc} = p_P A_{c,fc} + p_{mo} A_{pl,fc} - p_P A_{pu,fc} - k_{stiff,fc} z_{fc} - k_{crack,fc}. \quad (2.29)$$

Wie bereits erwähnt, wird zur Simulation des Druckbegrenzungsventils ein wesentlich einfacheres Modell verwendet, das mit Gleichung (2.30) beschrieben wird:

$$Q_{pc} = \begin{cases} 0 & : p_P < p_{P,max} \\ grad_{pc} \cdot (p_P - p_T) & : p_P \geq p_{P,max} \end{cases}. \quad (2.30)$$

Ist der Druck kleiner, als der festgelegte Maximaldruck, der im System auftreten soll, so fließt kein Öl über das Druckbegrenzungsventil. Wird der Druck überschritten, so öffnet das Druckbegrenzungsventil, lässt Öl abströmen und verringert damit den Druck im Lenksystem. $grad_{pc}$ aus Gleichung (2.30) ist ein Vorfaktor, der so groß gewählt wird, dass das Druckbegrenzungsventil den Ölstrom relativ ungehindert abfließen lässt.

Zur Parametrierung des Pumpenmodells müssen verschiedene Parameter (A_{mo} , A_{fc} , m_{fc} , $k_{crack,fc}$, $k_{stiff,fc}$) auf Grundlage von Messergebnissen identifiziert werden. Der verwendete Versuchsaufbau zur Parameteridentifikation ist in Bild 2.12 zu sehen. Wie im Bild darge-

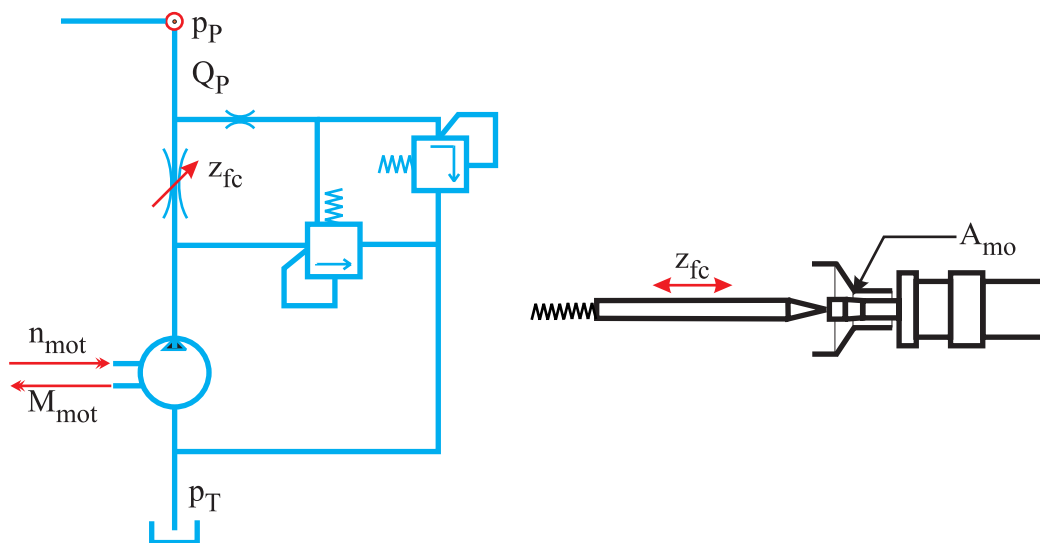


Bild 2.12: Messaufbau zur Identifikation der Pumpenparameter

stellt, werden das Pumpenantriebsmoment, die Antriebsdrehzahl, sowie der Volumenstrom am Pumpenausgang und der Druck, gegen den die Pumpe fördern muss gemessen. Mit einem Positionsmesstaster, der im rechten Teil von Bild 2.12 abgebildet ist und durch eine (schwache) Feder auf der Spitze des Volumenstromregelstiftes fixiert wird, kann zusätzlich die Position des Steuerschiebers gemessen werden. Allerdings muss betont werden, dass diese Federfixierung das Kraftgleichgewicht an der Druckwaage beeinflusst und damit die Messung eventuell leicht verfälscht. Bei der zur Parametrierung verwendeten Messung wird die Drehzahl der Pumpe langsam bis auf ca. $6000 \frac{U}{min}$ erhöht, wobei gegen einen konstanten Druck gefördert wird, der in diesem Fall auf 10 bar eingestellt wurde. Der Verlauf des Volumenstroms bei der Messung ist in Bild 2.13 (links) zu sehen.

Mit Gleichung (2.26) kann aus den Messwerten für das Pumpenantriebsmoment der Druck vor der Messblende p_{mo} berechnet werden. Dabei ist die Übersetzung zwischen Motor und Pumpe „eins“ und der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad wird idealisiert ebenfalls als „eins“ angenommen. Mit Gleichung (2.27) kann dann der Querschnitt der Messblende A_{mo} berechnet werden und - da der Schieberweg ebenfalls bekannt ist - in Abhängigkeit dieses

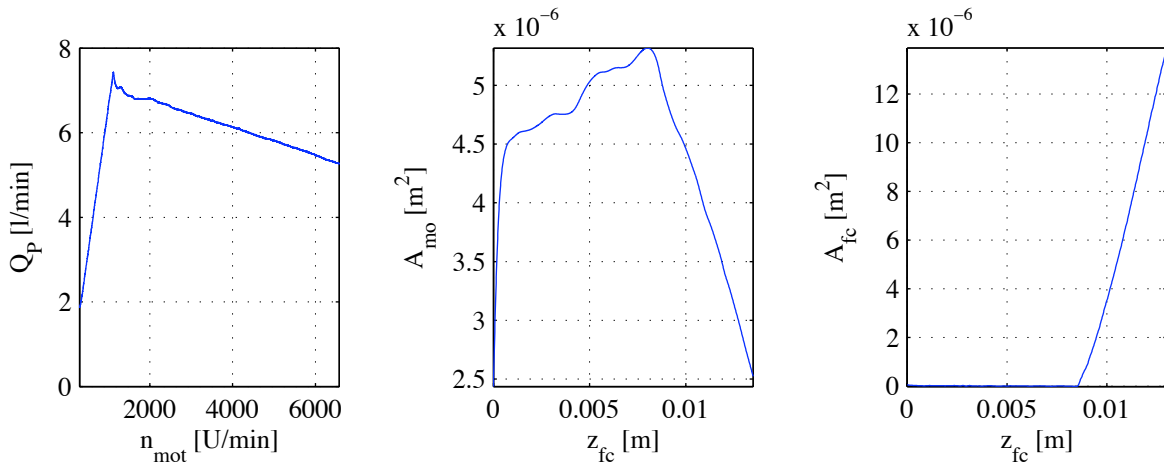


Bild 2.13: Volumenstrom in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl (links); Öffnungsquerschnitt Messblende (Mitte); Öffnungsquerschnitt Volumenstromregelventil (rechts)

Schieberwegs angegeben werden (Bild 2.13 Mitte). Wie im Bild zu sehen, verringert sich der Öffnungsquerschnitt der Messblende ab einem Schieberweg von ca. 8 mm deutlich. Dies liegt wie bereits angesprochen an dem zum Ende hin dicker werdenden Volumenstromregelstift. Mit den Gleichungen (2.25) und (2.28) kann schließlich der Öffnungsquerschnitt des Volumenstromregelventils A_{fc} ermittelt und ebenfalls in Abhängigkeit des Schieberwegs angegeben werden (Bild 2.13 rechts).

Im folgenden werden die Parameter des Volumenstromregelstiftes bestimmt (die Schiebermasse m_{fc} und die Federparameter $k_{\text{crack},fc}$ und $k_{\text{stiff},fc}$). Da ein möglichst gutes Zeitverhalten des Pumpenmodells wichtiger ist, als physikalisch exakte Parameterwerte, werden die Schiebermasse sowie die Federparameter nicht gemessen, sondern über eine nichtlineare Mehrgrößenoptimierung ermittelt:

$$\min_p (\mu(Q_{P,\text{mess}} - Q_{P,\text{sim}}(p))), \quad p = (m_{fc}, k_{\text{stiff},fc}, k_{\text{crack},fc}), \quad (2.31)$$

wobei mit μ die gemittelte Abweichung zwischen Messung und Simulation über einen Simulationslauf bezeichnet wird. Wie in Gleichung (2.31) zu sehen, erfolgt die Optimierung mit dem Ziel, eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen gemessenem und simuliertem Volumenstrom Q_P zu erreichen. Zur Lösung des Optimierungsproblems wird der NLPQL-Algorithmus [62] verwendet.

Mit den identifizierten Parametern kann die Validierung des Pumpenmodells erfolgen. Dazu wird die Gegendruckmessung verwendet, die schon bei der Parameteridentifikation zum Einsatz kam - allerdings werden die Drücke variiert, gegen die die Pumpe fördern muss. In Bild 2.14 sind Vergleiche zwischen Simulation und Messung für die Drücke 10 bar, 50 bar und 100 bar zu sehen.

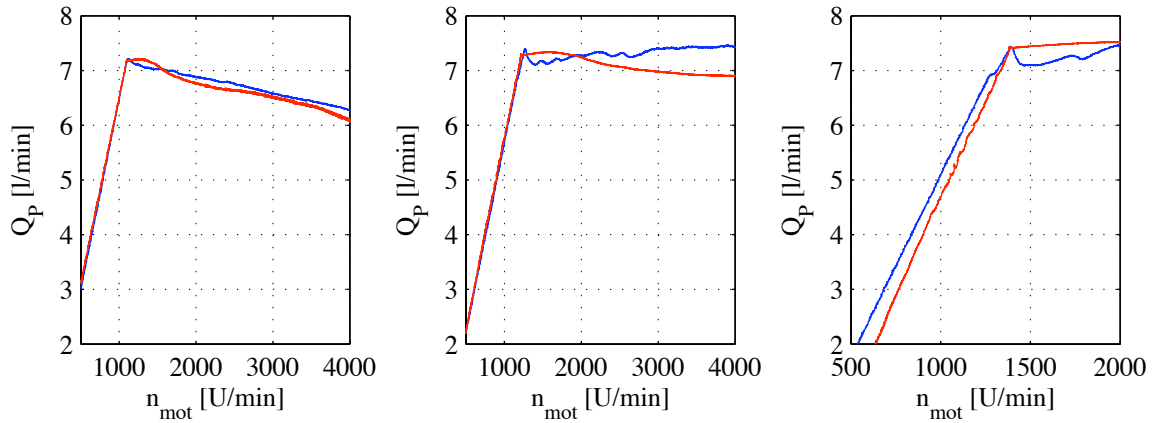


Bild 2.14: Vergleich zwischen Messung (blau) und Simulation (rot) bei Gegendruckmessung für 10 bar (links) 50 bar (Mitte) und 100 bar (rechts)

Insgesamt zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Realität, so dass das Modell für die im weiteren Verlauf der Arbeit durchgeführten Untersuchungen verwendet werden kann.

2.1.2.5 Verwendetes Fluidmodell

Besondere Bedeutung bei einem hydraulischen Servolenksystem besitzt ebenfalls das verwendete Hydrauliköl. Dieses muss verschiedenste Anforderungen erfüllen:

- gute Schmiereigenschaften zur Verschleißreduzierung,
- einsetzbar über einen weiten Temperaturbereich (-40°C bis 130°C),
- lange Lebensdauer ohne Veränderung der Eigenschaften und
- hoher Flammpunkt.

Im vorliegenden Fall wird das Öl Pentosin CHF 11S im Lenksystem verwendet. Für die bisher durchgeführten Parameteridentifikationen konnte davon ausgegangen werden, dass Dichte ρ und Viskosität η der verwendeten Hydraulikflüssigkeit konstant sind. Wie bei Jelali et al. in [63] zu sehen, besteht allerdings eine Abhängigkeit von Druck p und Temperatur T im Hydrauliksystem:

$$\rho = \rho_0 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p}\right)_T (p - p_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p (T - T_0), \quad (2.32)$$

$$\eta = \eta_0 e^{\lambda_1 p}, \quad \eta_T = \eta_0 e^{-\lambda_2 (T - T_0)}. \quad (2.33)$$

Mit dem Index „0“ werden dabei die zur Initialisierung von Druck, Viskosität, Temperatur und Dichte verwendeten Startwerte bezeichnet. Wie in Gleichung (2.34) dargestellt besteht

des weiteren folgender Zusammenhang zwischen Dichte und Ölkompresseibilität E , die zur Berechnung der Druckaufbaudynamik z.B. im Hydraulikzylinder benötigt wird:

$$E = \rho_0 \frac{\partial p}{\partial \rho}. \quad (2.34)$$

Um eine möglichst exakte Systemsimulation zu erzielen, wird die Temperatur- und Druckabhängigkeit des Öls in Amesim berücksichtigt. Ebenfalls berücksichtigt wird, dass sich im Hydrauliksystem Luft befindet, die oberhalb des so genannten *Sättigungsdrucks* in das Fluid eingelagert ist. Unterhalb dieses Druckes kann die Luft teilweise ausgasen und verringert dann die Kompressibilität des Öl-Luft-Gemisches. Das komplette Amesim-Modell des Fluids ist in [64] zusammengefasst. Die Modellparametrierung erfolgt über Datenblätter, die vom Hersteller zur Verfügung gestellt wurden und in denen die Temperatur- und Druckabhängigkeit von Dichte und Viskosität dokumentiert sind [65].

2.1.3 Elektromotor in der Lenksäule

Wie bereits angesprochen, wird beim zu untersuchenden Lenksystem das Fahrerhandmoment durch einen Elektromotor überlagert bzw. ersetzt. In diesem Abschnitt wird zunächst der Aufbau und die Steuerung des Elektromotors beschrieben. Anschließend wird mit Hilfe vereinfachender Modellannahmen ein Simulationsmodell des Elektromotors erstellt und parametriert.

Im vorliegenden Fall ist der Motor konzentrisch zur Lenksäule montiert, wobei der Rotor fest mit der Lenksäule verbunden ist und der Stator an der Lenksäulenhalterung abgestützt wird. In Bild 2.15 ist der verwendete Elektromotor (3), sowie die zugehörige Kommunikationsstruktur dargestellt. Diese besteht im vorliegenden Fall aus einem digitalen Signalprozessor (DSP) der Firma dSpace (1, [66]), auf dem die Regelalgorithmen zur Steuerung des Elektromotors bis zur Momentenebene implementiert sind. Vom DSP wird demnach ein Sollmoment M_M^* berechnet, das am Motor eingestellt werden soll. Die Sollmomentenanforderung wird über CAN an das Motorsteuergerät (2) gesendet; bei Lageregelungsanwendungen wird der Regelkreis geschlossen, indem das Steuergerät den aktuellen Rotorlagewinkel (der aufgrund der konzentrischen Anordnung dem Lenkwinkel θ_1 entspricht) an den DSP zurücksendet.

Neben der Kommunikation mit dem DSP übernimmt das Motorsteuergerät die Regelung des Motormoments. Dazu werden die drei um 120° räumlich versetzt angeordneten Motorwicklungen des Elektromotors durch eine Modulation der Klemmenspannung U_{bat} über drei IGBT-Halbbrücken abhängig von der Rotorlage so angesteuert, dass der Motor angetrieben wird. Um die Ansteuerung der Leistungs-IGBTs koordinieren zu können, muss die aktuelle Rotorlage deshalb über Sensoren erfasst werden. In den Motorwicklungen werden durch die

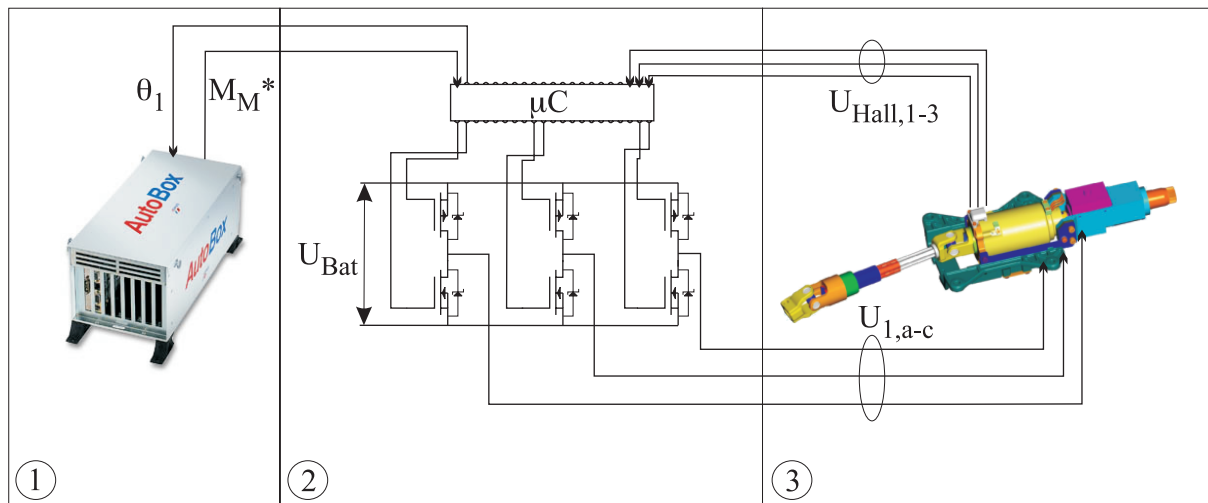


Bild 2.15: Kommunikationsstruktur zur Momentenüberlagerung

PWM-Klemmenspannungsmodulation schließlich sinusförmige Wicklungsströme erzeugt, die um 120° elektrisch phasenverschoben sind. Wie in [67] erläutert, bildet sich auf diese Weise ein Drehfeld im Luftspalt zwischen Stator und Rotor. Der Rotor, der im vorliegenden Fall permanentmagnetisch erregt ist, läuft synchron zu diesem Drehfeld. Motoren dieser Bauweise werden als *permanenterrgte Synchronmotoren* bezeichnet.

Der Signalfussplan einer derartigen permanenterrgten Synchronmaschine kann aus [68] entnommen werden und ist in Bild 2.16 zu sehen. Die Ansteuerung des im Rahmen der

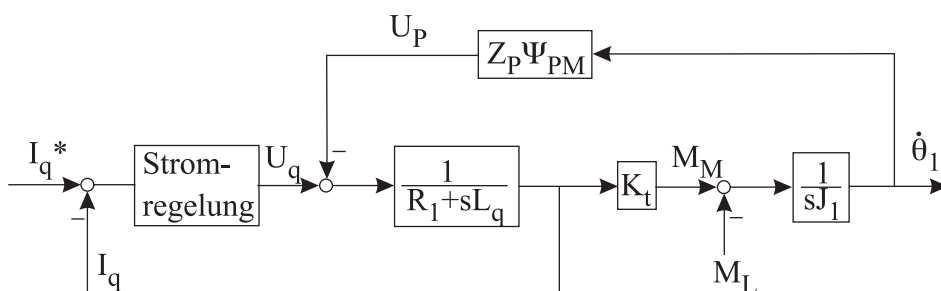


Bild 2.16: Signalfussplan einer permanenterrgten Synchronmaschine

Arbeit verwendeten Motors wurde bereits herstellerseitig implementiert und optimiert. Wie anhand des Signalfussplans zu erkennen, erfolgt die Herleitung des Motormodells im für die Motormodellierung häufig verwendeten, rotorfesten d-q-Polarkoordinatensystem². Die Bedeutung der Variablen kann der Nomenklatur im Anhang der Arbeit entnommen werden. Beim in Bild 2.16 abgebildeten Signalfussplan des Motors gelten nach [69] folgende Annahmen:

²d-q-Koordinatensystem: d-Achse in Richtung des Rotorflusses; q-Achse mit 90° -Winkel zum Rotorfluss

- Die Klemmenspannungen werden so moduliert, dass der (polare) Motorstrom dem Rotorfluss um 90° vorseilt (\rightarrow Ankerstellbereich). In diesem Fall gilt $I_d = 0$
- Reluktanzeinflüsse werden vernachlässigt ($L_d = L_q = L_1$).

Durch Multiplikation mit dem Faktor K_t ergibt sich aus dem durch die Stromregelung eingepprägten Strom das vom Motor erzeugte Moment M_M .

Bei der Untersuchung des Übertragungsverhaltens von Sollstrom zu erzeugtem Motormoment werden des weiteren folgende Modellannahmen getroffen:

- Der Motor dreht sehr langsam, so dass die induzierte Spannung U_P vernachlässigt werden kann.
- zur Stromregelung wird ein P-Regler mit Verstärkungsfaktor K verwendet.

Aus dem Signalflussplan ergibt sich dann folgendes (PT_1)-Übertragungsverhalten G_{mot} :

$$G_{mot}(s) = \frac{M_M}{I_q^*} = \frac{K_P}{1 + T_M s}; \quad K_P = \frac{K K_t}{R_1 + K}, \quad T_M = \frac{L_q}{R_1 + K}. \quad (2.35)$$

Die Parametrierung der Zeitkonstante T_M des Übertragungsverhaltens erfolgt wie in Bild 2.17 beispielhaft dargestellt aus einer Sprungantwort auf eine Sollmomentenanforderung [70].

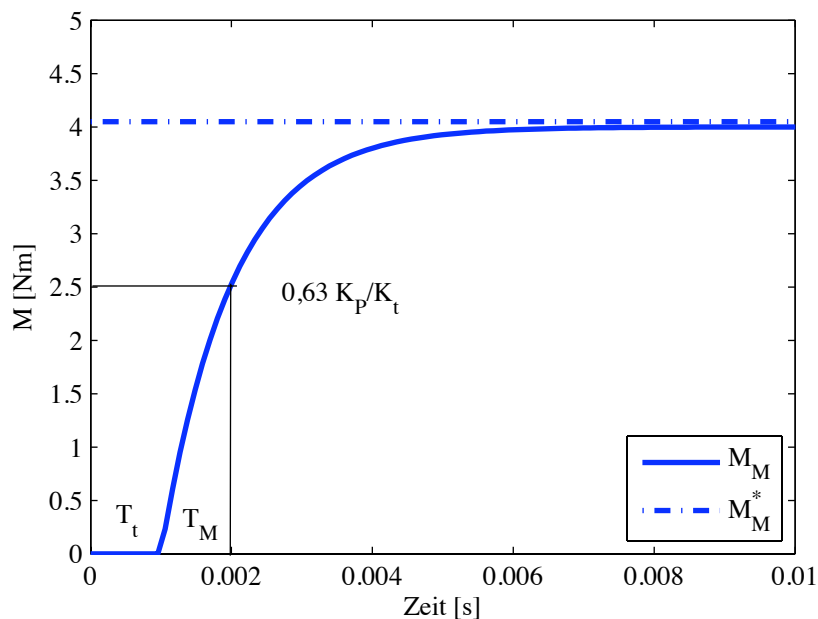


Bild 2.17: Beispiel zur Auswertung einer Sprungantwort auf eine Sollmomentenvorgabe M_M^* zur Parametrierung der Motordynamik ($T_t=0,001$, $T_M=0,001$)

Im Bild ist ebenfalls zu sehen, dass das Motormoment erst nach einer gewissen Verzögerung T_t ansteigt. Dies liegt an der zeitdiskreten Buskommunikation zwischen Motorsteuergerät und DSP-Hardware und wird als *Sample-and-Hold* bezeichnet, wobei das diskret geregelte System der Forderung nach Echtzeitfähigkeit entsprechen muss. Echtzeitfähig ist in [71] wie folgt definiert:

Ein Computersystem ist dann echtzeitfähig, wenn die Forderungen nach Rechtzeitigkeit (*real time tasking*) und Gleichzeitigkeit (*time sharing*) erfüllt sind. Unter Rechtzeitigkeit versteht man, dass die gesamte Signalerfassung, -übertragung, -verarbeitung und -ausgabe innerhalb einer maximalen Reaktionszeit erfolgt, die kürzer ist, als die kürzeste Prozesszeit. Mit Gleichzeitigkeit wird die Fähigkeit zur Simultanbearbeitung durch verschachteltes und versetztes Abarbeiten aller Tasks bezeichnet.

Im vorliegenden Fall werden beim Sample-and-Hold zunächst in einem Takt des Signalprozessors Sensorwerte (I_q) eingelesen und im Zuge eines Soll-Istwertvergleichs mit den Stellvorgaben (I_q^*) verglichen. Im nächsten Takt wird das aus diesem Vergleich berechnete Stellsignal (U_q) an den Motor gesendet. Mit Gleichung (2.36) kann dieses Sample-and-Hold Verhalten im Frequenzbereich beschrieben werden [72]:

$$G_{S/H} = \frac{1 - e^{-T_t s}}{T_t s}. \quad (2.36)$$

Voraussetzung für die Echtzeitfähigkeit sowie für eine quasi-kontinuierliche Betrachtung des Sample-and-Hold ist, dass die Abtastfrequenz sehr schnell in Relation zur gewünschten Bandbreite des geregelten Systems ist. In [73] wird folgende Faustformel zur Festlegung der Abtastfrequenz f_A angegeben:

$$20\omega_B < \omega_A = 2\pi f_A, \quad (2.37)$$

wobei ω_B die Bandbreite des kontinuierlichen Regelkreises ist. Für eine Lageregelung des Lenkwinkels liegt diese bei ca. 5 Hz. Als Abtastfrequenz wurde im vorliegenden Fall $f_A=1000$ Hz gewählt.

Um im weiteren Verlauf der Arbeit eine lineare Systemanalyse durchführen zu können, wird das Sample-and-Hold Verhalten durch ein lineares Ersatzmodell gemäß [74] angenähert:

$$G_{S/H,lin} = \frac{1}{\underbrace{\frac{T_t}{2\pi \cdot 0,3}}_{T_{S/H,approx}} s + 1}. \quad (2.38)$$

In Bild 2.18 ist der Bode-Plot sowohl für $G_{S/H}$, als auch für die lineare Approximation bei der Abtastzeit $T_t = 0,001s$ zu sehen:

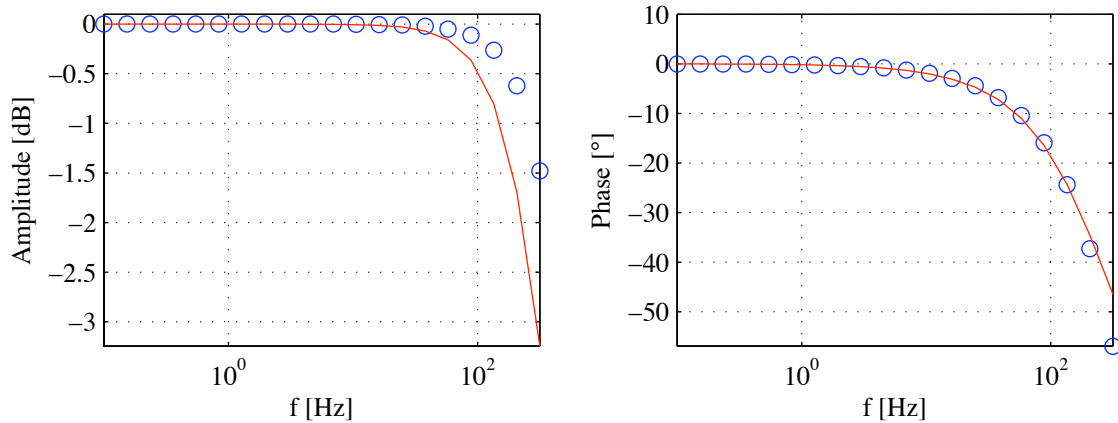


Bild 2.18: Sample-and-Hold Übertragungsverhalten (o) und lineare Annäherung (-) bei der Abtastfrequenz $f_A = 1000$ Hz

Die komplette Systemdynamik des Elektromotors bei Ansteuerung durch den DSP ergibt sich dann wie folgt:

$$G_{mot,S/H} = G_{S/H} \cdot G_{mot} \approx \frac{K_P}{1 + T_1 s}; \quad T_1 = T_{S/H,approx} + T_M. \quad (2.39)$$

In Bild 2.19 ist dieses Übertragungsverhalten von Motor und DSP dargestellt; die Konstante K_P wird für die Darstellung auf eins gesetzt.

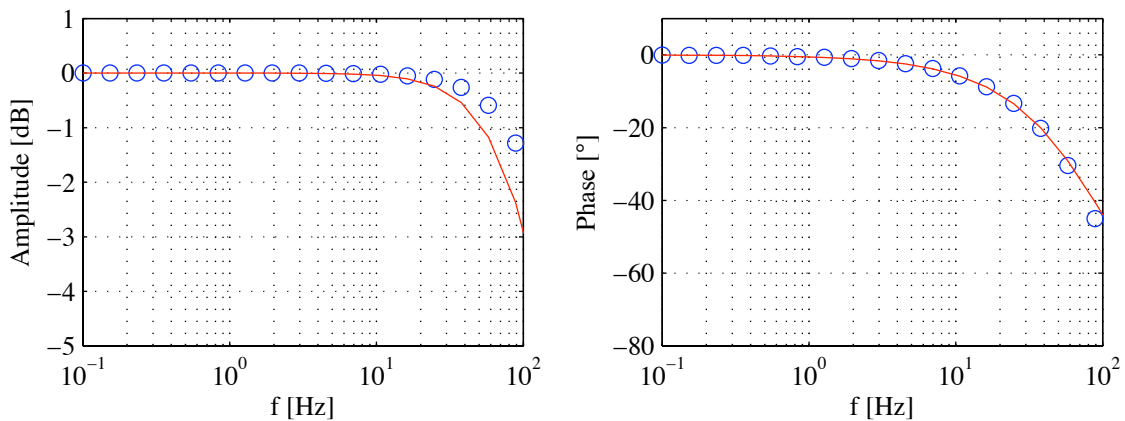


Bild 2.19: Beispiel für das Übertragungsverhalten der Kommunikationskette Motor \leftrightarrow Motorsteuergerät \leftrightarrow DSP (o) und lineare Annäherung durch ein PT_1 -Element (-) ($T_i=0,001$, $T_M=0,001$)

Ebenfalls abgebildet in Bild 2.19 ist die in Gleichung (2.39) gezeigte Annäherung der Kommunikationskette DSP \leftrightarrow Motorsteuergerät \leftrightarrow Elektromotor durch ein PT_1 -Element. Wie im Bild zu sehen, kann mit dieser Approximation die Systemdynamik gut beschrieben werden. Aus diesem Grund wird das PT_1 -Element auch z.B. bei der linearen Lenksystemanalyse (Kapitel 4) als Motormodell verwendet.

2.1.4 Gesamtmodell

Aus den in den vorherigen Abschnitten beschriebenen Komponentenmodellen kann schließlich das komplette Lenkungsmodell aufgebaut werden, das in Bild 2.20 dargestellt ist. Wie

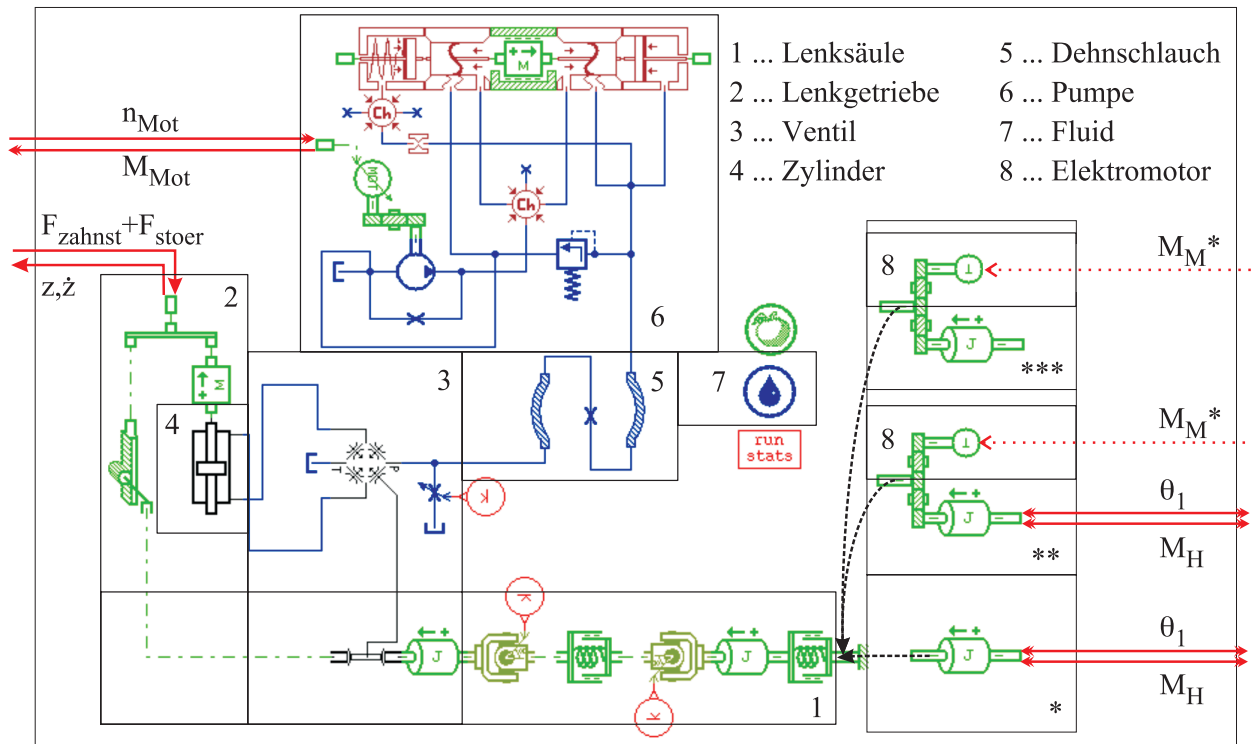


Bild 2.20: Lenkungs-Simulationsmodell und Schnittstellen zur Umgebung

im Bild zu sehen und ebenfalls bereits zu Beginn dieses Kapitels für das mechanische Subsystem angesprochen, ist das Lenksystem über verschiedene Schnittstellen mit der Umgebung verbunden:

- Die Pumpe des Lenksystems wird vom Verbrennungsmotor bzw. einem Elektromotor mit der Drehzahl n_{mot} angetrieben. Hierzu ist das Pumpenantriebsmoment M_{mot} erforderlich.
- Die Zahnstange bewegt sich gegen die Kraft F_{zahnst} mit der Geschwindigkeit \dot{z} in Richtung z . Zusätzlich wirkt die Kraft F_{stoer} auf das Lenksystem.
- Für die Schnittstelle am Lenkrad gibt es verschiedene Möglichkeiten: Zum einen kann die Lenkwinkel- bzw. Lenkmomentenvorgabe durch den Fahrer erfolgen (*); dieser erhält dann das Lenkmoment M_H bzw. den Lenkwinkel θ_1 als Rückwirkung aus dem Lenkvorgang. Zum anderen kann das Lenksystem in autonomen Fahrsituationen ausschließlich über den Lenkaktor lagegeregelt werden (**). Zu diesem Zweck wird dem Motorsteuergerät vom digitalen Signalprozessor das Motorsollmoment M_M^* vorgegeben. Ebenfalls möglich ist die Kombination der beiden zuvor genannten Schnittstellenausführungen (**). Dies

ist bei der Analyse von Fahrsituationen erforderlich, in denen der Aktor den Fahrer beim Lenken des Fahrzeugs lediglich unterstützt.

Zur Systemvalidierung bzw. zur Lenkungsanalyse können an den Schnittstellen des Lenksystems Messwerte aus Prüfstands- bzw. Fahrversuchen aufgeschaltet werden. Für die Entwicklung verschiedener Fahrassistenzfunktionen muss das Lenksystem jedoch im Gesamtfahrzeugkontext beurteilt werden. Die Integration des Lenkungsmodells in ein virtuelles Vollfahrzeugmodell erfolgt im nächsten Abschnitt.

2.2 Virtuelles Vollfahrzeugmodell mit integrierter Lenkungssimulation

Im vorliegenden Fall wird zur Simulation des Lenksystems im Vollfahrzeug das Tool veDyna der Firma Tesis (mit dem Reifenmodell TMEasy) verwendet. Dabei handelt es sich um ein in Matlab/Simulink implementiertes, parametrierbares Gesamtfahrzeugmodell, das aus verschiedenen Subsystemen aufgebaut ist und unter anderem eine Schnittstelle zur Integration eines externen Lenkungsmodells bietet. Zur Kosimulation zwischen Fahrzeugmodell und Lenkungssimulation gibt es gemäß [16] folgende Möglichkeiten:

- Programmverbund: Die gekoppelten Programme verwenden jeweils ihren eigenen Solver. Ein Programm übernimmt die Zeitsteuerung und veranlasst zu festen Zeitpunkten den Datenaustausch zwischen den gekoppelten Programmen.
- Modellverbund: Die Teilmodelle werden in einem Gesamtmodell zusammengefügt und werden mit einem Solver berechnet. Dies erfordert, dass der verwendete Solver alle Differentialgleichungen des kombinierten Systems berechnen kann.
- Solververbund: Diese Methode ist ähnlich zu der zuvor beschriebenen. Hier werden ebenfalls die Teilmodelle in einem Gesamtmodell kombiniert. Allerdings werden in diesem Fall die Solver ebenfalls in die zu kombinierenden Teilmodelle integriert.

In diesem Fall wird ein Programmverbund zur Programmkopplung verwendet. Das Lenkungsmodell wird als Simulink s-Function in das veDyna-Vollfahrzeugmodell integriert, das dann auch die Programmsteuerung übernimmt und zu festen Zeitschritten Daten mit dem Lenkungsmodell austauscht.

Die Schnittstellen zwischen beiden Programmen sind in Bild 2.21 zu sehen und passen zu den im vorherigen Abschnitt präsentierten Schnittstellen des Lenkungs-Gesamtmodells mit seiner Umgebung.

Wie im Bild dargestellt, werden die Motordrehzahl und die Zahnstangenkräfte im Fahrzeug-

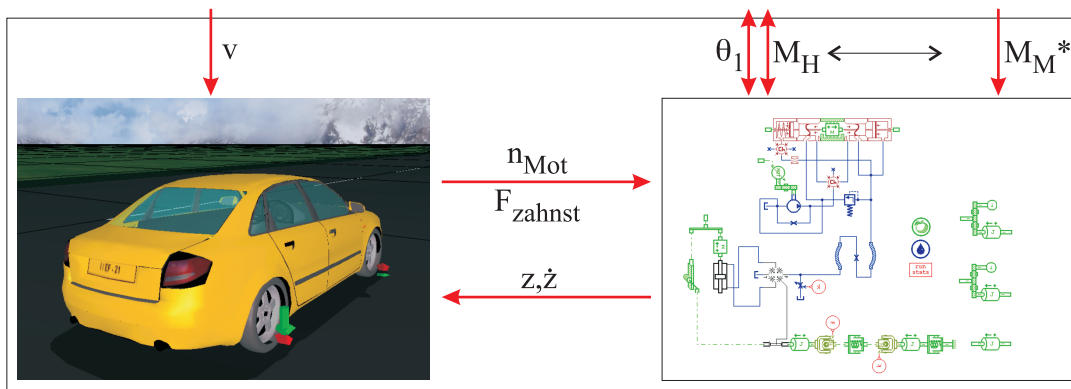


Bild 2.21: Gekoppeltes Gesamtfahrzeugsimulationsmodell

modell berechnet und an die Lenkungssimulation übergeben. Diese liefert im Gegenzug die Verschiebung und die Verschiebegeschwindigkeit des Lenkgetriebes. Extern vorgegeben werden die Lenkvorgabe gemäß der drei im vorherigen Abschnitt definierten Möglichkeiten und die Fahrzeuggeschwindigkeit. Somit können in dieser Gesamtfahrzeugumgebung komplette Fahrmanöver definiert und analysiert werden.

In den folgenden Kapiteln wird dieses Simulationsmodell zur Entwicklung einer Parkierassistentenfunktion mit dem aktiven, hydraulisch unterstützten Servolenksystem verwendet. Da für die Performanceeinschätzung des Assistentenkonzeptes die Qualität der Simulationsumgebung entscheidend ist, wird diese im folgenden anhand von Messwerten validiert.

3. Modellvalidierung und Bewertung

Dieses Kapitel behandelt die Validierung der zuvor entwickelten Simulationsumgebung, wobei zunächst ausschließlich das konventionelle Lenksystem sowie dessen Integration ins Gesamtfahrzeug betrachtet werden. Die Untersuchung des aktiv geregelten Systems erfolgt im weiteren Verlauf der Arbeit auf Basis des validierten konventionellen Servolenkungsmodells. Zur Modellvalidierung werden Messungen verwendet, die im Rahmen von Versuchsfahrten aufgezeichnet wurden. Der Aufbau des Versuchsfahrzeugs wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

3.1 Aufbau des Versuchsfahrzeugs

Für die Versuchsfahrten wird ein Audi A4 3.0l TDI verwendet, in den das im vorherigen Kapitel identifizierte Lenksystem eingebaut wird. Die verwendete Messtechnikausstattung

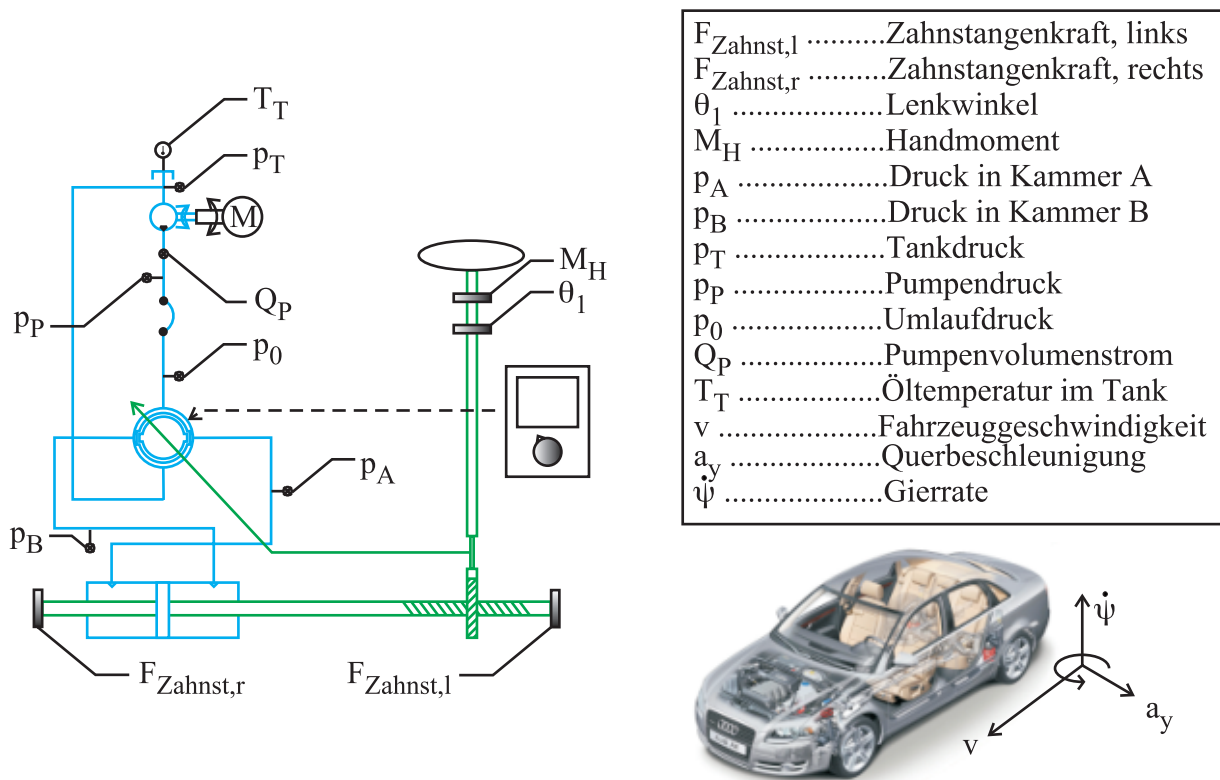


Bild 3.1: Messtechnikausstattung des zur Modellvalidierung verwendeten Versuchsfahrzeugs

ist in Bild 3.1 zu sehen. Zur Validierung der Lenkungshydraulik werden sämtliche relevanten Drücke im Hydrauliksystem (p_P , p_0 , p_A , p_B und p_T) aufgezeichnet. Ebenso werden der Pumpenvolumenstrom Q_P und die Temperatur des Öls im Tank T_T gemessen. Auf der mechanischen Seite des Lenksystems werden der aktuelle Lenkwinkel θ_1 , das Fahrerhandmoment M_H und über Messspurstangen mit Dehnmessstreifen die auf das Lenkgetriebe wirkenden Kräfte¹ erfasst. Zusätzlich werden die Fahrzeuggeschwindigkeit v , die Gierrate $\dot{\psi}$ und die Querbeschleunigung a_y für das Versuchsfahrzeug mitgemessen. Zur Messwertaufzeichnung wird ein Messrechner der Firma IMC [75] verwendet, der mit einer Abtastzeit von 0,01 s betrieben wird. Der Messrechner und das zur Aufzeichnung von Lenkwinkel und Handmoment verwendete Messlenkrad sind in Bild 3.2 zu sehen. Bevor die Messungen durchgeführt

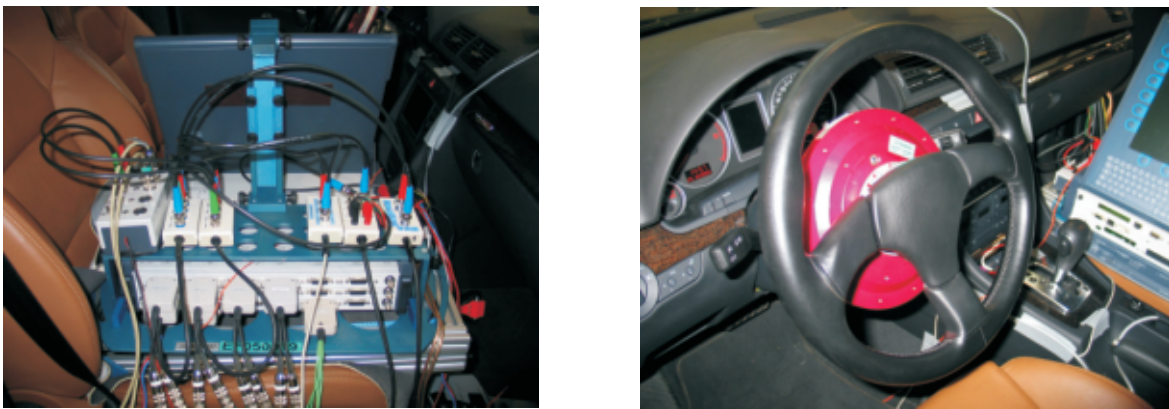


Bild 3.2: Zur Datenaufzeichnung verwendetes Messlenkrad und Messrechner

werden, wird die Radlastverteilung des Fahrzeugs ermittelt und die Luftdrücke in den Reifen werden kontrolliert. Bei den verwendeten Reifen handelt es sich um das Modell „Continental Sport Contact 2“ (225/50 R17) der Firma Continental. Die relevanten Fahrzeugdaten sind nochmals in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Fahrzeugdaten des verwendeten Versuchsfahrzeugs

Fahrzeug	Audi A4 3.0l TDI			
Lenksystem	ZF-Servotroniclenkung			
Reifen	Continental Sports Contact 2			
Reifendruck	2,5 bar			
Radlast	vl = 558,5 kg	vr = 558,5 kg	hl = 335 kg	hr = 341,5 kg

Im folgenden werden die zur Validierung der Simulationsumgebung durchgeführten Fahrmanöver beschrieben.

¹Der Winkel zwischen Lenkgetriebe und Spurstangen (δ) ist über den kompletten Lenkbereich relativ klein, so dass über die Kleinwinkelnäherung $F_{Zahnst} = F_{Spurst} \cdot \cos\delta \approx F_{Spurst}$ angenommen wird

3.2 Definition der zur Validierung verwendeten Fahrmanöver

Da zu Beginn der Arbeit explizit gefordert wurde, dass das erstellte Simulationsmodell möglichst alle Lenksituationen abdecken kann, müssen auch die zur Validierung verwendeten Fahrmanöver so ausgewählt werden, dass ein möglichst umfangreicher Test der Simulationsumgebung möglich ist. Folgende Fahrmanöver wurden schließlich zur Modellvalidierung ausgewählt:

- Sinuslenken
- Parkieren
- Lenkwinkel-Geschwindigkeitsmessung
- Durchlenken im Stand

Beim **Sinuslenken** wird das Lenksystem im normalen Fahrbetrieb analysiert. Hierzu wird das Fahrzeug auf gerader Strecke auf eine Geschwindigkeit von 50 km/h beschleunigt; anschließend wird diese Geschwindigkeit gehalten. Die Lenkbewegung erfolgt sinusförmig mit einer Frequenz von 0,2 Hz, wobei die Lenkwinkelamplitude so ausgewählt wird, dass sich eine Fahrzeug-Querbeschleunigung von 0,4 g einstellt. Bei 50 km/h beträgt die hierzu erforderliche Lenkamplitude ca. 80°. Die beim Sinuslenken ermittelten Daten können zur objektiven Beschreibung und Beurteilung des Lenkverhaltens verwendet werden.

Eine weitere typische Lenksituation wird mit der **Parkiermessung** abgeprüft, bei der das Fahrzeug in eine Längsparklücke eingeparkt wird. Diese Messung wurde im vorliegenden Fall explizit mit aufgenommen, da wie bereits erwähnt im weiteren Verlauf der Arbeit ein automatisches Parkierkonzept untersucht werden soll und das Simulationsmodell demnach für diese Anwendungssituation möglichst brauchbare Ergebnisse liefern muss.

Während mit den beiden gerade erläuterten Messungen das Lenkverhalten im Fahrbetrieb untersucht werden kann, wird mit den folgenden Messungen die Lenkung bei stehendem Fahrzeug betrachtet.

Dabei dient die **Lenkwinkel-Geschwindigkeitsmessung** zur Analyse des dynamischen Verhärtens der Lenkung. Dieses stellt sich bei schnellen Lenkvorgängen aufgrund des Erreichens der maximal dynamisch möglichen Servounterstützung ein und wird als *Pump Catch* bezeichnet. Zur Messung wird das Fahrzeug auf der Vorderachse mit Bleigewichten bis zur zulässigen maximalen Achslast beladen. Um die Messung möglichst reproduzierbar zu gestalten, wird das Fahrzeug mit den Vorderrädern zusätzlich auf Reibplatten mit bekanntem Reibwert gestellt. Gelenkt wird sinusförmig mit einer Amplitude von 90°, wobei die Lenkgeschwindigkeit langsam erhöht wird bis eine deutliches Verhärten während des Lenkens spürbar ist.

Während bei der Lenkwinkelgeschwindigkeitsmessung das dynamische Verhalten der Lenkung abgeprüft wird, wird beim **Durchlenken im Stand** das quasistationäre Lenkverhalten analysiert. Auch bei dieser Messung wird das Fahrzeug maximal auf der Vorderachse beladen und auf die Reibplatten gestellt. Anschließend wird aus der Mittelstellung langsam in den linken und dann in den rechten Anschlag gelenkt, wobei die Lenkwinkelgeschwindigkeit zwischen $30\text{ }^\circ/\text{s}$ und $70\text{ }^\circ/\text{s}$ liegen sollte.

In Tabelle 3.2 sind die zur Modellvalidierung verwendeten Manöver nochmals zusammengefasst:

Tabelle 3.2: Zur Modellvalidierung verwendete Fahrmanöver

Manöver	Geschwindigkeit	Lenkamplitude	Frequenz	Anmerkungen
Sinuslenken	50 km/h	ca. 80°	0,2 Hz	-
Parkieren	ca. 3 km/h	520°	-	-
LW-Geschwindigkeit	0 km/h	90°	$0 \rightarrow 2.1\text{ Hz}$	auf Reibplatte
Durchlenken im Stand	0 km/h	520°	-	auf Reibplatte

3.3 Validierung des Lenkungsmodells

Im folgenden wird das Amesim-Lenkungsmodell anhand der zuvor beschriebenen Lenkwinkelgeschwindigkeitsmessung und des Durchlenkens im Stand validiert. (Die Parkiermessung und das Sinuslenken werden zur Validierung der gekoppelten Simulationsumgebung verwendet.) An den in Abschnitt 2.1.4 definierten Schnittstellen des Lenkungsmodells werden dazu die während der entsprechenden Manöver aufgezeichneten Messwerte für Zahnstangenkraft, Lenkwinkel und Motordrehzahl auf das Simulationsmodell aufgeschaltet.

Zur Validierung werden die Simulationsergebnisse für das Handmoment, den Umlaufdruck und den Pumpenvolumenstrom mit den entsprechenden Messwerten verglichen. Da es sich gemäß dem Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis beim Handmoment um einen der wichtigsten Informationspfade für den Fahrer handelt, sind gute Validierungsergebnisse für das Handmoment von besonderer Bedeutung. Die Messungen für den Umlaufdruck werden verwendet, um die Güte des Drehschieberventil-Komponentenmodells zu beurteilen. Dieses ist insbesondere bei den quasistationären Lenkvorgängen für den Druckaufbau im Lenksystem maßgeblich. Bei dynamischen Lenkvorgängen kann über den Umlaufdruck zusätzlich der Einfluss des Dehnschlauchs betrachtet werden. Die Analyse des Pumpenvolumenstroms dient zur Überprüfung des Pumpenmodells.

In den folgenden Bildern 3.3 bis 3.5 werden die Vergleiche zwischen Messung und Simulation

für das Durchlenken im Stand gezeigt:

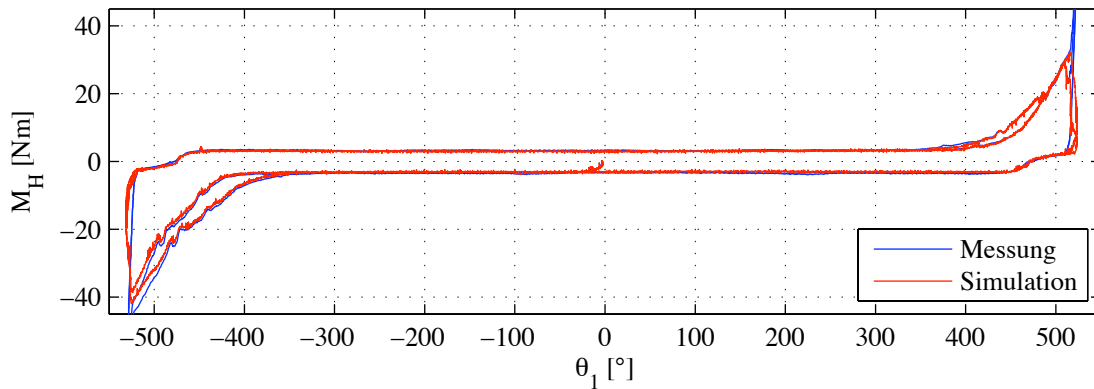


Bild 3.3: Durchlenken im Stand: Handmomentenverlauf über dem Lenkradwinkel

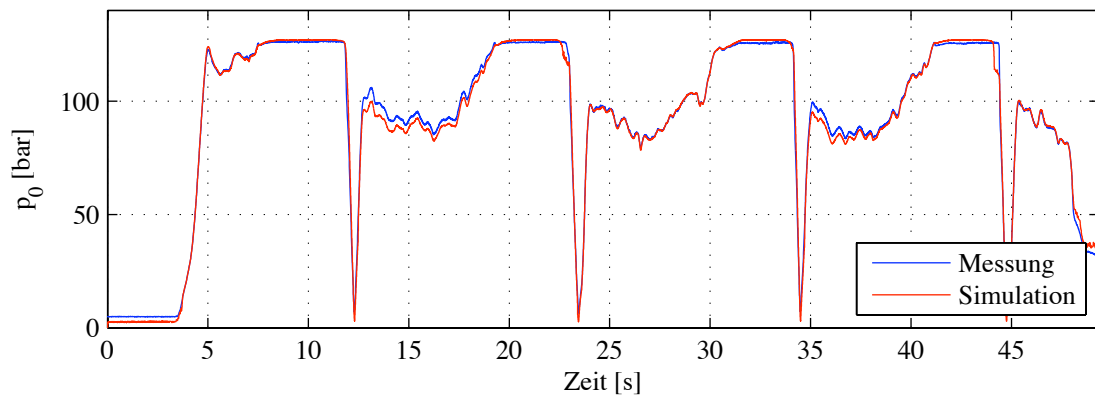


Bild 3.4: Durchlenken im Stand: Umlaufdruck

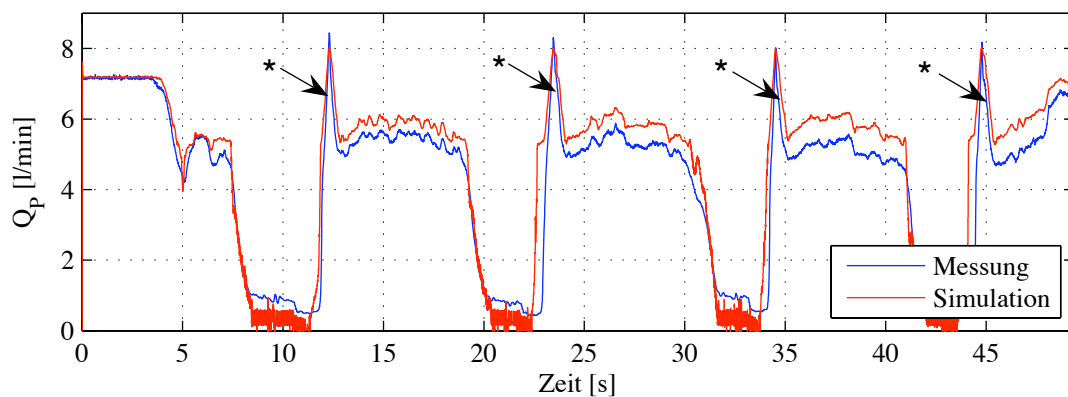


Bild 3.5: Durchlenken im Stand: Pumpenvolumenstrom

Wie in den Bildern zu sehen, stimmen sowohl die Simulationsergebnisse für das Handmoment, als auch für Umlaufdruck und Pumpenvolumenstrom gut mit den Messungen überein. Interessant ist in Bild 3.4 der Anstieg des Handmoments für sehr große Lenkwinkel. Dies lässt

sich durch den Aufbau der Achskinematik (genauer gesagt durch die Kombination aus Nachlaufwinkel und Spreizung) erklären, die dafür sorgen, dass der Vorderwagen bei sehr großen Lenkwinkeln durch die Lenkbewegung angehoben wird. In diesem Bereich kommt das Lenksystem dann auch in den Druckbegrenzungsbereich; das restliche Lenkmoment muss manuell aufgebracht werden.

Ebenfalls hervorgehoben werden soll an dieser Stelle der Pumpenvolumenstrom an den mit „*“ gekennzeichneten Stellen. Die rasche Änderung des Volumenstroms an diesen Stellen wird durch den plötzlichen Wechsel im Umlaufdruck beim Zurücklenken aus dem Endanschlag verursacht. Somit kann nachgewiesen werden, dass mit dem Pumpenmodell auch wie gewünscht dynamische Druckwechsellvorgänge nachgebildet werden können. Der Einbruch im Volumenstrom in den Bereichen, in denen sich das Lenksystem im Druckbegrenzungsbetrieb befindet, lässt sich dadurch erklären, dass hier fast der komplette von der Pumpe geförderte Volumenstrom über das Druckbegrenzungsventil abgeführt wird.

Die Validierungsergebnisse für die **Lenkwinkelgeschwindigkeitsmessung** werden in den Bildern 3.6 bis 3.8 gezeigt.

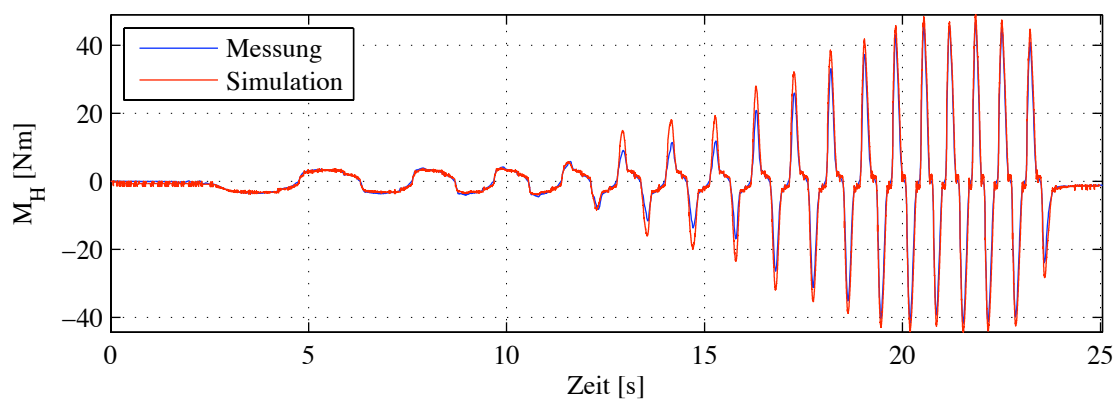


Bild 3.6: Lenkwinkelgeschwindigkeitsmessung: Handmomentenverlauf

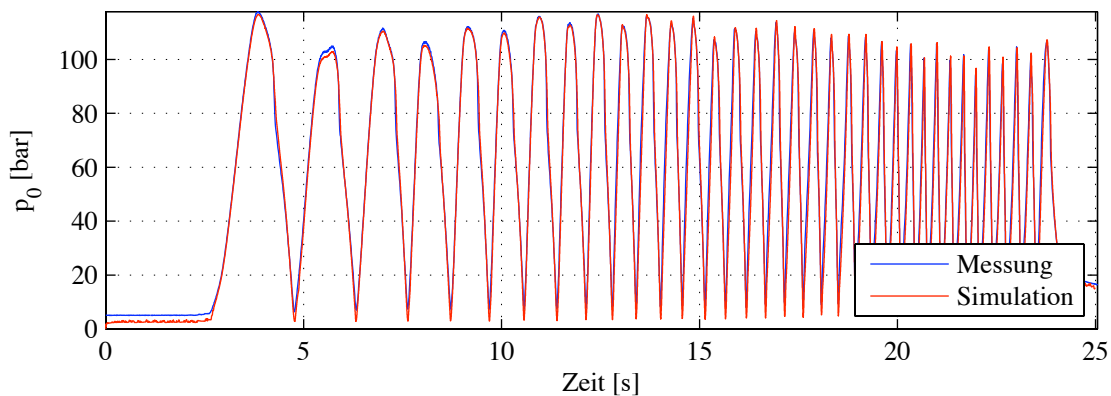


Bild 3.7: Lenkwinkelgeschwindigkeitsmessung: Umlaufdruck

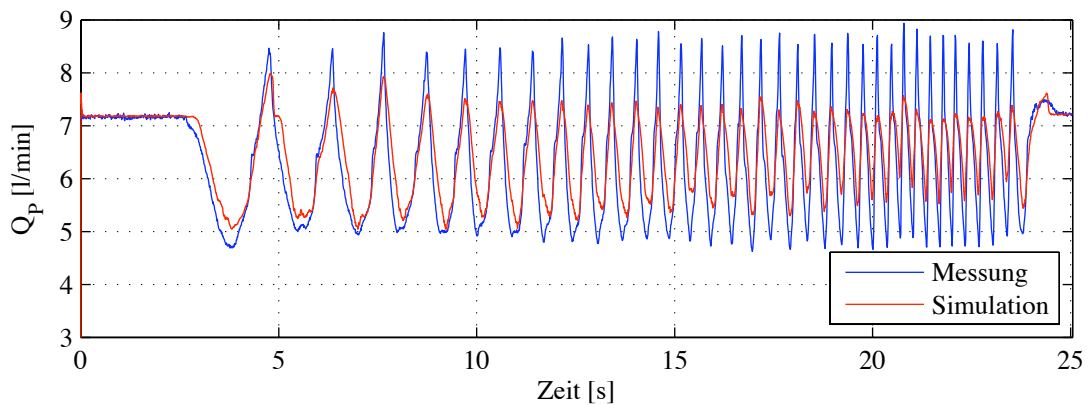


Bild 3.8: Lenkwinkelgeschwindigkeitsmessung: Pumpenvolumenstrom

Wie in den Bildern zu sehen, ergeben sich auch für diese Messung bei Handmoment und Umlaufdruck gute Ergebnisse; lediglich der Pumpenvolumenstrom zeigt hin zu hohen Lenkwinkelgeschwindigkeiten eine zu geringe Dynamik. Um hier eine bessere Performance zu erzielen, müssten die Pumpe und insbesondere die Reibungsverhältnisse am Volumenstromregelstift noch genauer analysiert werden. Da jedoch wie bereits zuvor erwähnt das Fahrerhandmoment für die weiteren Untersuchungen maßgeblich ist, kann die Abweichung im Pumpenvolumenstrom akzeptiert werden.

3.4 Validierung der Gesamtsystems simulation

Da im vorherigen Abschnitt gezeigt werden konnte, dass mit dem Lenkungsmodell sowohl stationäre, als auch dynamische Lenkvorgänge gut abgebildet werden können, muss im folgenden noch die Kopplung mit dem veDyna Vollfahrzeugmodell untersucht werden. Dies geschieht anhand der Fahrmanöver Sinuslenken und Parkieren, wobei die Ergebnisse für die Messungen beim **Sinuslenken** in den Bildern 3.9 bis 3.12 zu sehen sind.

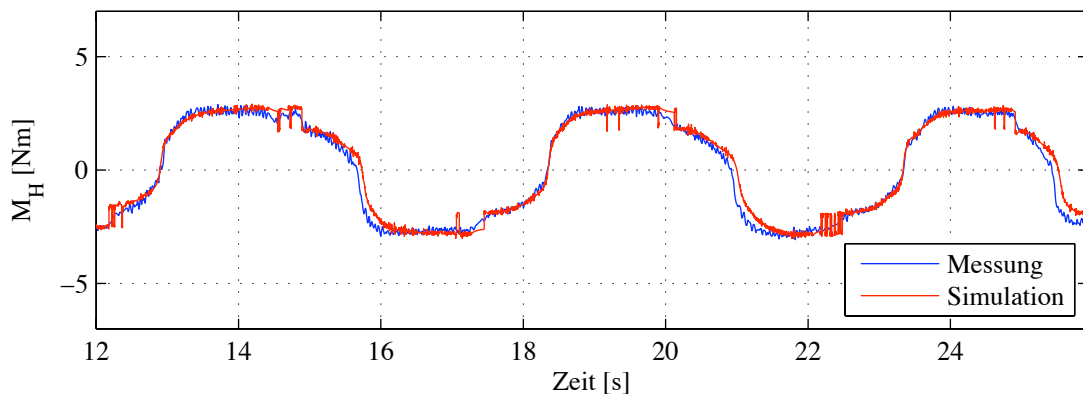


Bild 3.9: Sinuslenken: Handmomentenverlauf

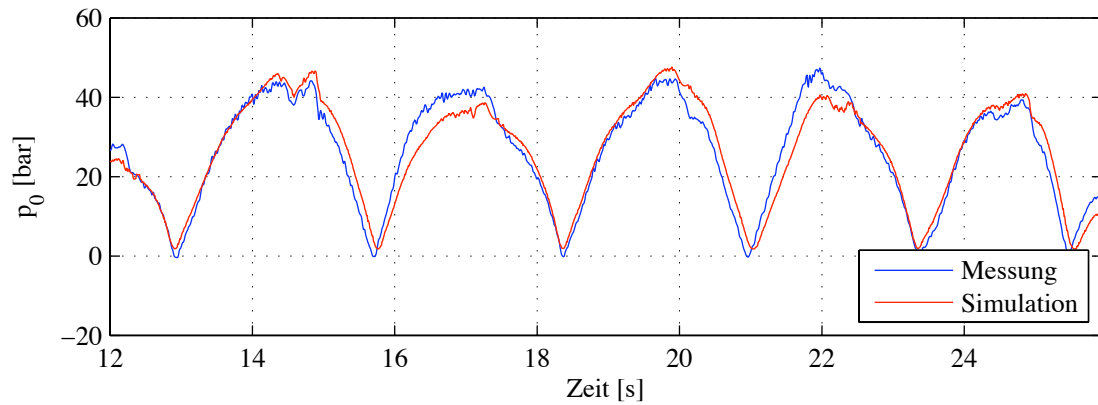


Bild 3.10: Sinuslenken: Umlaufdruck

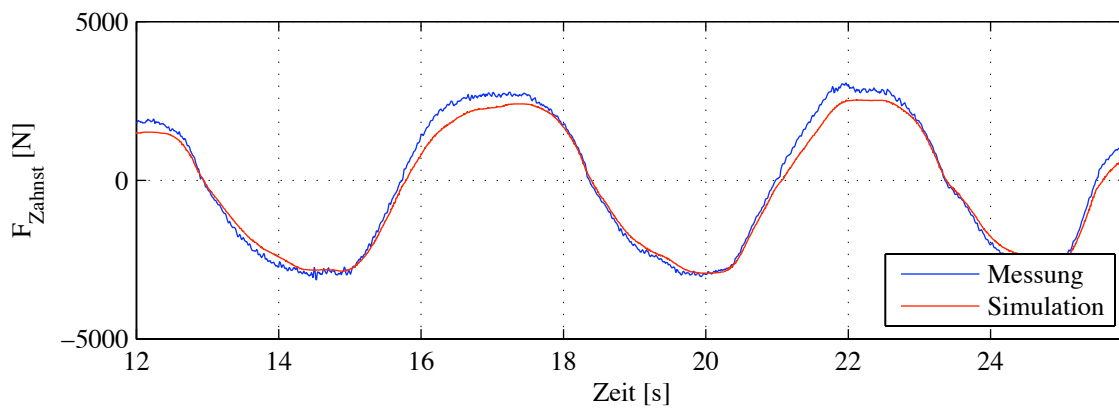


Bild 3.11: Sinuslenken: Zahnstangenkraft

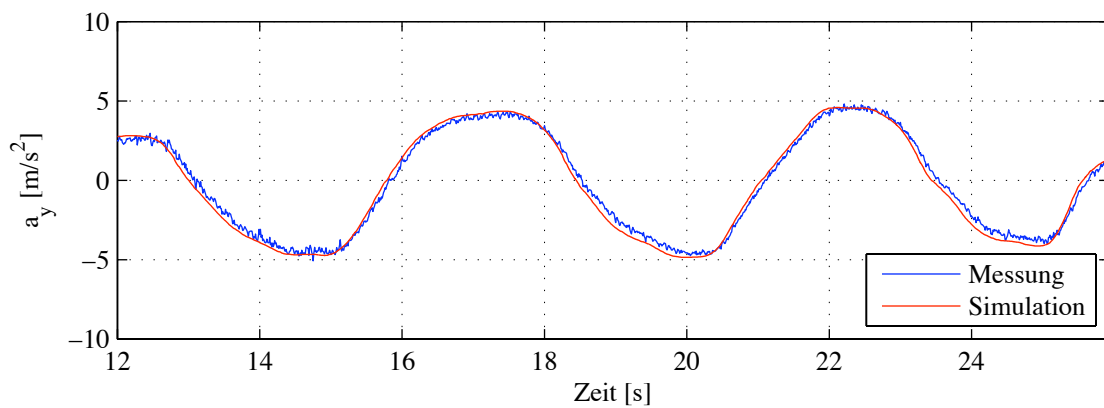


Bild 3.12: Sinuslenken: Fahrzeugquerbeschleunigung

Bei diesen Untersuchungen werden gemäß der Schnittstellenbeschreibung in Abschnitt 2.2 lediglich der Lenkwinkel und die Fahrzeuggeschwindigkeit vorgegeben; der Rest der für das Lenksystem erforderlichen Eingangsgrößen wird in der gekoppelten Simulation berechnet. Wie aufgrund der Simulationsergebnisse im vorherigen Abschnitt zu erwarten, zeigt sich auch beim Sinuslenken eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation bei

Fahrerhandmoment und Umlaufdruck. Voraussetzung für diese guten Ergebnisse ist allerdings eine möglichst gute Simulation der Zahnstangenkraft. Dass diese Forderung durch das Simulationstool erfüllt wird, ist in Bild 3.11 zu sehen. Anhand der Ergebnisse für die Fahrzeugquerbeschleunigung in Bild 3.12 kann zudem nachgewiesen werden, dass mit dem Fahrzeugmodell die reale Fahrsituation dabei korrekt nachgebildet wird.

Die Validierung der gekoppelten Simulation in einer **Parksituation** erfolgt anhand der in den Bildern 3.13 und 3.14 dargestellten Ergebnisse.

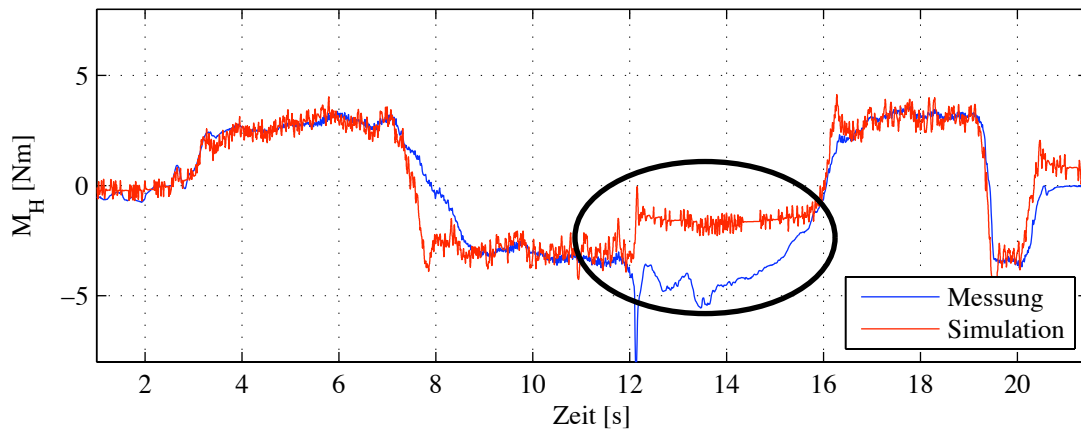


Bild 3.13: Parkieren: Handmomentenverlauf

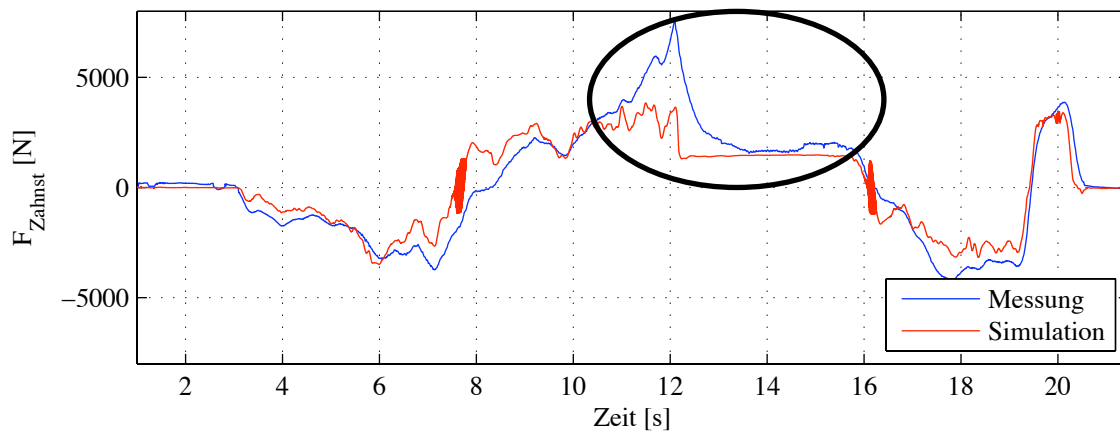


Bild 3.14: Parkieren: Zahnstangenkraft

Wie in Bild 3.13 zu sehen, ergibt sich beim Handmoment im umrandeten Bereich eine deutliche Abweichung zwischen Messung und Simulation. Betrachtet man den Verlauf der Zahnstangenkraft in diesem Bereich, so ist zu erkennen, dass über das Fahrzeugmodell der starke Anstieg der Zahnstangenkraft, der hier bei der Messung zu erkennen ist, nicht mit abgebildet wird. Dies liegt daran, dass die Kinematik der Achse im vorliegenden Fall nicht über ein Mehrkörpermodell, sondern über Kennlinien abgebildet ist, die das bereits beim Durchlenken

im Stand beschriebene Anheben des Vorderwagens bei großen Lenkwinkeln nicht berücksichtigen.

In den nicht gekennzeichneten Bereichen allerdings stimmen die Simulationsergebnisse für das Handmoment gut und für die Zahnstangenkraft ausreichend mit den Messwerten überein.

Im Hinblick auf das zu untersuchende aktive hydraulische Lenksystem bedeutet dies, dass die Systemanalyse auch für Parkiersituationen möglich ist, da der bei diesem Konzept verwendete Elektromotor in der Lenksäule angebracht ist und somit direkt gegen das simulativ gut abgebildete rückwirkende Moment arbeitet.

Da die Vorteile der entwickelten Simulationsstruktur aufgrund der hohen Modellkomplexität allerdings klar bei Analysen im Zeitbereich liegen, soll für systemtheoretische Analysen und eine modellbasierte Reglerentwicklung auf Grundlage der bisherigen Untersuchungen ein reduziertes und damit transparenteres Systemmodell entwickelt werden.

4. Systemtheoretische Analyse des untersuchten Lenksystems

Dieses Kapitel behandelt die systemtheoretische Analyse eines aktiven hydraulischen Servolenksystems und bildet damit die Grundlage für die im weiteren Verlauf der Arbeit durchgeführte Reglerentwicklung.

Zunächst wird zu diesem Zweck ein zur Systemanalyse geeignetes, reduziertes Lenkungsmodell hergeleitet. Die durch die Hydraulik verursachten Nichtlinearitäten im System werden dabei ebenso berücksichtigt wie die Schnittstellen zwischen Lenksystem und Umgebung und hier insbesondere zwischen Lenksystem und Fahrer / Elektromotor.

Da das Modell des Lenksystems aufgrund der Servohydraulik nichtlinear ist, wird das Lenksystem für weitere Untersuchungen in Arbeitspunkten linearisiert. Anschließend kann auf Grundlage des linearisierten Systemmodells das Lenksystem-Übertragungsverhalten im Frequenzbereich von Fahrerhandmoment zu Lenkwinkel (θ_1 vs. M_H) und von Zahnstangenkraft zu Handmoment (M_H vs. F_{Zahnst}) analysiert werden. Das Übertragungsverhalten von Lenkmoment zu Lenkwinkel kann dabei als *Führungsübertragungsverhalten* des Lenksystems angesehen werden, während das Übertragungsverhalten von Zahnstangenkraft zu Handmoment das *Störübertragungsverhalten* des Lenksystems darstellt.

4.1 Systemmodell

Da das zu erstellende Modell möglichst transparent sein soll und deshalb eine reduzierte Komplexität aufweisen muss, werden bei der Modellierung der Lenkmechanik folgende Vereinfachungen zum zuvor entwickelten komplexen Systemmodell gemacht:

- Die Lenksäule wird in einer Drehträgheit zusammengefasst und als unendlich steif angenommen. Die Verbindung zum Lenkgetriebe erfolgt allerdings weiterhin über den bis auf die Endanschlüsse voll modellierten Drehstab.
- Die Drehstabsteifigkeit wird linear angenähert.
- Die Kardangelenke in der Lenksäule werden nicht berücksichtigt.
- Die nichtlinearen Reibungseinflüsse am Lenkgetriebe werden durch eine Ausgleichsgerade so angenähert, dass ein geschwindigkeitsproportionales Reibungsverhalten vorliegt.

- Die Reifen werden durch ein direkt am Lenkgetriebe angekoppeltes Feder-Dämpfer-System ersetzt.

Eine freigeschnittene Darstellung des verwendeten Mechanikmodells ist in Bild 4.1 zu sehen:

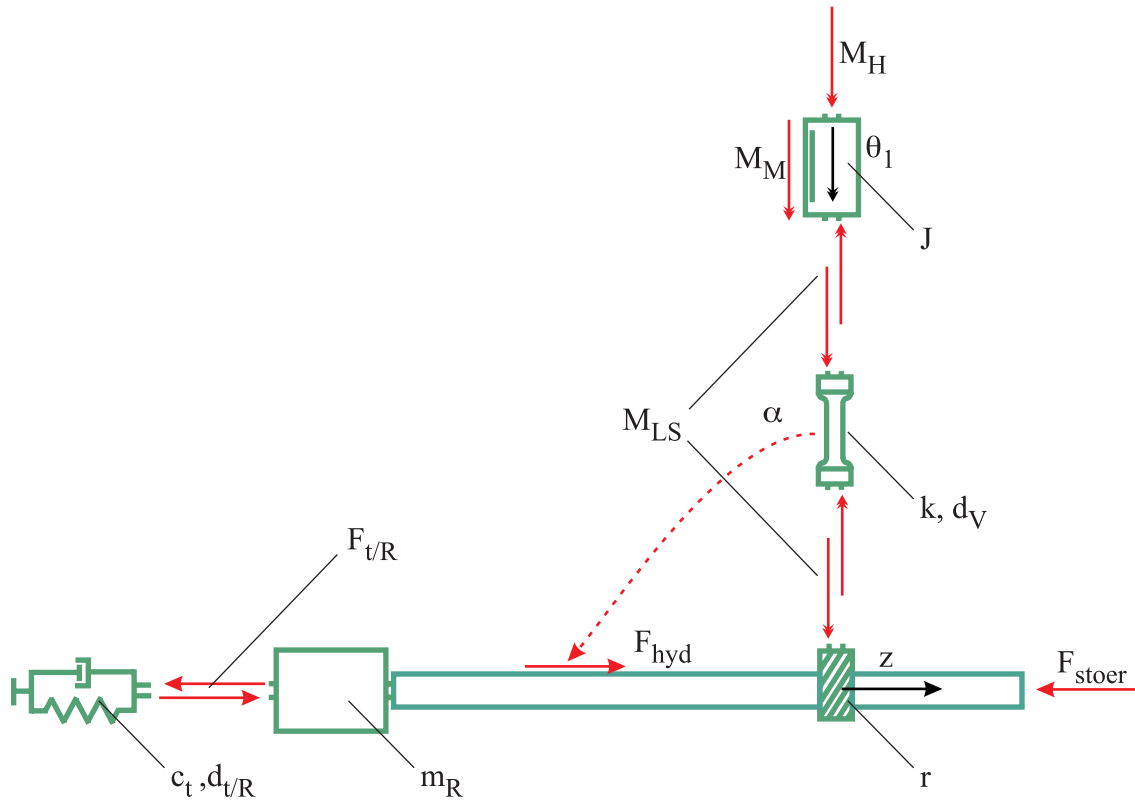


Bild 4.1: Freigeschnittenes, einfaches Modell der Lenkmechanik zur Systemanalyse

Mit Gleichung (4.1) kann das Kraftgleichgewicht am Lenkgetriebe und mit Gleichung (4.2) das Momentengleichgewicht an der Lenksäule beschrieben werden:

$$m_R \ddot{z} = \frac{\overbrace{M_H + M_M - J \ddot{\theta}_1}^{M_{LS}}}{r} + F_{hyd} - \underbrace{\left[c_t z + d_{t/R} \dot{z} + F_{stoer} \right]}_{F_{t/R}}, \quad (4.1)$$

$$J \ddot{\theta}_1 = M_H + M_M - \underbrace{\left[k \left(\theta_1 - \frac{z}{r} \right) + d_V \left(\dot{\theta}_1 - \frac{\dot{z}}{r} \right) \right]}_{M_{LS}}. \quad (4.2)$$

Mit M_{LS} wird dabei das von der Lenksäule auf das Lenkgetriebe wirkende Moment bezeichnet; wie in Gleichung (4.2) zu sehen, verdreht dieses Moment auch den Drehstab um den Winkel $\alpha = \theta_1 - \frac{z}{r}$.

Des Weiteren werden im Parameter $d_{t/R}$ die viskose Lenkgetriebereibung und der Dämpfungseinfluss des Reifenersatzmodells zusammengefasst; zusammen mit der Federsteifigkeit c_t des Ersatzmodells und der Kraft F_{stoer} ergibt sich die vom Fahrbahnkontakt auf das Lenkgetriebe wirkende Kraft $F_{t/R}$. Ausserdem wird die Drehträgheit des Reifens auf die Zahnstangenmasse m_R reduziert. Die Fahrereingabe erfolgt bei diesem Modell zudem als Moment und nicht wie zuvor über den Lenkwinkel. Die Fahrerschnittstelle wurde deshalb so gestaltet, da über den Elektromotor ebenfalls ein Moment erzeugt wird und somit Motormoment und Fahrerhandmoment als kombinierte Eingangsgröße betrachtet werden können.

Zur Berechnung der hydraulischen Servounterstützung muss der Differenzdruck im Hydraulikzylinder ermittelt werden¹. Dabei werden für das Servosystem folgende Annahmen bzw. Vereinfachungen getroffen:

- Die Dichte des Öls ist konstant.
- der Druck im Tank p_T ist Null,
- es liegt ausschließlich turbulenter Strömungszustand vor ($\Rightarrow C_d = konst.$),
- der Volumenstrom in das Drehschieberventil Q_0 ist konstant und
- aneinander angrenzende Steuerkanten des Ventils sind symmetrisch; gegenüberliegende Steuerkanten sind identisch.

Die Herleitung der Formel zur Berechnung des Differenzdrucks wird im folgenden erläutert. Die Volumenströme über die Steuerkanten des Drehschieberventils sind bereits aus Abschnitt 2.1.2.1 bekannt und werden hier der Übersichtlichkeit halber nochmals aufgelistet:

$$Q_1 = C_d A_1(\alpha) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_B}, \quad (4.3)$$

$$Q_2 = C_d A_2(\alpha) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_B)}, \quad (4.4)$$

$$Q_3 = C_d A_1(\alpha) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_A)}, \quad (4.5)$$

$$Q_4 = C_d A_2(\alpha) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_A}. \quad (4.6)$$

Ebenfalls aus Abschnitt 2.1.2.1 bekannt sind die Gleichungen zur Berechnung des Volumenstroms an den Anschlüssen des Drehschieberventils:

$$Q_0 = -(Q_2 + Q_3), \quad (4.7)$$

$$Q_T = Q_1 + Q_4, \quad (4.8)$$

¹Der Berechnungsgang ist in [29] zu finden und wird hier nochmals kurz wiedergegeben

$$Q_A = Q_3 - Q_4 = A_P \dot{z}. \quad (4.9)$$

$$Q_B = Q_2 - Q_1 = -A_P \dot{z}, \quad (4.10)$$

Gemäß Merritt [76] sind bei der vorliegenden Steuerkantengeometrie die Volumenströme in einander gegenüberliegenden Steuerkanten gleich groß. Deshalb ergibt sich für den Volumenstrom in das Ventil

$$Q_0 = -(Q_1 + Q_2) = -(Q_3 + Q_4) \quad (4.11)$$

und aus Gleichung (4.9) und Gleichung (4.11) für den Druck in Zylinderkammer A:

$$Q_0 + Q_A = Q_0 + A_P \dot{z} = -2Q_4 \Rightarrow p_A = \frac{(Q_0 + A_P \dot{z})^2 \rho}{8C_d^2 A_2^2}. \quad (4.12)$$

Analog gilt für die Berechnung des Druckes in Kammer B des Hydraulikzylinders unter Verwendung der Gleichungen (4.10) und (4.11):

$$Q_0 + Q_B = Q_0 - A_P \dot{z} = -2Q_1 \Rightarrow p_B = \frac{(Q_0 - A_P \dot{z})^2 \rho}{8C_d^2 A_1^2}. \quad (4.13)$$

In Bild 4.2 ist der Differenzdruck im Hydraulikzylinder $p_L = p_A - p_B$ in Abhängigkeit der Drehstabverdrehung und der Zahnstangengeschwindigkeit dargestellt. Wie im Bild zu sehen,

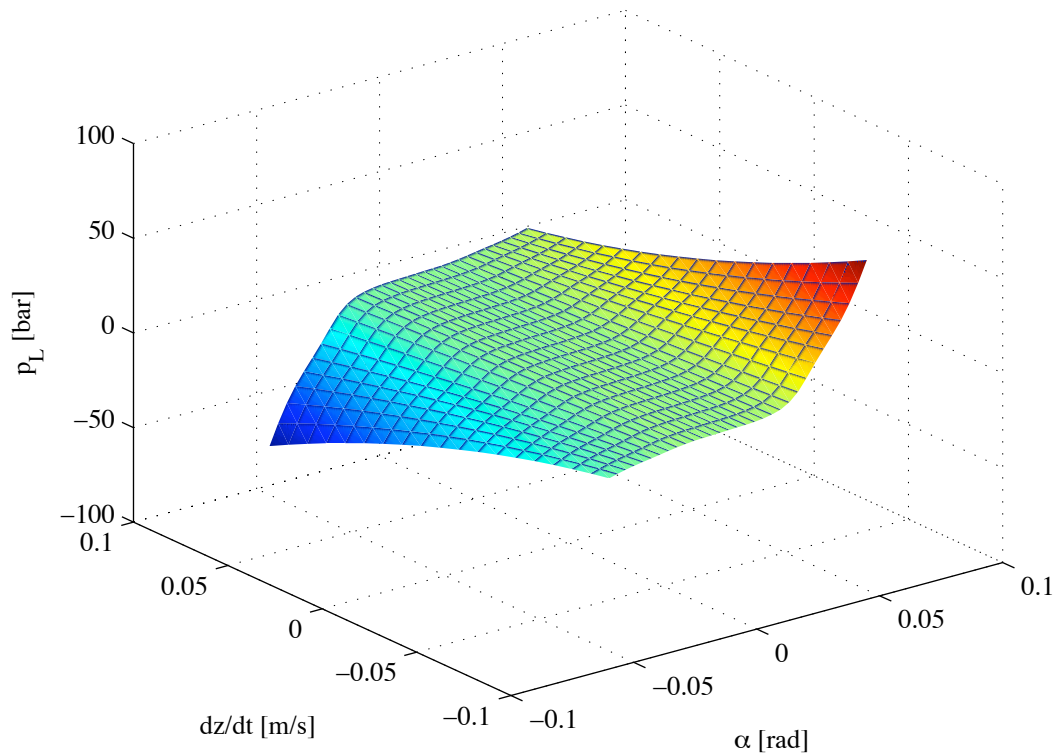


Bild 4.2: Druckdifferenz im Hydraulikzylinder

steigt der Differenzdruck und damit die Servounterstützung mit zunehmender Drehstabverdrehung an; ist das Lenkgetriebe blockiert ($\dot{z} = 0$), so wird die Unterstützungskennlinie wie in der Einleitung bereits erläutert als Ventilkennlinie bezeichnet.

Bewegt sich die Zahnstange in Verdrehrichtung des Drehstabs (und damit in Lenkrichtung), so verringert sich die Servounterstützung; wird die Zahnstange entgegen der Drehstabverdrehung bewegt, so wirkt die Druckdifferenz der Bewegung entgegen.

Aus der Druckdifferenz im Hydraulikzylinder kann schließlich die hydraulische Unterstützungskraft berechnet werden. Zur Berücksichtigung der Druckaufbaudynamik im Zylinder wird ein Verzögerungselement erster Ordnung mit der Zeitkonstante T_{PB} verwendet.

$$F_{hyd} + T_{PB}\dot{F}_{hyd} = \left[\underbrace{(p_A - p_B)}_{p_L} A_P \right]. \quad (4.14)$$

Eine Möglichkeit zur Parametrierung des PT_1 -Elements besteht in einem Vergleich des reduzierten Systemmodells mit den Ergebnissen des komplexen Modells im Zeitbereich. Dazu wird das reduzierte Systemmodell zunächst so umgestellt, dass der Lenkwinkel wiederum als Eingangsgröße in das Lenksystem dient. Anschließend wird die Zeitkonstante des PT_1 -Elements so angepasst, dass das Handmoment des reduzierten Systemmodells möglichst gut mit dem des komplexen Modells übereinstimmt. In Bild 4.3 ist dies für einen Sinus-Sweep-Lenkvorgang mit einer Amplitude von 360° und einer maximalen Lenkwinkelgeschwindigkeit von $500^\circ/\text{s}$ dargestellt.

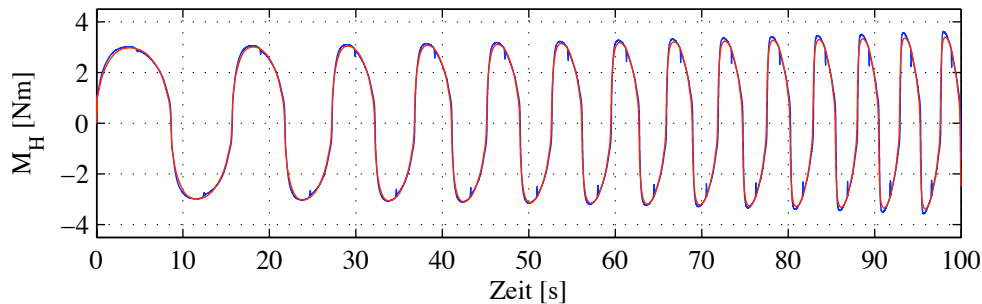


Bild 4.3: Handmomentverlauf mit dem komplexen Lenkungsmodell (blau) und dem reduzierten Systemmodell (rot) bei einem Sinus-Sweep Lenkvorgang

Neben Lenkmechanik und -hydraulik müssen des weiteren die mechatronischen Komponenten im reduzierten Systemmodell berücksichtigt werden. Die Kommunikationskette DSP-Prozessor \leftrightarrow Motorsteuergerät \leftrightarrow Elektromotor wird dabei über das in Abschnitt 2.1.3 hergeleitete Modell beschrieben:

$$M_M + T_1\dot{M}_M = M_M^*. \quad (4.15)$$

Für die Beeinflussung des Fahrerhandmoments muss ausserdem eine Möglichkeit geschaffen werden, um das Lenkmoment in der Lenksäule erfassen zu können. Dies erfolgt über eine in

der Lenksäule verbaute Drehmomentenmesswelle, wobei der Einbauort der Messwelle Auswirkungen auf die Art der Handmomentenregelung hat.

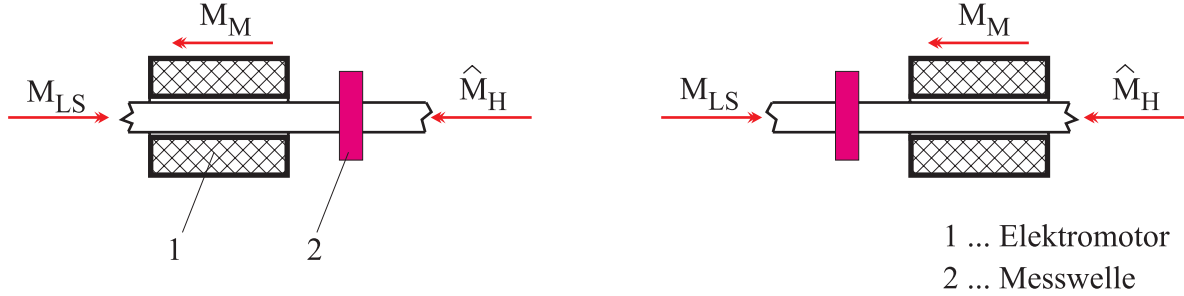


Bild 4.4: Möglichkeiten der Sensoranordnung in der Lenksäule: zwischen Fahrer und Elektromotor (links) bzw. vor dem Elektromotor (rechts)

In Bild 4.4 sind die zwei verschiedenen Anordnungsmöglichkeiten dargestellt. Wenn die Messwelle zwischen Fahrer und Elektromotor montiert ist, so lässt sich das von der Messwelle aufgezeichnete Moment M_{sens} mit Gleichung (4.16) berechnen; ist die Messwelle in der Lenksäule vor dem Elektromotor angebracht, so kann das Sensormoment mit Gleichung (4.17) berechnet werden²:

$$M_{sens} + T_2 \dot{M}_{sens} = \hat{M}_H = \underbrace{k(\theta_1 - \frac{z}{r}) + d_V(\dot{\theta}_1 - \frac{\dot{z}}{r})}_{M_{LS}} - M_M, \quad (4.16)$$

$$M_{sens} + T_2 \dot{M}_{sens} = \hat{M}_H + M_M = \underbrace{k(\theta_1 - \frac{z}{r}) + d_V(\dot{\theta}_1 - \frac{\dot{z}}{r})}_{M_{LS}}. \quad (4.17)$$

In beiden Fällen wird die Dynamik der Drehmomentenmesswelle über ein PT_1 -Element mit der Zeitkonstanten T_2 beschrieben.

Aus den Gleichungen (4.16) und (4.17) ergibt sich dann auch die Art der Regelung zur Beeinflussung des Fahrerhandmoments. Wird der Sensor zwischen Motor und Fahrer montiert, so kann direkt das (durch den Elektromotor beeinflusste) Fahrermoment \hat{M}_H gemessen werden. Zur Handmomentenregelung wird dieses Sensormoment zurückgeführt und mit einer Sollwertvorgabe für das Handmoment verglichen. Bei dieser Sensoranordnung wird zur Regelung des Fahrerhandmoments demnach eine klassische Feedback-Struktur verwendet.

²Das Handmoment wird mit einem „Hütchen“ versehen, da es sich nicht um das tatsächlich vom Fahrer aufzubringende Lenkmoment handelt. Dieser muss vielmehr zusätzlich die Trägheit der Lenksäule überwinden:

$$M_H = \hat{M}_H + J\ddot{\theta}_1,$$

wobei hier zusätzlich vorausgesetzt wird, dass die gesamte Trägheit der Lenksäule im Lenkrad zusammengefasst werden kann. Da die Drehträgheit des Lenkrads tatsächlich wesentlich größer ist, als die Trägheiten der restlichen Lenksäulenkomponenten, ist diese Modellannahme zulässig.

Ist die Momentenmesswelle allerdings vor dem Elektromotor in der Lenksäule montiert, so kann nicht direkt das Handmoment aber dafür das vom Elektromotor unmodifizierte Lenksäulenmoment gemessen werden. Diese Anordnung eignet sich deshalb besonders zur Vibrationskompensation, da der Elektromotor so betrieben werden kann, dass er den vom Sensor gemessenen Störanregungen genau entgegenarbeitet und sie somit für den Fahrer kompensiert. In diesem Fall handelt es sich bei der anzuwendenden Reglerstruktur um eine Feedforward-Störgrößenaufschaltung.

Für die weiteren Analysen in Kapitel 4 wird davon ausgegangen, dass der Drehmomentsensor zwischen Elektromotor und Fahrer eingebaut ist.

Mit den bisher präsentierten Differentialgleichungen kann schließlich die Dynamik des Lenksystems vollständig beschrieben werden; dieses beschreibende Gleichungssystem kann als Zustandsraumdarstellung zusammengefasst werden:

$$\dot{\underline{x}} = \underline{h}(\underline{x}, \underline{u}) = A\underline{x} + B\underline{u} + \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}); \quad (4.18)$$

$$\underline{y} = \underline{i}(\underline{x}, \underline{u}) = C\underline{x} + D\underline{u} + \underline{g}(\underline{x}, \underline{u}), \quad (4.19)$$

Der Zustandsvektor \underline{x} , der Eingangsvektor \underline{u} und der Systemausgang \underline{y} haben dabei folgenden Aufbau:

$$\underline{x} = \begin{pmatrix} M_M \\ M_{sens} \\ z \\ \dot{z} \\ \theta_1 \\ \dot{\theta}_1 \\ F_{hyd} \end{pmatrix}, \quad \underline{u} = \begin{pmatrix} M_H \\ F_{stoer} \\ M_M^* \end{pmatrix}, \quad \underline{y} = \begin{pmatrix} \theta_1 \\ M_{sens} \end{pmatrix}. \quad (4.20)$$

Die Besetzung der Systemmatrizen A , B , C und D ist in den Gleichung (4.21) bis (4.24) dargestellt:

$$A = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{T_2} & -\frac{1}{T_2} & -\frac{k}{T_2 r} & -\frac{d_V}{T_2 r} & \frac{k}{T_2} & \frac{d_V}{T_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k+c_t r^2}{m r^2} & -\frac{d_V+d_t/R r^2}{m r^2} & \frac{k}{m r} & \frac{d_V}{m r} & \frac{1}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{1}{J} & 0 & \frac{k}{J r} & \frac{d_V}{J r} & -\frac{k}{J} & -\frac{d_V}{J} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_{PB}} \end{pmatrix}, \quad (4.21)$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{T_1} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (4.22)$$

$$C = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (4.23)$$

$$D = 0. \quad (4.24)$$

Über die Terme f und g in den Gleichungen (4.18) bzw. (4.19) werden schließlich die durch die Hydraulik verursachten Nichtlinearitäten in der Zustandsraumdarstellung zusammengefasst:

$$\underline{f}(\underline{x}, \underline{u}) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{A_P}{T_{PE}} p_L(\alpha, \dot{z}) \end{pmatrix} = \underline{f}(x_3, x_4, x_5), \quad \underline{g}(\underline{x}, \underline{u}) = \underline{0}. \quad (4.25)$$

Wie zuvor festgelegt, hat das mit den Gleichungen (4.18) bis (4.25) beschriebene nichtlineare Multiple Input - Multiple Output (MIMO) System das Handmoment, die Zahnstangenkraft und das Motorsollmoment als Eingangsgrößen und den Lenkwinkel sowie das über die Drehmomentenmesswelle gemessene Handmoment als Ausgangsgrößen. Im folgenden wird das Übertragungsverhalten des Lenksystems in verschiedenen Übertragungspfaden untersucht. Bevor dies möglich ist, muss das System jedoch linearisiert werden.

4.2 Linearisierung des Servosystems

Die Linearisierung des Lenkungsmodells erfolgt um mit „*“ gekennzeichnete Arbeitspunkte, und beschreibt das tatsächliche, nichtlineare Systemverhalten in einem engen Bereich um diese Arbeitspunkte. Man spricht deshalb bei dieser Art der Linearisierung auch vom *Kleinsignalverhalten* des Systems. Die Linearisierung erfolgt über eine Entwicklung des Systemmodells in eine Taylorreihe [77], die nach dem zweiten Glied abgebrochen wird. Für das Lenksystem ergibt sich:

$$\dot{\underline{x}}^* + \Delta \dot{\underline{x}} = \underbrace{h(\underline{x}^*, \underline{u}^*)}_{\dot{\underline{x}}^*} + \left[\frac{\partial h_i}{\partial x_j} \right]_* \Delta \underline{x} + \left[\frac{\partial h_i}{\partial u_j} \right]_* \Delta \underline{u}, \quad (4.26)$$

$$\underline{y}^* + \Delta \underline{y} = \underbrace{i(\underline{x}^*, \underline{u}^*)}_{\underline{y}^*} + \left[\frac{\partial i_i}{\partial x_j} \right]_* \Delta \underline{x} + \left[\frac{\partial i_i}{\partial u_j} \right]_* \Delta \underline{u}. \quad (4.27)$$

Durch die Linearisierung des nichtlinearen, zeitinvarianten Systems entsteht auf diese Weise ein lineares, zeitvariantes System bzw. eine Familie linearer Systeme, die in einem engen Bereich um den jeweiligen zur Linearisierung verwendeten Arbeitspunkt gute Ergebnisse zeigen:

$$\Delta \dot{\underline{x}} = A_* \Delta \underline{x} + B_* \Delta \underline{u}, \quad (4.28)$$

$$\Delta \underline{y} = C_* \Delta \underline{x} + D_* \Delta \underline{u}. \quad (4.29)$$

Die Berechnung der Systemmatrizen A_* , B_* , C_* und D_* des linearisierten Systems erfolgt wie in den Gleichungen (4.26) und (4.27) zu sehen über Funktional- bzw. Jacobi-Matrizen [78] von $\underline{h}(\cdot)$ bzw. $\underline{i}(\cdot)$:

$$A_* = \left[\frac{\partial h_i}{\partial x_j} \right]_* = A + \left[\frac{\partial f_i}{\partial x_j} \right]_* = A + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{A_P}{T_{PB}} \left(\frac{\partial p_L}{\partial \alpha} \Big|_* (\alpha - \alpha_*) + \frac{\partial p_L}{\partial \dot{z}} \Big|_* (\dot{z} - \dot{z}_*) \right) \end{pmatrix}, \quad (4.30)$$

$$B_* = \left[\frac{\partial h_i}{\partial u_j} \right]_* = B + \left[\frac{\partial f_i}{\partial u_j} \right]_* = B, \quad (4.31)$$

$$C_* = \left[\frac{\partial i_i}{\partial x_j} \right]_* = C, \quad (4.32)$$

$$D_* = \left[\frac{\partial i_i}{\partial u_j} \right]_* = D. \quad (4.33)$$

Während B_* , C_* und D_* gegenüber dem nichtlinearen Ausgangssystem unverändert sind, wird zur Beschreibung des linearen Systems im Arbeitspunkt gemäß Gleichung (4.30) folgende Systemmatrix A_* verwendet:

$$A_* = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{T_2} & -\frac{1}{T_2} & -\frac{k}{T_2 r} & -\frac{d_V}{T_2 r} & \frac{k}{T_2} & \frac{d_V}{T_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k+c_t r^2}{m r^2} & -\frac{d_V+d_t/R r^2}{m r^2} & \frac{k}{m r} & \frac{d_V}{m r} & \frac{1}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{1}{J} & 0 & \frac{k}{J r} & \frac{d_V}{J r} & -\frac{k}{J} & -\frac{d_V}{J} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{G_{\alpha,*} A_P}{T_{PB} r} & \frac{G_{\dot{z},*} A_P}{T_{PB}} & \frac{G_{\alpha,*} A_P}{T_{PB}} & 0 & -\frac{1}{T_{PB}} \end{pmatrix}, \quad (4.34)$$

$$G_{\alpha,*} = \left. \frac{\partial p_L}{\partial \alpha} \right|_*, \quad G_{\dot{z},*} = \left. \frac{\partial p_L}{\partial \dot{z}} \right|_*. \quad (4.35)$$

Mit $G_{\alpha,*}$ wird dabei die partielle Ableitung des Differenzdruckes nach dem Verdrehwinkel des Drehschieberventils abgekürzt. Bei Murrenhoff wird diese Ableitung als *Drucksignalverstärkung* bezeichnet [79]. Die Ableitung des Differenzdruckes nach der Verfahrensgeschwindigkeit des Zylinders wird im folgenden die *Geschwindigkeitsverstärkung* genannt und mit $G_{\dot{z},*}$ abgekürzt. In Bild 4.5 sind Druck- und Geschwindigkeitsverstärkung für das analysierte Lenksy-

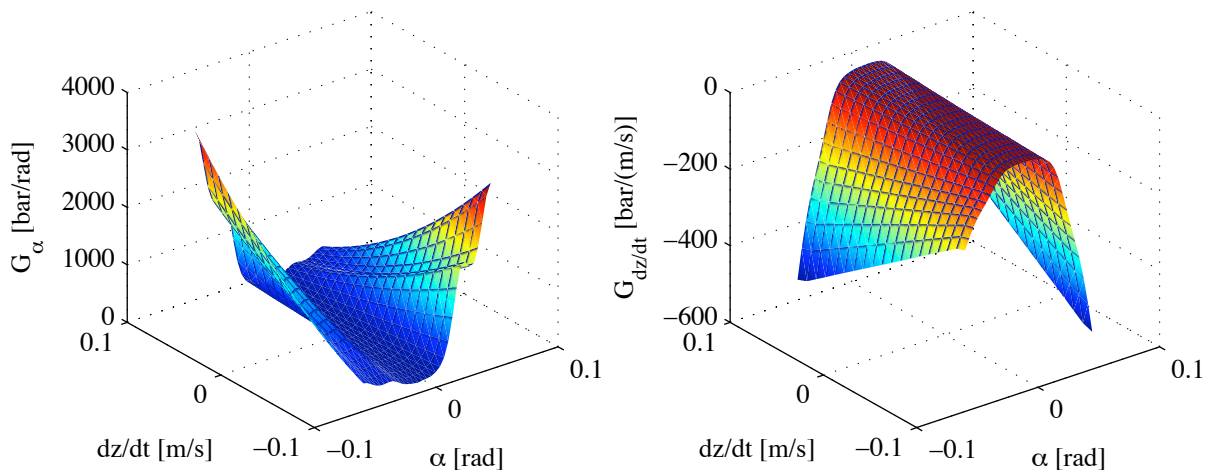


Bild 4.5: Druck- und Geschwindigkeitsverstärkung des analysierten Lenksystems

stem in Abhängigkeit des jeweiligen Arbeitspunktes abgebildet. Wie gerade herausgearbeitet, wird dieser über Verdrehwinkel α und Zahnstangengeschwindigkeit \dot{z} definiert.

4.3 Systemübertragungsverhalten im Frequenzbereich

Mit dem linearisierten Systemmodell kann im folgenden das Übertragungsverhalten des Lenksystems im Frequenzbereich untersucht werden. Dazu wird die funktionale Zeitabhängigkeit über die so genannte *Laplace-Transformation* [80] in eine Frequenzabhängigkeit umgerechnet:

$$\mathcal{L}\{f(t)\} = \int_0^{\infty} e^{-st} f(t) dt = F(s). \quad (4.36)$$

Bei den Übertragungspfaden, die genauer analysiert werden sollen, handelt es sich wie bereits zu Beginn des Kapitels angesprochen um den als Führungsübertragungsverhalten bezeichneten Pfad von Handmoment zu Lenkwinkel und um das Störübertragungsverhalten von Zahnstangenkraft zu Sensormoment. Für die Analyse werden folgende weitere Annahmen getroffen.

- Das Feder-Dämpfer-Modell des Reifens wird nur mit einer schwachen Dämpfung parametrisiert; die Federsteifigkeit des Modells wird auf Grundlage einer Zahnstangenkraftmessung beim Parkieren ermittelt.
- T_2 wird sehr klein gewählt und somit die Dynamik der Drehmomentenmesswelle vernachlässigt.

Der Amplitudengang des Führungsübertragungsverhaltens unter Berücksichtigung dieser Annahmen ist in Bild 4.6 und der Phasengang des Führungsübertragungsverhaltens in Bild 4.7 dargestellt.

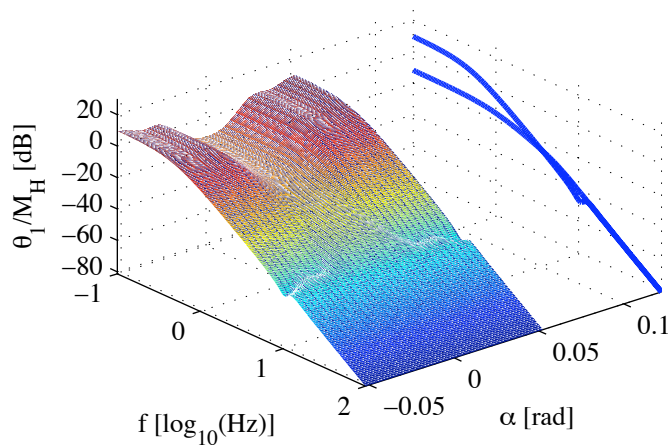


Bild 4.6: Amplitudengang des Führungsübertragungsverhaltens (θ_1 / M_H) in Abhängigkeit der Drehstabverdrehung sowie obere und untere Begrenzung des Amplitudengangs für den gewählten Arbeitsbereich

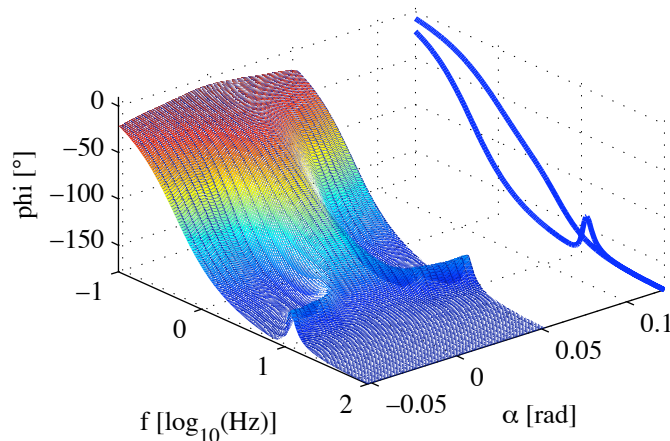


Bild 4.7: Phasengang des Führungsübertragungsverhaltens (θ_1 / M_H) in Abhängigkeit der Drehstabverdrehung sowie obere und untere Begrenzung des Phasengangs für den gewählten Arbeitsbereich

Dabei ist die Zahnstangengeschwindigkeit des Lenksystems für die abgebildeten Plots Null; der Arbeitspunkt wird somit ausschließlich über die Verdrehung des Drehstabes definiert.

Wie in den Bildern zu erkennen, wird im niederfrequenten Bereich bis ca. 10 Hz das Übertragungsverhalten des Lenksystems stark durch die Nichtlinearitäten der Hydraulik beeinflusst, so dass das Lenksystem in diesem Bereich einen arbeitspunktabhängigen Amplituden- und Phasengang aufweist. Dabei nimmt mit steigender Verdrehung des Drehschieberventils die stationäre Verstärkung des Lenksystems zu. Für höhere Frequenzen zeigt das Führungsübertragungsverhalten dann einen Phasenabfall von 40 dB / Dekade.

Das Übertragungsverhalten vom Motorsollmoment des Elektromotors zum Lenkwinkel verläuft sehr ähnlich; hier muss lediglich die Motordynamik zusätzlich berücksichtigt werden. Auf Grundlage dieses Übertragungsverhaltens kann in Kapitel 5 schließlich die autonome Parkierassistenz ausgelegt werden.

Das Störübertragungsverhalten des Lenksystems von Zahnstangenkraft zu Sensormoment wird im folgenden untersucht. Diese Untersuchungen sind vor allem für Fahrsituationen relevant, in denen der Fahrer die Hände am Lenkrad hat. Wenn mit der Modellannahme gearbeitet wird, dass dies einer komplett blockierten Lenksäule entspricht, kann das zur Analyse verwendete lineare Systemmodell aus den Gleichungen (4.26) bis (4.35) folgendermaßen vereinfacht werden:

$$\dot{\underline{x}} = A_{*,red}\underline{x}_{red} + B_{*,red}\underline{u}_{red}, \quad (4.37)$$

$$y_{red} = C_{*,red}\underline{x}_{red} \quad (4.38)$$

mit dem Zustandsvektor \underline{x}_{red} , dem Eingangsvektor \underline{u}_{red} und dem Ausgang y_{red} :

$$\underline{x}_{red} = \begin{pmatrix} M_M \\ M_{sens} \\ z \\ \dot{z} \\ F_{hyd} \end{pmatrix}, \quad \underline{u}_{red} = \begin{pmatrix} F_{stoer} \\ M_M^* \end{pmatrix}, \quad y_{red} = M_{sens} \quad (4.39)$$

und den Systemmatrizen $A_{*,red}$, $B_{*,red}$ und $C_{*,red}$:

$$A_{*,red} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{T_2} & -\frac{1}{T_2} & -\frac{k}{T_2 r} & -\frac{d_V}{T_2 r} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k+c_t r^2}{m r^2} & -\frac{d_V+d_t/R r^2}{m r^2} & \frac{1}{m} \\ 0 & 0 & -\frac{G_{\alpha,*} A_P}{T_{PB} r} & \frac{G_{z,*} A_P}{T_{PB}} & -\frac{1}{T_{PB}} \end{pmatrix}, \quad (4.40)$$

$$B_{*,red} = \begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{T_1} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (4.41)$$

$$c_{*,red} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (4.42)$$

Dass diese Modellannahme der durch den Fahrer komplett blockierten Lenksäule plausibel ist, wird von Kohno et al. in [81] für ein elektromechanisches Servolenksystem nachgewiesen. Der Amplitudengang des Lenkungs-Störübertragungsverhaltens ist schließlich in Bild 4.8 und der Phasengang in Bild 4.9 dargestellt:

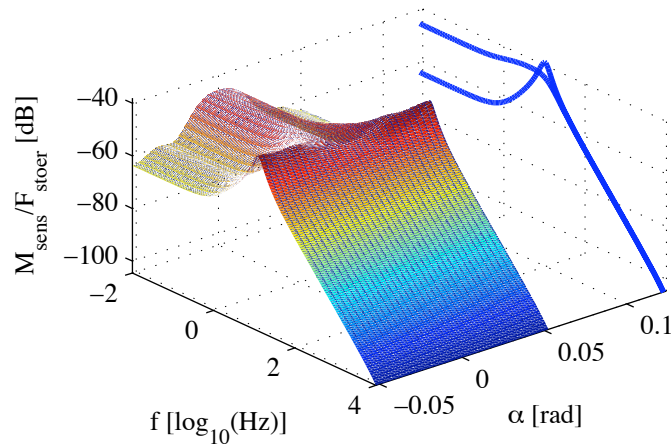


Bild 4.8: Amplitudengang des Störübertragungsverhaltens (M_{sens} / F_{stoer}) in Abhängigkeit der Drehstabverdrehung sowie obere und untere Begrenzung des Amplitudengangs für den gewählten Arbeitsbereich

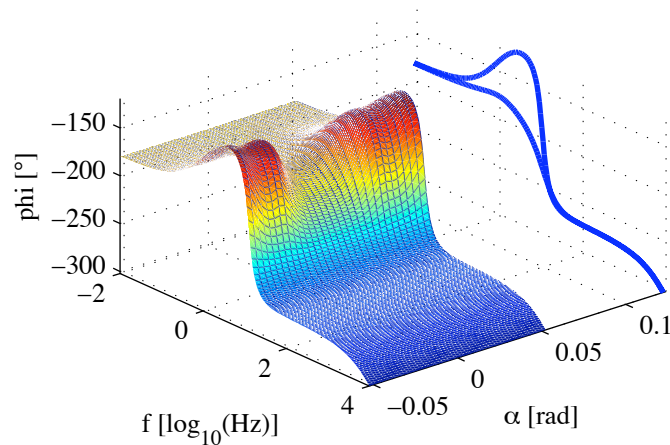


Bild 4.9: Phasengang des Störübertragungsverhaltens (M_{sens} / F_{stoer}) in Abhängigkeit der Drehstabverdrehung sowie obere und untere Begrenzung des Phasengangs für den gewählten Arbeitsbereich

Wiederum ist für die Plots die Zahnstangengeschwindigkeit null, so dass der Arbeitspunkt ausschließlich durch die Drehstabverdrehung definiert wird.

In den Bildern ist zu erkennen, dass das Lenksystem im Störübertragungszweig die Funktion eines Tiefpassfilters übernimmt, wobei Amplituden- und Phasengang im niederfrequenten Bereich - wie schon für das Führungsübertragungsverhalten gezeigt - durch die Nichtlinearitäten der Lenksystemhydraulik beeinflusst werden. Mit steigender Drehstabverdrehung

wächst dabei das Kompensationspotential des Lenksystems gegenüber niederfrequenten von der Straße verursachten Störanregungen. Dies lässt sich anhand des Verlaufs der Druckverstärkung erklären, die bei nicht bewegter Zahnstange der Steigung der Ventilkennlinie entspricht. Da diese mit zunehmender Drehstabverdrehung größer wird und somit die Variation des Zylinder-Differenzdrucks bei einer Variation der Drehstabverdrehung größer wird, kann einer Störanregung mit steigender Drehstabverdrehung auch besser entgegengewirkt werden. Somit werden die für den Fahrer zu spürenden Momentenschwankungen am Lenkrad reduziert.

Bei hohen Frequenzen weist das Störübertragungsverhalten dann einen Amplitudenabfall von 40 dB / Dekade auf. Dieser wird durch die mechanischen Trägheiten im Lenksystem verursacht.

Die Ergebnisse dieses Kapitels können im folgenden bei der Entwicklung von Regelungskonzepten zur Ansteuerung des aktiven hydraulischen Lenksystems verwendet werden.

5. Regelungsentwurf und Simulation des geregelten Gesamtsystems

In diesem Kapitel werden die in den vorherigen Kapiteln erarbeiteten Ergebnisse genutzt, um anhand einer Lenkungslageregelung für eine automatische Parkierassistentenfunktion eine mögliche Vorgehensweise bei einem modellbasierten Reglerentwurf für ein aktives hydraulisches Servolenksystem zu demonstrieren. Die Parkierassistentenfunktion wurde ausgewählt, da bei diesem Manöver die höchsten während des Fahrbetriebs auftretenden Dynamikanforderungen an die Lenkungslageregelung gestellt werden. Dies liegt an den hohen Zahnstangenkräften gegen die das Lenkgetriebe mit Lenkwinkelgeschwindigkeiten bis zu ca. $450 \text{ }^\circ/\text{s}$ bewegt werden muss.

Für den virtuellen Funktionstest wird zunächst die in Kapitel 2 präsentierte Simulationsumgebung so erweitert, dass der Reglertest in einer Parkierassistentensituation möglich wird. Aufbauend auf den Ergebnissen des in Kapitel 4 analysierten Führungsübertragungsverhaltens wird anschließend der beim Parkieren auftretende Arbeitsbereich des Lenksystems eingegrenzt und aus diesem ein sinnvolles Nominalmodell für den Reglerentwurf ausgewählt. Für den eigentlichen Reglerentwurf wurde bereits in der Einleitung gefordert, dass das aktive Lenksystem im Vergleich zu einem konventionellen Servolenksystem mit keiner zusätzlichen Sensorik ausgestattet werden soll. Die durch die Implementierung des Elektromotors vorhandenen Informationen - insbesondere die Möglichkeit einer genaueren Messung des Lenkwinkels durch den Rotorlagesensor des Motors - können natürlich trotzdem genutzt werden. Darüber hinaus soll der Regler verschiedene Performancekriterien z.B. hinsichtlich der Regelgenauigkeit, der Störungsunterdrückung, etc. erfüllen. Durch die Einbeziehung der Performancekriterien in den Reglerentwurf erhält man eine erweiterte Regelstrecke, die sich als generalisiertes Streckenmodell darstellen lässt und in Bild 5.1 zu sehen ist. Genauer wird

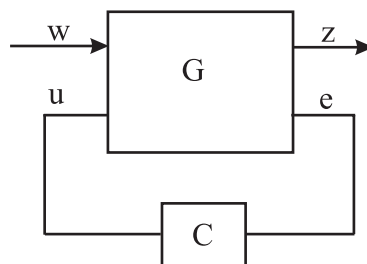


Bild 5.1: Zum Reglerentwurf verwendetes generalisiertes Streckenmodell

hierzu im weiteren Verlauf des Kapitels erläutert. Das Erreichen der Performancekriterien kann mit Hilfe einer H_∞ -Norm definiert werden; die dem H_∞ -Reglerentwurf zugrunde liegende Theorie wird deshalb zunächst kurz präsentiert und anschließend die Reglersynthese durchgeführt.

Zum Abschluss des Kapitels wird der Regler für einen automatischen Parkiervorgang im virtuellen Vollfahrzeugmodell getestet.

5.1 Parkierassistenz als Anwendungsfall

Bei einer Parkiersituation handelt es sich um eine sehr anspruchsvolle Fahrsituation, bei der der Fahrer gemäß Meitinger [82] verschiedenste Aufgaben bewältigen muss:

- Schätzen von Strecken und Entfernungen,
- Planung komplexer Trajektorien in Quer- und Längsrichtung und
- Beobachtung der Fahrzeugumgebung nach mehreren Richtungen.

Wie in der Einleitung bereits beschrieben, kann der Fahrer durch eine elektronische Assistenzfunktion bei diesem komplexen Vorgang entlastet werden. Dabei gibt es verschiedene Möglichkeiten, dem Fahrer bei der Fahrzeugführung zu assistieren.

Über Sensoren kann der Fahrer auf Hindernisse aufmerksam gemacht werden, bzw. über eine nach hinten ausgerichtete Kamera kann der direkt hinter dem Fahrzeug befindliche Bereich visuell überwacht werden. Zusätzlich können in dieses Kamerabild Hilfslinien eingeblendet werden, die dem Fahrer eine Trajektorie vorgeben, um möglichst gut in die Parklücke einzufahren.

Von grösserem Interesse für die vorliegende Arbeit ist jedoch die aktive (Lenk-)Unterstützung des Fahrers beim Einparken, da im Rahmen dieser Arbeit schließlich detailliert die Regelung des aktiven hydraulischen Servolenksystems in einer Parkiersituation untersucht werden soll.

Eine mögliche Implementierung für die aktive Fahrerunterstützung beim Parkieren ist so ausgeführt, dass der Fahrer die Längsdynamik über Gas und Bremse selbst kontrolliert und die Querdynamik über die Lenkung elektronisch geregelt wird. Diese Implementierungsstufe ist für die durchzuführenden Untersuchungen ausreichend.

Da Längsparkvorgänge aufgrund der höheren Komplexität des Fahrmanövers für den Fahrer die größere Herausforderung darstellen werden des weiteren in dieser Arbeit ausschließlich Längsparkvorgänge betrachtet.

Voraussetzung für die Lenkassistenz beim Parken ist, dass eine Möglichkeit besteht die Abmessungen der Parklücke sowie Fahrzeugposition und -orientierung relativ zur Parklücke

zu bestimmen. Eine Möglichkeit der Positionsbestimmung während des Parkvorgangs ist in Bild 5.2 dargestellt.

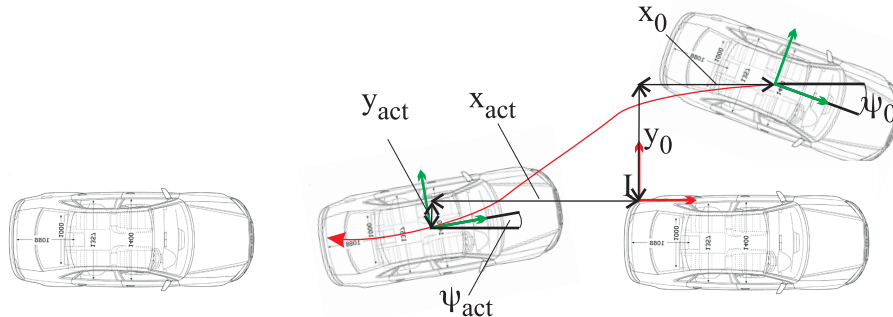


Bild 5.2: Bestimmung der Fahrzeugposition (x_{act} , y_{act}) und -orientierung (ψ_{act}) relativ zum Inertialkoordinatensystem „I“

Die Vermessung der Längsparklücke erfolgt dabei wie in der Einleitung bereits geschildert während das Fahrzeug an der Parklücke vorbeifährt. Üblicherweise werden zur Vermessung Ultraschallsensoren verwendet, die zur Detektion einer Längsparklücke seitlich in der Frontschürze des Fahrzeugs angebracht sind. Mit diesen wird wiederholt der seitlich vom Fahrzeug gelegene Bereich abgetastet. In Kombination mit vom Fahrzeug-CAN bereitgestellten Fahrzeugstandsdaten können auf diese Weise die Abmessungen der Parklücke sowie Position und Orientierung des Fahrzeugs relativ zur Parklücke bestimmt werden.

Nach dem Vermessen der Parklücke wird an dem von vorne die Parklücke begrenzenden Fahrzeug ein Koordinatensystem platziert, das für den weiteren Parkvorgang als Referenzkoordinatensystem „I“ dient. Dieses ist im vorliegenden Fall an der linken hinteren Seite dieses Fahrzeugs positioniert.

Vor Beginn des Einparkvorgangs wird ausserdem die Trajektorie berechnet, auf der das Fahrzeug anschließend in die Parklücke fahren soll. Diese hat beim Längsparken einen grob S-förmigen Verlauf. Während des Parkierens wird anhand der Positionsinformationen im Referenzkoordinatensystem überprüft, wie gut das Fahrzeug der Trajektorie folgt; Abweichungen von der Solltrajektorie werden ausgeregelt. Die für die Berechnung der Fahrzeugposition während des Einparkvorgangs erforderlichen Sensorinformationen können über den Fahrzeug-CAN abgefragt werden.

Um das Fahrzeug auf der geplanten Trajektorie in die Parklücke zu steuern, wird während des Einparkens vom Parkierregler ein Sollwinkel vorgegeben, der über den im Rahmen dieses Kapitels zu entwickelnden Lenkungslageregler möglichst genau eingestellt werden soll. Die Entwicklung des Parkierreglers selbst ist nicht explizit Bestandteil der vorliegenden Arbeit; dieser wurde vielmehr von der Volkswagen AG zur Verfügung gestellt und musste lediglich an das Versuchsfahrzeug angepasst werden.

Um die komplette Parkierassistentenfunktion schließlich sinnvoll testen zu können, muss zunächst die in Kapitel 2 entworfene Simulationsumgebung funktional so erweitert werden, dass die Anforderungen der Parkierassistentz berücksichtigt werden können.

5.2 Anpassung der Simulationsumgebung an die Parkierassistentz

Damit der virtuelle Reglertest beim Parkieren möglichst sinnvoll erfolgen kann, muss die Simulationsumgebung die gleiche Kommunikationsstruktur besitzen, wie sie auch in einem Versuchsfahrzeug vorgesehen ist. Die komplette im Versuchsfahrzeug geplante Architektur ist in Bild 5.3 dargestellt. Im vorliegenden Fall soll der Lageregler des aktiven hydraulischen

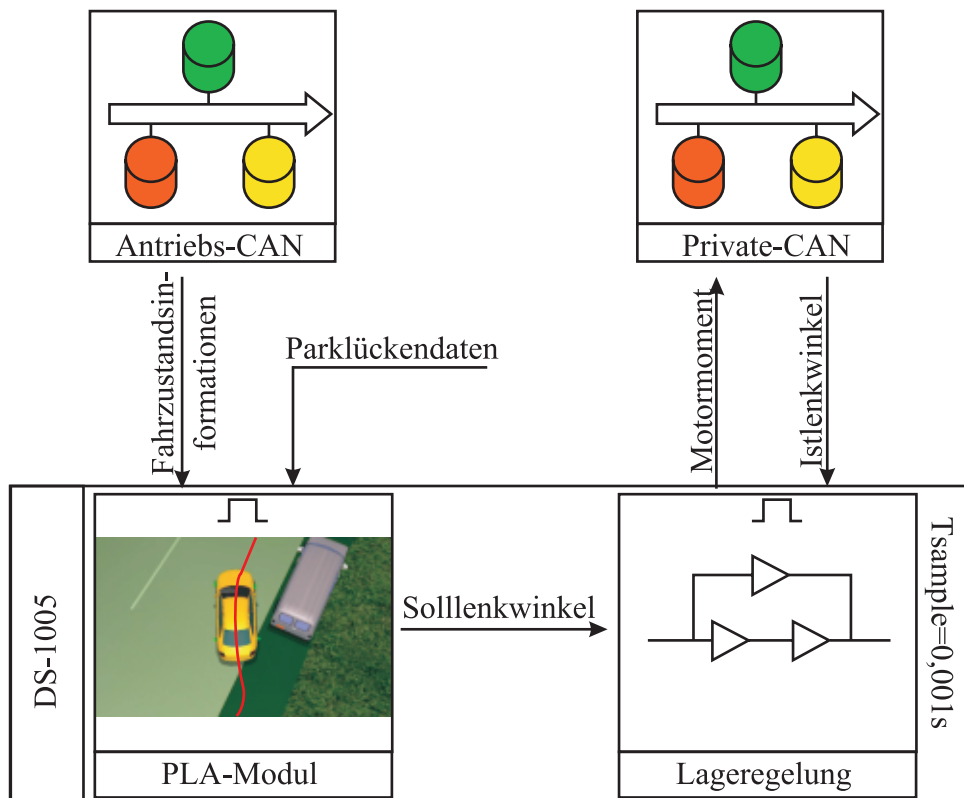


Bild 5.3: Im Versuchsfahrzeug geplante Kommunikationsstruktur

Lenksystems demnach auf einem DS1005-Echtzeitprozessor der Firma dSpace implementiert werden und dabei eine Taktzeit von 1 ms aufweisen. Die Kommunikation mit dem Elektromotor zur Erzeugung des Lenkmoments wurde bereits in Abschnitt 2.1.3 analysiert und besteht darin, dass über CAN vom Echtzeitprozessor eine Sollmomentenanforderung an das Steuergerät des Motors gesendet wird. Die Lageregelschleife wird geschlossen, indem das Motorsteuergerät den Rotorlagewinkel (der bei einer konzentrischen Motorbauform dem Lenkwinkel entspricht) an den Echtzeitrechner zurückliefert.

Den einzustellenden Sollwinkel erhält der Lageregelungsalgorithmus vom hier als PLA-Modul bezeichneten Parkierassistentenregler. Dieser übernimmt neben der Sollwinkelvorgabe auch die Trajektorienplanung und die Berechnung der aktuellen Fahrzeugposition. Dazu benötigt er wie im vorherigen Abschnitt erläutert die Parklückenabmessungen, sowie die Fahrzeugposition zu Beginn des Parkvorgangs und darüber hinaus verschiedene Fahrzustandsinformationen. Diese werden über den Fahrzeug-CAN abgefragt, während Fahrzeugposition und -orientierung zu Beginn des Parkvorgangs sowie die Abmessungen der Parklücke über ein zusätzliches Steuergerät geliefert werden, das die Daten der verwendeten Ultraschallsensoren auswertet.

Die Umsetzung dieser Kommunikationsstruktur im Simulationstool ist in Bild 5.4 zu sehen. Wie im Bild dargestellt, werden der Lageregler und das Parkierassistenzmodul in der gleichen

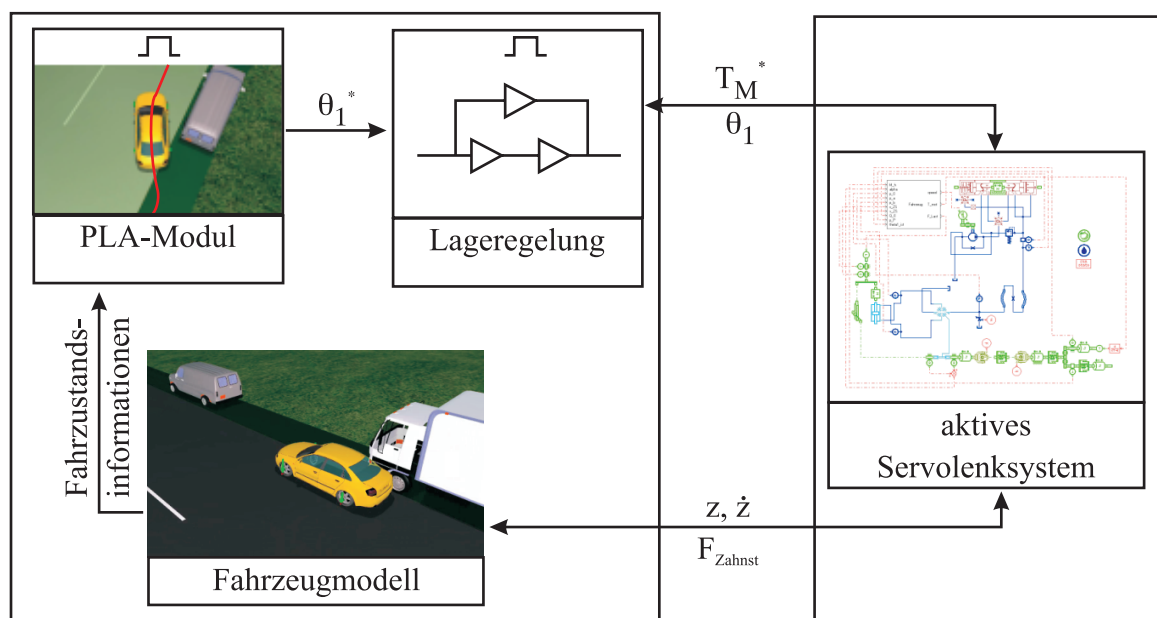


Bild 5.4: Simulationsstruktur zur Analyse der Lenkungslageregelung

Matlab/Simulink-Umgebung implementiert, in der auch bereits das virtuelle Vollfahrzeugmodell berechnet wird. Die Implementierung von Assistenzregler und der Lenkungslageregelung erfolgt dabei wie auch in der Realität vorgesehen zeitdiskret mit einer Abtastzeit von 1 ms. Aus dem Vollfahrzeugmodell erhält die Parkierassistentenfunktion die benötigten Fahrzustandsinformationen zur Berechnung der Fahrzeugposition und gibt ihrerseits den Lenkwinkelsollwert θ_1^* für den Lageregler vor. Wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, sind das Fahrzeugmodell und in diesem Fall auch die Lenkungslageregelung mit dem Amesim-Lenkungsmodell gekoppelt. Der Lageregler sendet dabei das Motorsollmoment an das Lenkungsmodell und erhält den aktuellen Istlenkradwinkel zurück. Zwischen Fahrzeug- und Lenkungsmodell werden die Zahnstangenkraft F_{Zahnst} und Motordrehzahl n_{mot} in Lenkungsrichtung und Zahnstangenposition z bzw. Zahnstangengeschwindigkeit \dot{z} in Fahrzeugsrichtung ausgetauscht.

Mit der aufgebauten Simulationsstruktur kann dann fast die komplette, im realen Fahrzeug geplante Kommunikationsarchitektur berücksichtigt werden. Einzig die Parklückenabtastung bleibt unberücksichtigt; stattdessen werden die Parklückenabmessungen extern vorgegeben. Die Längsbewegung des Fahrzeugs wird auf diese vorgegebenen Parklückenabmessungen angepasst, so dass das Fahrzeug zunächst wie in der Realität an der Parklücke vorbeifährt. Anschließend wird der Rückwärtsgang eingelegt und das Fahrzeug geregelt in die vorgegebene Parklücke gesteuert.

Für diese Simulationsumgebung kann nun der Lenkungslageregler zum Einstellen des von der Parkierassistenz vorgegebenen Solllenkwinkels entwickelt werden. Dazu wird im nächsten Abschnitt zunächst eine Vorstudie über den beim Parkieren sinnvollerweise zu berücksichtigenden Arbeitsbereich des aktiven hydraulischen Servolenksystems durchgeführt.

5.3 Eingrenzung des Arbeitsbereichs beim Parkieren

Wie in Kapitel 4 herausgearbeitet, weist das Servolenksystem ein arbeitspunktabhängiges Übertragungsverhalten auf, wobei der jeweilige Arbeitspunkt über die Verdrehung des Drehschieberventils und die Verfahrgeschwindigkeit der Zahnstange definiert wird. Um die Unsicherheit über die beim Parkieren mögliche Systemdynamik zu begrenzen ist es deshalb sinnvoll, Grenzwerte für die maximal beim Parkieren auftretende Drehstabverdrehung bzw. die maximale Verfahrgeschwindigkeit des Lenkgetriebes zu ermitteln. Zu diesem Zweck kann die in Kapitel 3 präsentierte Simulation des Lenksystems in einer Parkiersituation im Hinblick auf die maximale Drehstabverdrehung und Zahnstangengeschwindigkeit ausgewertet werden. Dies ist in Bild 5.5 für die Drehstabverdrehung und in Bild 5.6 für die Verfahrgeschwindigkeit der Zahnstange zu sehen.

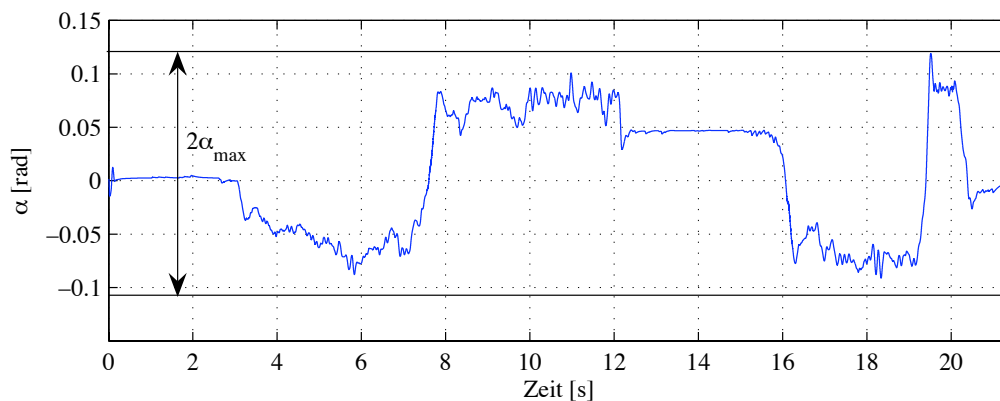


Bild 5.5: Maximaler Verdrehwinkel des Drehstabs bei einem typischen Parkiermanöver

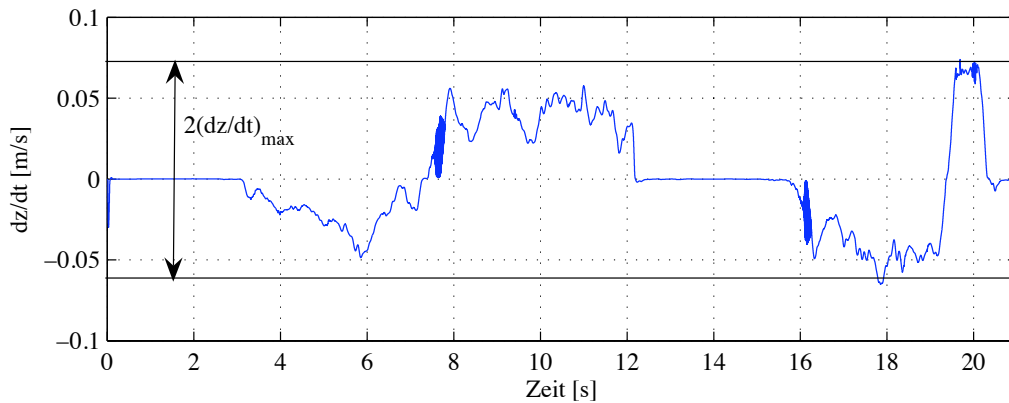


Bild 5.6: Maximale Zahnstangengeschwindigkeit bei einem typischen Parkiermanöver

Wie aus den Bildern zu erkennen, ergibt sich für den maximal beim Parkieren auftretenden Verdrehwinkel des Drehstabs ein Wert von $\alpha_{max} \approx 0,12$ rad und eine maximale Zahnstangengeschwindigkeit von $\dot{z}_{max} \approx 0,075 \frac{m}{s}$. Eine erste Einschränkung des beim Parkieren auftretenden Arbeitsbereichs kann deshalb mit den Gleichungen (5.1) und (5.2) für die Druck- bzw. Geschwindigkeitsverstärkung getroffen werden:

$$G_{\alpha,*} = f(\alpha_*, \dot{z}_*), \quad -\alpha_{max} \leq \alpha_* \leq \alpha_{max}, \quad -\dot{z}_{max} \leq \dot{z}_* \leq \dot{z}_{max}, \quad (5.1)$$

$$G_{\dot{z},*} = f(\alpha_*, \dot{z}_*), \quad -\alpha_{max} \leq \alpha_* \leq \alpha_{max}, \quad -\dot{z}_{max} \leq \dot{z}_* \leq \dot{z}_{max}, \quad (5.2)$$

Eine weitere Begrenzung des zulässigen Arbeitsbereichs wäre möglich, wenn ein Zusammenhang zwischen der Drehstabverdrehung und der Verfahrgeschwindigkeit des Lenkgetriebes hergestellt werden kann. Ob ein derartiger Zusammenhang existiert, kann in Bild 5.7 untersucht werden, in dem die Verfahrgeschwindigkeit des Lenkgetriebes über dem Drehstabverdrehwinkel für die Parkiermessung aus Kapitel 3 aufgetragen ist.

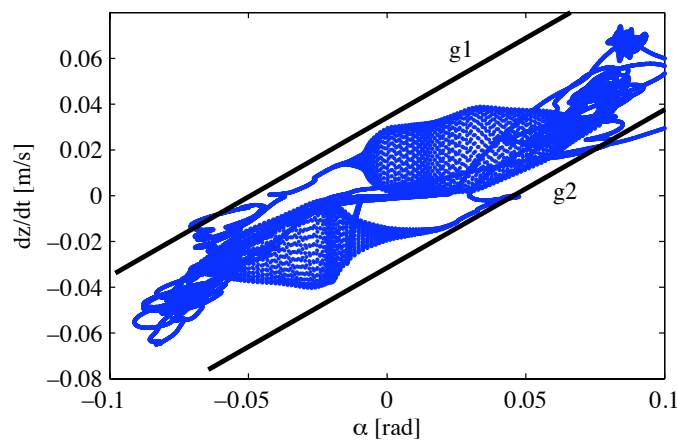


Bild 5.7: Verfahrgeschwindigkeit des Lenkgetriebes in Abhängigkeit des Drehstabverdrehwinkels für eine Parkiermessung

Wie im Bild zu sehen ist, existiert tatsächlich ein Zusammenhang zwischen Verfahrensgeschwindigkeit und Drehstabverdrehung, so dass der Arbeitsbereich in diesem Fall über die Geraden g_1 und g_2 weiter eingegrenzt werden kann. Der hier hergestellte Zusammenhang ist physikalisch dadurch zu erklären, dass sich im stationären Fall der volle Unterstütsungsdruck schon bei relativ kleinen Drehstabverdrehwinkeln einstellt und größere Drehstabverdrehungen nur bei dynamischen Lenkvorgängen und somit abhängig von der Zahnstangengeschwindigkeit auftreten.

Des weiteren kann schließlich noch berücksichtigt werden, dass der Druck im Lenksystem durch das Druckbegrenzungsventil in der Pumpe auf einen Maximaldruck p_{max} begrenzt ist. Der zur Analyse des Übertragungsverhaltens relevante Arbeitsbereich AP lässt sich dann mit Gleichung (5.3) beschreiben

$$(\alpha, \dot{z}) \in AP \Leftrightarrow |\dot{z}| \leq \dot{z}_{max} \wedge |\alpha| \leq \alpha_{max} \wedge AP \in P_r(g_1) \wedge AP \in P_l(g_2) \wedge p_L(\alpha, \dot{z}) \leq p_{max}, \quad (5.3)$$

wobei mit P_l bzw. P_r der jeweilige Bereich links bzw. rechts der Geraden g_1 und g_2 aus Bild 5.7 bezeichnet wird. Die sich für diesen Bereich ergebenden Plots für die Druck- und die Geschwindigkeitsverstärkung sind in Bild 5.8 dargestellt.

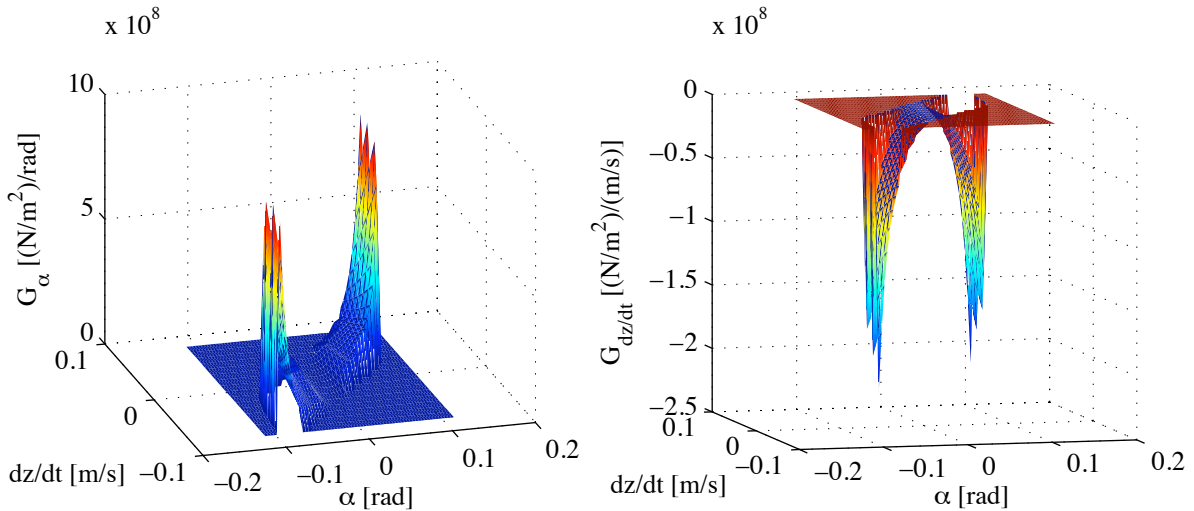


Bild 5.8: Druck- bzw. Geschwindigkeitsverstärkung für den beim Parkieren relevanten Arbeitsbereich

Wie bereits in Kapitel 4 erläutert, wird zur linearen Systemanalyse des weiteren der Reifen durch ein Feder-Dämpfer-System ersetzt. Federsteifigkeit und Dämpfungskoeffizient werden in diesem Fall empirisch auf Grundlage der Zahnstangenkraftmessung bei dem Parkiervorgang aus Kapitel 3 bestimmt.

Mit der Wahl von Federsteifigkeit und -dämpfung als Reifenersatzmodell ist das reduzierte Lenkungsmodell schließlich komplett parametrisiert. In Bild 5.8 kann deshalb das für die Reglerentwicklung relevante Führungsübertragungsverhalten von Motorsollmoment M_M^* zu

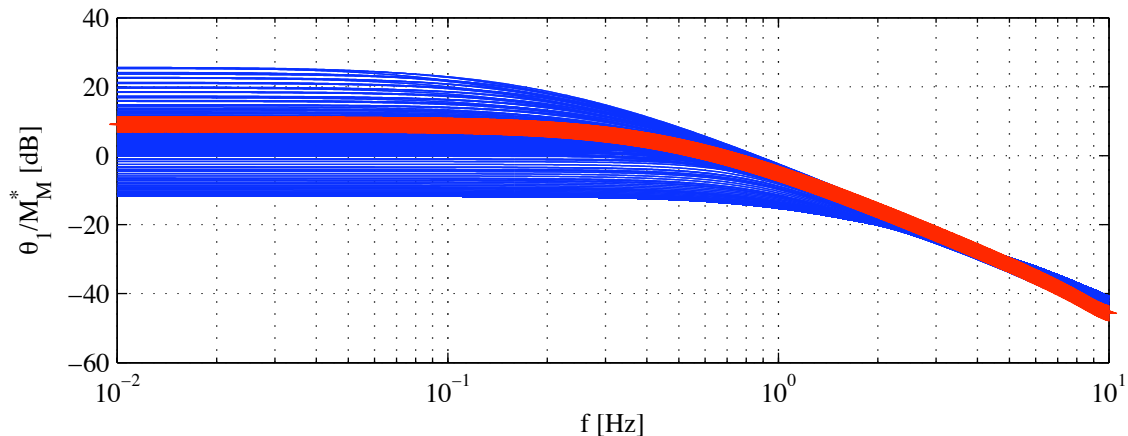


Bild 5.9: Übertragungsverhalten vom Motorsollmoment M_M^* zum Lenkwinkel θ_1 für den beim Parkieren zulässigen Arbeitsbereich; für den Reglerentwurf verwendetes Nominalmodell (dicke Linie)

Lenkwinkel θ_1 angegeben werden. Dabei ist im Bild das Übertragungsverhalten für den kompletten, zuvor eingegrenzten Arbeitsbereich dargestellt. Ebenfalls im Bild zu sehen ist das für den Reglerentwurf verwendete Nominalmodell des Übertragungsverhaltens. Dieses wird mit Gleichung (5.4) wie folgt festgelegt:

$$G_{nom} = G \left(G_{\alpha,*} \left(\frac{\alpha_{max}}{2}, \frac{\dot{z}_{max}}{2} \right), G_{z,*} \left(\frac{\alpha_{max}}{2}, \frac{\dot{z}_{max}}{2} \right) \right). \quad (5.4)$$

Demnach erfolgt die Linearisierung des nichtlinearen Lenkungsmodells bei der Hälfte der maximalen beim Parkieren auftretenden Drehstabverdrehung und der Hälfte der maximal auftretenden Zahnstangengeschwindigkeit.

Die Theorie des auf diesem Nominalmodell aufgebauten Reglerentwurfs wird im folgenden Abschnitt zunächst erläutert und anschließend wird der Entwurf für das Nominalmodell durchgeführt.

5.4 Reglerentwurf

Wie bereits mehrmals angesprochen soll der für die Lagereglung zu entwerfende Regler nur Sensorik nutzen, die sowieso bereits im aktiven Lenksystem verbaut ist, um die Umsetzung des Reglers in einem Serienfahrzeug möglichst wirtschaftlich zu gestalten. Da beim vorliegenden aktiven Servosystem die einzige ohne Zusatzsensorik erfassbare Messgröße der Lenkwinkel des Lenksystems ist, bietet sich als Reglerstruktur zur Lenkwinkelregelung eine klassische Rückführregelung an, wie sie in Bild 5.10 für das Lenksystem zu sehen ist. Wie im Bild dargestellt, wird am Eingang der Regelstrecke ein Lenkwinkelsollwert θ_1^* vorgegeben, der in diesem Fall von der Parkierassistentenfunktion generiert wird. Im Zuge eines

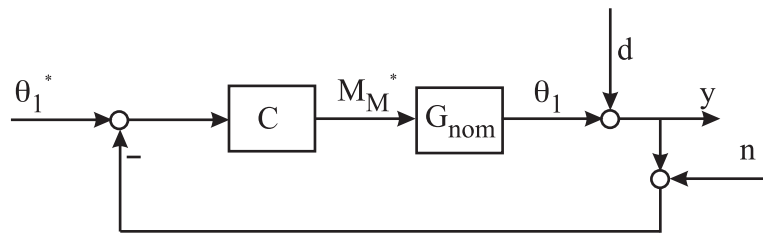


Bild 5.10: Einschleifiger Regelkreis zur Lageregelung des Lenkwinkels

Soll-Istwertvergleich wird dieser Sollwert mit dem über die Sensorik gemessenen Istlenkwinkel θ_1 verglichen und der Regelfehler dem Regler C zugeführt. Um den Fehler auszuregulieren erzeugt der Regler dann eine Sollmomentenanforderung M_M^* , die als Eingang der Regelstrecke dient. Als Modell der Regelstrecke wird dabei das im vorherigen Abschnitt hergeleitete Nominalmodell $G_{nom}(s)$ für das Übertragungsverhalten von Motorsollmoment zu Lenkwinkel verwendet. Geschlossen wird die Regelschleife durch die Rückführung des über die Sensorik gemessenen Lenkwinkels.

Ebenfalls im Bild zu sehen ist, dass Störeinflüsse die Funktion des Reglers beeinträchtigen können. Dabei handelt es sich im Detail um Störungen am Systemausgang d und um Messrauschen n .

Die Ziele für die Reglerentwicklung lassen sich schließlich wie folgt zusammenfassen [37].

- Der geschlossene Regelkreis muss stabil sein.
- Der Systemausgang soll dem Referenzwert möglichst gut folgen. Idealerweise gilt dann:

$$\theta_1^* = \theta_1. \quad (5.5)$$

- Die geregelte Strecke soll möglichst unempfindlich gegen Störeinflüsse d sein.
- Die Auswirkungen von Messrauschen auf den Ausgang des Reglers sollen möglichst gering sein.
- Die Leistungsfähigkeit des aktiven Aktors muss berücksichtigt werden, um keine unrealistischen Stellanforderungen für den Aktor vorzugeben. In diesem Fall versteht man unter der Aktorleistungsfähigkeit die Stelldynamik sowie das maximal mögliche Stellmoment des Elektromotors.

Im nächsten Abschnitt wird ein Verfahren beschrieben, mit dem diese Anforderungen an den Regelkreis strukturiert berücksichtigt werden können.

5.4.1 Struktur und theoretische Grundlagen des verwendeten Regelkonzeptes

Um das Übertragungsverhalten des geregelten Systems diskutieren zu können, werden zunächst folgende Substitutionen eingeführt [83]:

- Kreisverstärkung (loop gain):

$$L(s) = C(s)G_{nom}(s), \quad (5.6)$$

- Kreisverstärkungsdifferenz (return difference):

$$D(s) = 1 + C(s)G_{nom}(s), \quad (5.7)$$

- Empfindlichkeit (sensitivity):

$$S(s) = \frac{1}{1 + C(s)G_{nom}(s)}, \quad (5.8)$$

- Komplementäre Empfindlichkeit (complementary sensitivity):

$$T(s) = 1 - S(s) = \frac{C(s)G_{nom}(s)}{1 + C(s)G_{nom}(s)}, \quad (5.9)$$

- Serie-Kompensator (open loop compensator):

$$R(s) = C(s)S(s) = \frac{C(s)}{1 + C(s)G_{nom}(s)}. \quad (5.10)$$

Unter Verwendung dieser Substitutionen kann für die in Bild 5.10 gezeigte Regelstrecke folgende Beziehung für den Systemausgang y hergeleitet werden:

$$y = T(\theta_1^* - n) + Sd. \quad (5.11)$$

Für den Regelfehler $e = \theta_1^* - \theta_1$ ergibt sich:

$$e = S(\theta_1^* - d - n). \quad (5.12)$$

Unter Verwendung von Gleichung (5.12) kann dann direkt folgender Zusammenhang für die Sollmomentenanforderung des Motors berechnet werden:

$$M_M^* = Ce = CS(\theta_1^* - d - n). \quad (5.13)$$

Anhand der Gleichungen (5.6) bis (5.13) können schließlich die zuvor spezifizierten Anforderungen an den Regelkreis diskutiert werden; die in diesem Kapitel präsentierte Vorgehensweise zur Reglersynthese basiert dabei auf den Arbeiten von Zhou et al. [84], [85] und Werner [86].

Aus Gleichung (5.11) zum Beispiel ist zu erkennen, dass ein möglichst gutes Folgeverhalten zwischen Sollwinkel θ_1^* und Istwinkel θ_1 erreicht wird, wenn die komplementäre Empfindlichkeit $|T(s)|$ über den gesamten Frequenzbereich eins beträgt. Aus Gleichung (5.9) ergibt sich für die Empfindlichkeit $|S(s)|$ des Regelkreises dann der Wert null. Dies führt zu einer guten Unterdrückung der Störgröße d , wie ebenfalls in Gleichung (5.11) zu sehen ist.

Auch bei Betrachtung von Gleichung (5.12) ist die Vorgabe für die Empfindlichkeit sinnvoll, da auf diese Weise der Regelfehler klein bleibt.

Anhand von Gleichung (5.11) zeigt sich allerdings ebenfalls, dass durch eine große komplementäre Empfindlichkeit nicht nur ein gutes Führungsübertragungsverhalten erzielt werden kann, sondern auch das Meßrauschen n sehr starke Auswirkungen auf den Systemausgang hat und dann natürlich das Führungsübertragungsverhalten wiederum deutlich verschlechtert.

Somit ergibt sich hier ein Zielkonflikt für die Spezifikation von Empfindlichkeit und komplementärer Empfindlichkeit, der bei Zhou et al. wie folgt aufgelöst wird [87]:

$$\begin{cases} |S(j\omega)| \leq \epsilon \ll 1, & \forall \omega \leq \omega_1 \\ |S(j\omega)| \leq M = 1 + \delta, & \forall \omega \geq \omega_2 \end{cases} \quad (5.14)$$

Wie aus Gleichung (5.14) zu sehen, werden die Schranken für die Empfindlichkeit so gewählt, dass diese bei niedrigen Frequenzen sehr klein ist. Auf diese Weise kann erreicht werden, dass für niedrige Frequenzen eine gute Folgeregelung erzielt wird. Bei höheren Frequenzen wird dann eine Empfindlichkeit um eins zugelassen. Dadurch kann störendes Messrauschen, das typischerweise bei höheren Frequenzen auftritt, das Regelergebnis nicht nachteilig beeinflussen. Ausserdem wäre für eine kleine Empfindlichkeit bei hohen Frequenzen eine große Kreisverstärkung $|L(s)|$ erforderlich. Da die Regelstrecke aber strictly proper¹ ist und die Verstärkung der Regelstrecke somit für große Frequenzen sehr klein wird, würde gemäß Gleichung (5.13) für die Stellanforderungen an das aktive System folgender Zusammenhang gelten:

$$M_M^* = CS(\theta_1^* - d - n) \approx \frac{1}{\underbrace{G_{nom}}_{|G_{nom}| \ll 1}} (\theta_1^* - d - n). \quad (5.15)$$

Dies würde zu höheren Sollwertvorgaben für den Elektromotor führen, als dieser physikalisch erzeugen kann.

Die Erfüllung der in Gleichung (5.14) formulierten Performanceanforderung für die Empfindlichkeit des Regelkreises kann durch die Einführung des Gewichtes

$$W_S^* = \begin{cases} \frac{1}{\epsilon}, & \forall \omega \leq \omega_1 \\ \frac{1}{M}, & \forall \omega \geq \omega_2 \end{cases} \quad (5.16)$$

mathematisch wie folgt beschrieben werden:

$$\|W_S(j\omega)S(j\omega)\|_\infty \leq 1, \quad (5.17)$$

wobei W_S in Gleichung (5.17) eine (propere) Übertragungsfunktion zur Annäherung der mit W_S^* vorgegebenen Schranke ist und im vorliegenden Fall die Form:

$$W_S(s) = \frac{\frac{s}{M} + \frac{\omega_1}{\epsilon}}{s + \omega_1}. \quad (5.18)$$

¹strictly proper: Grad des Nennerpolynoms einer Übertragungsfunktion grösser als Grad des Zählerpolynoms.

hat. Der Operator $\|\cdot\|_\infty$ aus Gleichung (5.17) heißt H_∞ -Norm und ist in Gleichung (5.19) definiert:

$$\|\cdot\|_\infty = \sup_{\omega \in \mathbb{R}} \bar{\sigma}[\cdot(j\omega)]. \quad (5.19)$$

Mit $\bar{\sigma}$ wird dabei der maximale Singulärwert bzw. die größte Verstärkung der Übertragungsfunktion „ \cdot “ bei der Frequenz ω bezeichnet. Mittels der H_∞ -Norm wird dann die größte Verstärkung der Übertragungsfunktion „ \cdot “ über den gesamten Frequenzbereich $\omega \in \mathbb{R}$ beschrieben. Ist diese Norm für Gleichung (5.17) kleiner gleich eins, so bedeutet dies, dass die Empfindlichkeit keinesfalls oberhalb der durch $|W_e(s)|$ vorgegebenen Schranke liegt.

In Bild 5.11 sind exemplarisch der Verlauf der Empfindlichkeit eines Regelkreises sowie die durch W_S^* vorgegebene Schranke für die Empfindlichkeit dargestellt. Die Frequenz, bei der

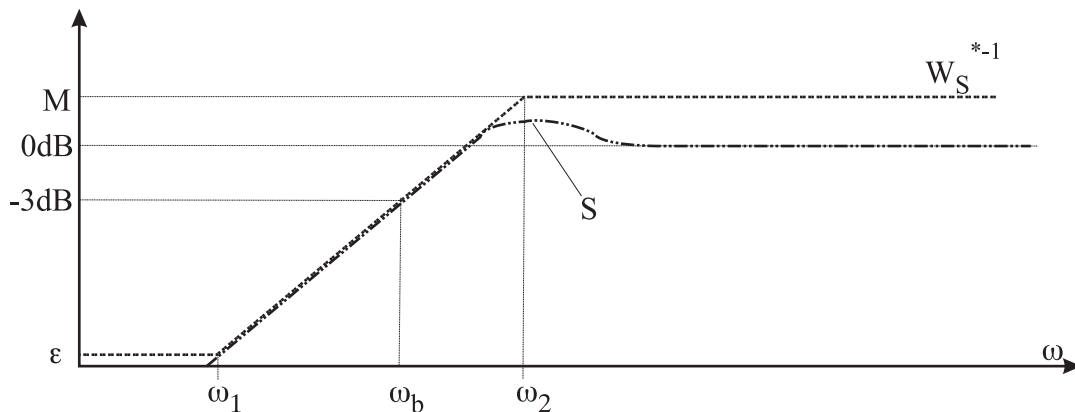


Bild 5.11: Beispiel für den Verlauf der Empfindlichkeit $|S(s)|$ eines Regelkreises und durch W_S^* definierte obere Schranke der Empfindlichkeit

der Durchtritt der Empfindlichkeit durch die -3dB -Linie erfolgt, wird als Bandbreite ω_b des geschlossenen Regelkreises bezeichnet. Bei Frequenzen, die kleiner als die Bandbreite sind, ist die Reglerperformance gut, während sich die Performance zu höheren Frequenzen hin verschlechtert.

Nachdem mit dem Gewicht W_S eine Schranke für die Empfindlichkeit des Regelkreises gefunden werden konnte, wird im folgenden eine Schranke für den Serie-Kompensator festgelegt. Zu diesem Zweck kann die Diskussion von Gleichung (5.13) wieder aufgegriffen werden. Wie bereits erläutert, ist die Regelstrecke G_{nom} strictly proper und hat deshalb bei hohen Frequenzen einen Amplitudengang, der sehr viel kleiner als eins ist. Deshalb ergibt sich für Gleichung (5.13):

$$M_M^* = CS(\theta_1^* - d - n) \approx C(\theta_1^* - d - n). \quad (5.20)$$

Eine große Reglerverstärkung $|C(s)|$ würde deshalb zu großen Sollwertvorgaben für den Elektromotor in der Lenksäule führen, die dieser aufgrund der begrenzten Akteurleistungsfähigkeit nicht ausführen könnte. Bei niedrigen Frequenzen ist allerdings durchaus eine hohe

Kreisverstärkung und damit auch eine hohe Reglerverstärkung erforderlich, um ein gutes Folgeverhalten zu gewährleisten. In Gleichung (5.21) werden diese Anforderungen für den Serie-Kompensator zusammengefasst:

$$\begin{cases} |C(j\omega)S(j\omega)| \leq K, & \forall \omega \leq \omega_3 \\ |C(j\omega)S(j\omega)| \leq \gamma \ll 1, & \forall \omega \geq \omega_4 \end{cases} \quad (5.21)$$

Die Schranke K bei niedrigen Frequenzen wird dabei gerade so gewählt, dass der Aktor nicht seine Leistungsgrenze erreicht. Analog zur Empfindlichkeit kann die Performanceanforderung für den Serie-Kompensator über ein Gewicht

$$W_R^* = \begin{cases} \frac{1}{K}, & \forall \omega \leq \omega_3 \\ \frac{1}{\gamma}, & \forall \omega \geq \omega_4 \end{cases} \quad (5.22)$$

wie folgt formuliert werden:

$$\|W_R(j\omega)C(j\omega)S(j\omega)\|_\infty \leq 1. \quad (5.23)$$

Mit W_R wird dabei die in Gleichung (5.22) definierte Schranke W_R^* für den Serie-Kompensator als Übertragungsfunktion angenähert:

$$W_R(s) = \frac{s + \omega_3}{\gamma s + K\omega_3}. \quad (5.24)$$

Der exemplarische Verlauf des Serie-Kompensators eines Regelkreises sowie die durch W_R^* beschriebene Schranke sind in Bild 5.12 dargestellt.

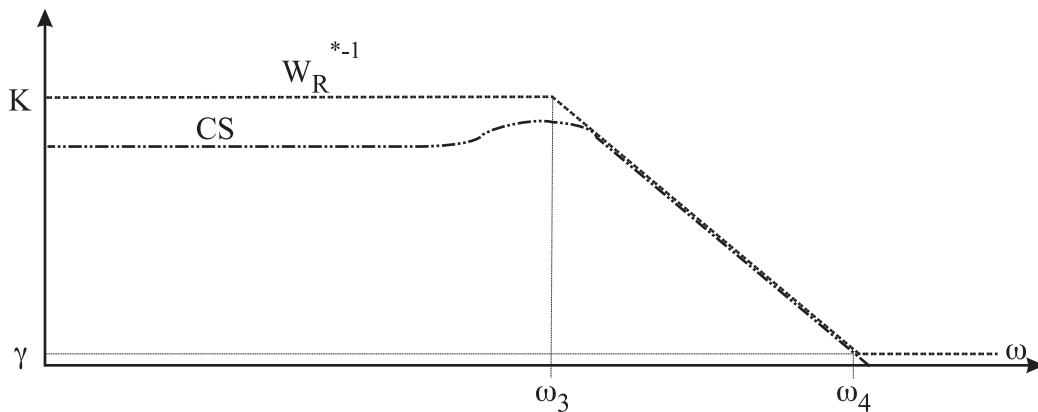


Bild 5.12: Beispiel für den Verlauf des Serie-Kompensators $|C(s)S(s)|$ eines Regelkreises und durch $|W_R^*|$ definierte obere Schranke des Serie-Kompensators

Auch für die komplementäre Empfindlichkeit kann eine Schranke angegeben werden, wobei diese so gewählt wird, dass ein bei der komplementären Empfindlichkeit eventuell auftretender Resonanzpeak nach oben begrenzt wird. Die Schranke kann dann mit dem Gewicht

$$W_T = \frac{1}{R}, \quad \forall \omega \in \mathbb{R} \quad (5.25)$$

wie folgt angegeben werden:

$$\|W_T T(j\omega)\|_\infty \leq 1, \quad (5.26)$$

In Bild 5.13 ist ein typischer Verlauf für die komplementäre Empfindlichkeit sowie die durch W_T beschriebene Schranke zu sehen:

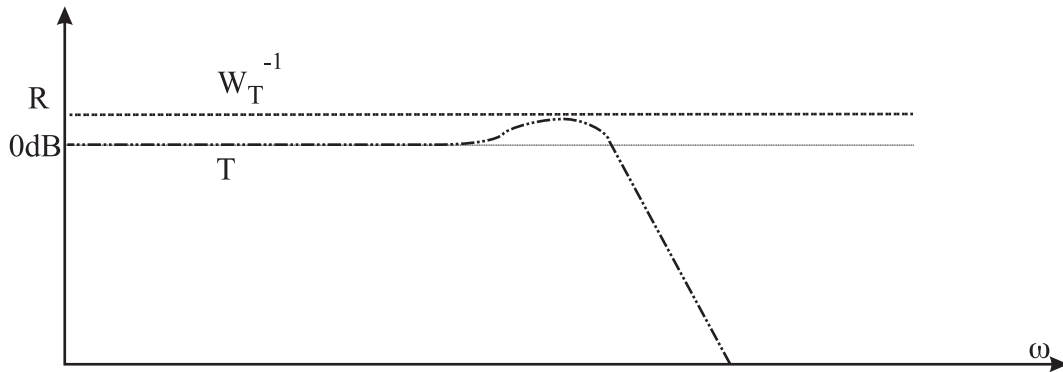


Bild 5.13: Beispiel für den Verlauf der komplementären Empfindlichkeit $|T(s)|$ eines Regelkreises und durch W_T definierte obere Schranke der komplementären Empfindlichkeit

Der zu Beginn dieses Abschnitts in Bild 5.10 gezeigte Regelkreis kann nun mit den gerade definierten Gewichtsfunktionen für die Beschränkung von Empfindlichkeit, komplementärer Empfindlichkeit und des Serie-Kompensators erweitert werden. Das verwendete Gewichtungsschema wird dabei als S/CS/T-Schema bezeichnet und ist in Bild 5.14 dargestellt.

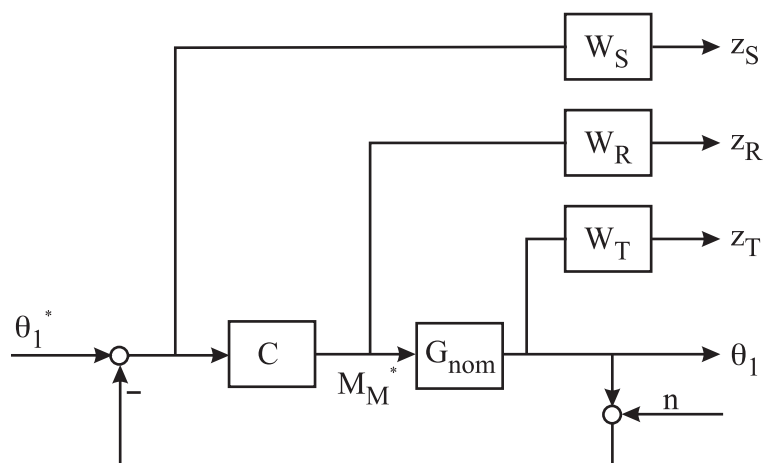


Bild 5.14: Um die Gewichtsfunktionen für Empfindlichkeit, komplementäre Empfindlichkeit und Serie-Kompensator erweiterter S/CS/T-Regelkreis

In Bild 5.15 ist die erweiterte Reglerstruktur nochmals abgebildet - allerdings diesmal so umgezeichnet, dass sie der ganz zu Beginn des Kapitels in Bild 5.1 dargestellten generalisierten Regelstrecke mit dem erweiterten Streckenmodell G_{erw} entspricht. Man bezeichnet

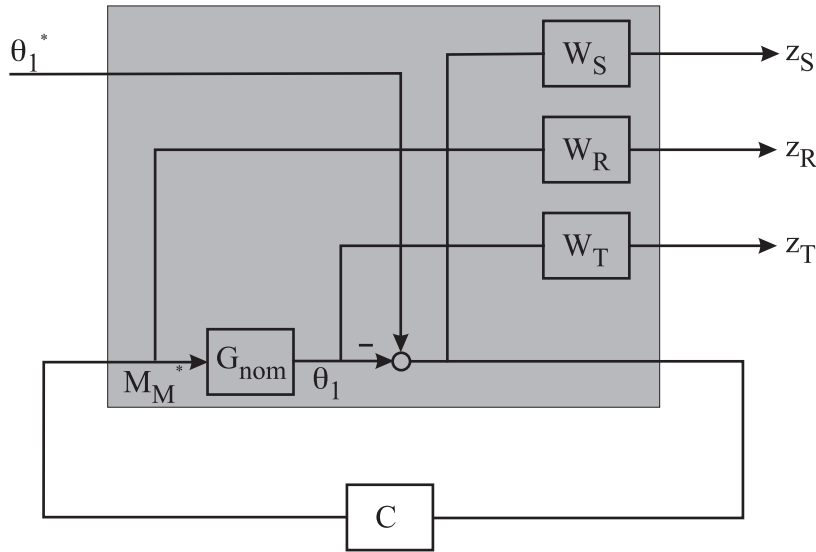


Bild 5.15: Generalisierte Darstellung der erweiterten Regelstrecke; das Streckenmodell G_{erw} ist grau hinterlegt

diese Darstellung auch als „lower Linear Fractional Transform (l-LFT)“, die in diesem Fall den folgenden Eingangsvektor \underline{u} und Ausgangsvektor \underline{y}

$$\underline{u} = \begin{pmatrix} \theta_1^* \\ M_M^* \end{pmatrix}, \quad \underline{y} = \begin{pmatrix} z_S \\ z_R \\ z_T \\ \theta_1^* - \theta_1 \end{pmatrix} \quad (5.27)$$

für die generalisierte Regelstrecke G_{erw} aufweist. Es gilt:

$$\underline{y} = \begin{pmatrix} W_S & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_R & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_T & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \left(\begin{array}{c|cc} A_* & 0 & B_{*(:,3)} \\ \hline \begin{bmatrix} -C_{*(1,:)} \\ 0 \\ C_{*(1,:)} \\ -C_{*(1,:)} \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{array} \right) \underline{u} = \underbrace{\begin{pmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{pmatrix}}_{G_{erw}} \underline{u}. \quad (5.28)$$

Für das Übertragungsverhalten G_{zw} vom Lenkwinkelsollwert $\theta_1^*(= w)$ zum Ausgangsvektor $z = [z_S, z_R, z_T]^T$ ergibt sich dann:

$$\begin{aligned} G_{zw} &= G_l(G_{erw}, C) = G_{11} + G_{12}C(I - G_{22}C)^{-1}G_{21} = \\ &= \begin{pmatrix} W_S S \\ W_R C S \\ W_T T \end{pmatrix}, \end{aligned} \quad (5.29)$$

wobei mit $G_l(\cdot)$ die lower-LFT von G_{erw} und C gemäß [88] berechnet wird.

Wie aus Gleichung (5.29) zu ersehen können die zuvor in den Gleichungen (5.17), (5.23) und

(5.26) für die Empfindlichkeit, komplementäre Empfindlichkeit und den Serie-Kompensator definierten Performanceanforderungen wie folgt zusammengefasst werden:

$$\|G_{zw}\|_{\infty} \leq 1. \quad (5.30)$$

Das Ziel ist es schließlich, einen Regler zu finden, der diese Ungleichung erfüllt, da dann auch die zuvor formulierten Performanceanforderungen erfüllt sind. Dieses Optimierungsproblem, das auf der Lösung zweier gekoppelter Matrix-Riccati-Gleichungen beruht, wurde im vorliegenden Fall mit Hilfe der „Robust Control Toolbox“ in Matlab gelöst; die zugrunde liegende Theorie ist z.B. bei [84] zu finden.

Ist $\|G_{zw}\|_{\infty}$ nicht kleiner eins, sondern lediglich kleiner als eine obere Schranke $\chi(> 1)$, so konnten die Performanceanforderungen nicht komplett erreicht werden - das Ergebnis ist ein so genannter *suboptimaler* Regler. In diesem Fall kann überprüft werden, ob der suboptimale Regler ebenfalls akzeptable Ergebnisse liefert. Ansonsten müssen die Performancekriterien so lange iterativ angepasst werden, bis ein Regler gefunden werden kann, der diese neuen Kriterien erfüllt.

5.4.2 Reglersynthese

Das im vorherigen Abschnitt beschriebene Vorgehen zur Entwicklung eines Rückführreglers unter Berücksichtigung verschiedener Performancekriterien wird nun bei der Entwicklung des Lenkwinkellagereglers angewendet.

Zu diesem Zweck werden zunächst die Performanceanforderungen für den Regelkreis festgelegt. Auf Grundlage des Nominalmodells und der Gewichtsfunktionen kann anschließend ein erweitertes Streckenmodell erstellt werden und mit Hilfe der Robust Control Toolbox in Matlab der Reglerentwurf durchgeführt werden. Das Ergebnis der Reglersynthese, sowie die in diesem Fall verwendeten Gewichtsfunktionen sind in Bild 5.16 dargestellt. Wie im Bild (links oben) zu sehen und im vorherigen Abschnitt hergeleitet, ist der Amplitudengang der Empfindlichkeit bei kleinen Frequenzen sehr klein und steigt mit zunehmender Frequenz an. Die Bandbreite beträgt in diesem Fall ca. 3 Hz. Bei großen Frequenzen wird für den Amplitudengang der Empfindlichkeit ein Wert größer als eins zugelassen.

Für den Serie-Kompensator (rechts oben) wird ein Amplitudengang angestrebt, der ab ca. 10 Hz einen Amplitudenabfall von 20dB / Dekade aufweist. Auf diese Weise soll das begrenzte Leistungsvermögen des Lenkaktors berücksichtigt werden und verhindert werden, dass dieser physikalisch nicht realisierbare Stellvorgaben erhält.

Im Bild ist zu erkennen, dass die Spezifikationen für Empfindlichkeit und komplementäre Empfindlichkeit vollständig erfüllt werden; der Verlauf des Serie-Kompensators geht allerdings minimal über die durch $|W_R|$ vorgegebene obere Schranke hinaus. Deshalb ist auch $\|G_{zw}\|_{\infty}$ nicht kleiner gleich eins, sondern etwas größer (1,29). Die Abweichung von der Spe-

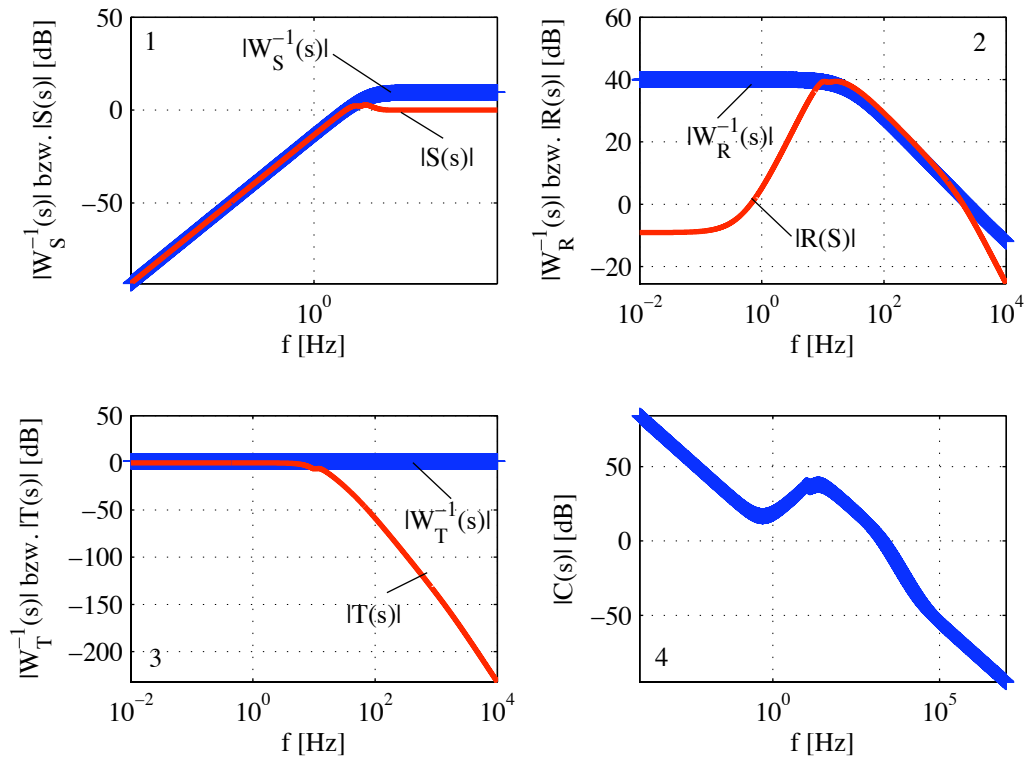


Bild 5.16: 1: Empfindlichkeit ($|W_S^{-1}(s)|$ bzw. $|S(s)|$), 2: Serie-Kompensator ($|W_R^{-1}(s)|$ bzw. $|R(s)|$), 3: komplementäre Empfindlichkeit ($|W_T^{-1}(s)|$ bzw. $|T(s)|$), 4: Regler $|C(s)|$

zifikation ist jedoch akzeptabel, so dass der auf diese Weise entworfene Regler im weiteren Verlauf der Arbeit verwendet wird.

Zur weiteren Analyse der Reglereigenschaften soll im folgenden schließlich noch die Kreisverstärkung $L(s) = C(s)G_{nom}(s)$ betrachtet werden. Diese ist in Bild 5.17 dargestellt.

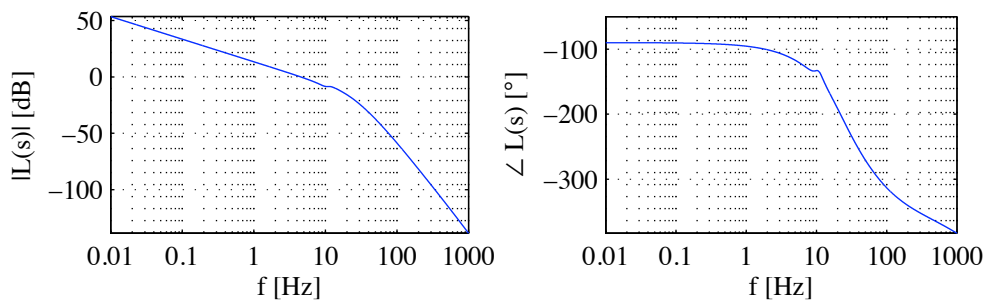


Bild 5.17: Bode-Plot der Kreisverstärkung $L(s) = C(s)G_{nom}(s)$

Wie im Bild zu sehen, zeigt die Kreisverstärkung zu kleinen Frequenzen hin integrierendes Verhalten, so dass eine gute stationäre Regelgenauigkeit erwartet werden kann. Für hohe Frequenzen ergibt sich dann ein deutlicher Amplitudenabfall, der für eine gute Unterdrückung

höherfrequenter Störungen sorgt. Die Amplitudendurchtrittsfrequenz liegt bei ca. 4,5 Hz; an dieser Stelle liegt eine Phasenreserve von ca. 65° vor, so dass der Regler über eine gute Robustheit gegenüber Modellunsicherheiten verfügt. Ob der Regler allerdings den kompletten, beim Parkieren auftretenden Arbeitsbereich des Lenksystems stabilisieren kann, wird im folgenden Abschnitt zunächst simulativ untersucht.

5.5 Simulationstest und -ergebnisse

Zum Reglertest wird der Lageregler wie in Abschnitt 5.2 beschrieben in die Vollfahrzeugsimulation integriert und anschließend für das simulative Einparken in eine Längsparklücke verwendet. Die Testparklücke hat dabei eine Länge von 7 m und eine Tiefe von 2,5 m; die Einparkgeschwindigkeit beträgt 3 km/h. Die maximale bei dieser Parkiersituation auftretende Lenkwinkelgeschwindigkeit liegt bei $500^\circ/\text{s}$, so dass es sich hier um eine hochdynamische Anwendungssituation für die Lenkungsregelung handelt, die sich gut eignet, um sinnvolle Aussagen über die Leistungsfähigkeit des Reglers treffen zu können. Der Ablauf des Parkiervorgangs ist in Bild 5.18 dargestellt.

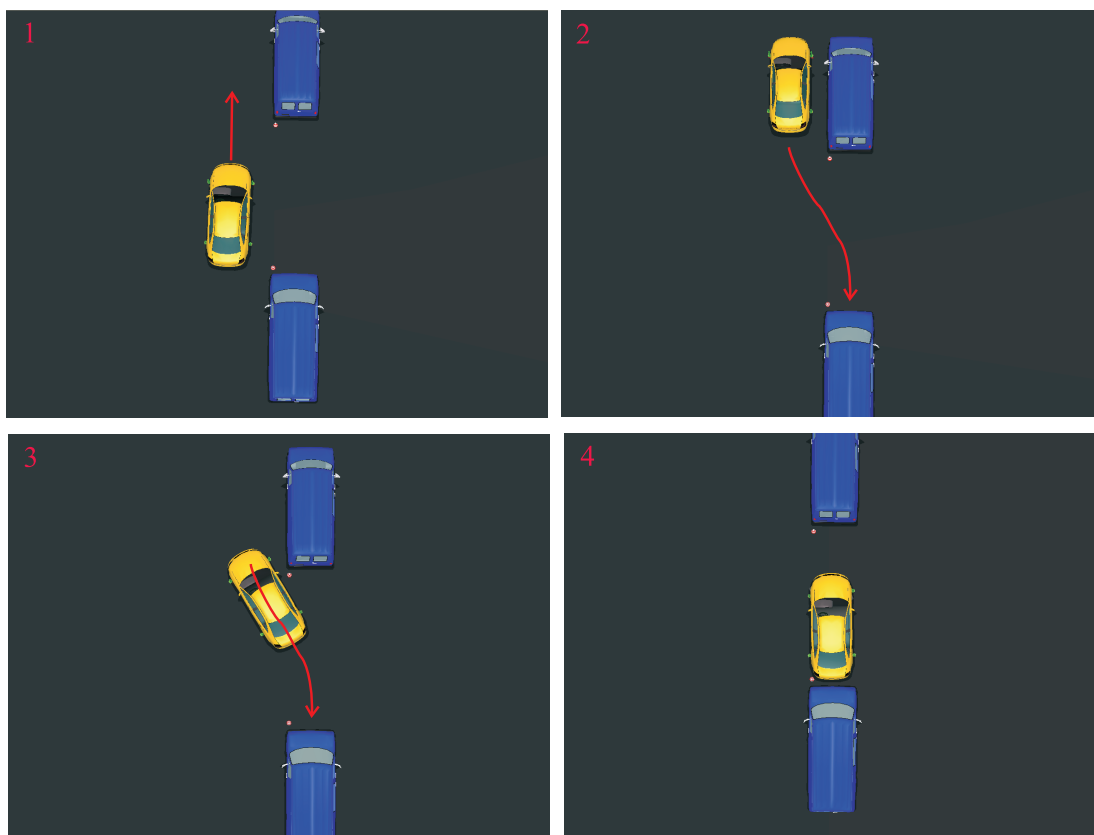


Bild 5.18: Parkiervorgang in der Simulationsumgebung; 1: Vorbeifahrt an der Parklücke; 2 und 3: Rückwärtsfahrt und Einparken; 4: Endposition in der Parklücke ist erreicht

Genau wie in der Realität fährt das Fahrzeug auch in der Simulation an der Parklücke vorbei und parkt anschließend rückwärts ein. Wie im Bild zu erkennen ist, kann die Lageregelung die Stellvorgaben der Trajektorienplanung sehr gut umsetzen und das Fahrzeug problemlos in die Testparklücke steuern.

In Bild 5.19 können deshalb der Verlauf von Ist- bzw. Solllenkwinkel, Regelfehler und das zum Lenken erforderliche Lenkmoment für die zuvor beschriebene Parkiersituation analysiert werden.

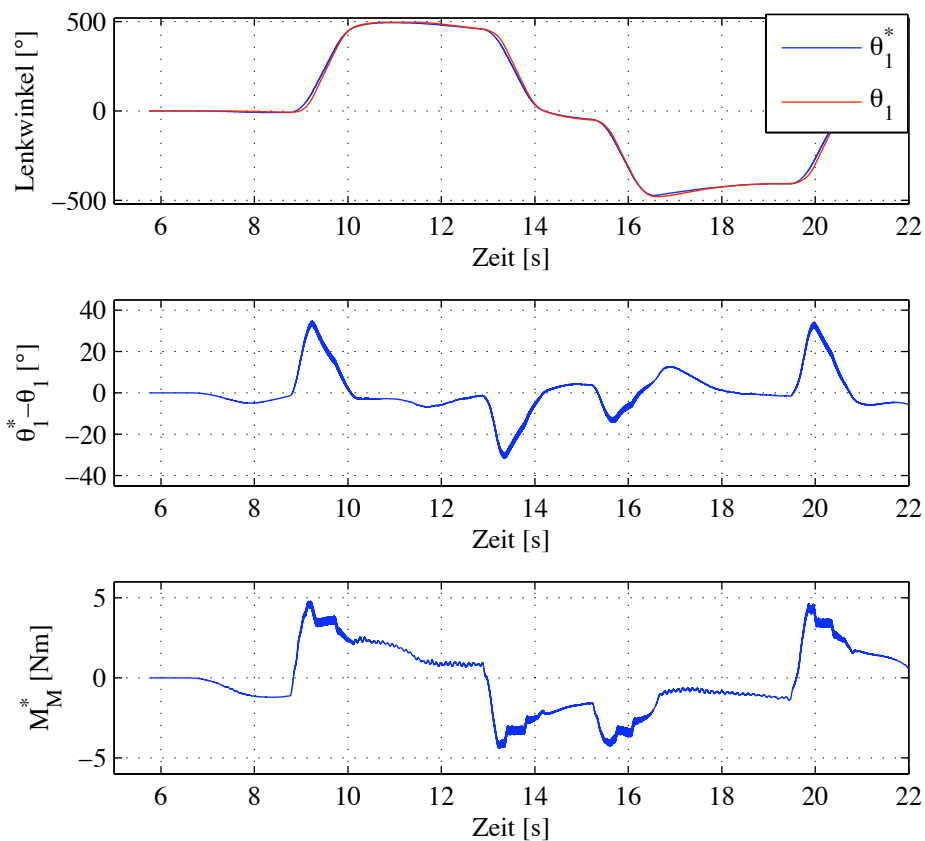


Bild 5.19: Auswertung der Parkiersimulation: Verlauf von Soll- bzw. Istlenkwinkel (oben), Regelfehler (Mitte) und Motorsollmoment (unten)

Im Bild ist zu erkennen, dass der Lenkwinkel der Sollwertvorgabe mit einer maximalen Abweichung von ca. 40° folgt. Die maximale Lenkmomentenvorgabe an den Elektromotor liegt dabei bei ca. 5 Nm und weist keine heftigen Oszillationen auf, so dass der Motor in der Realität nicht übermässig belastet werden sollte.

Da die Funktionsweise des Parkassistenten in diesem Abschnitt allerdings bisher ausschließlich für eine spezielle Parksituation nachgewiesen wurde, muss im folgenden untersucht werden, wie sich die Lenkungslageregelung bei der Variation ausgewählter Versuchsparameter verhält.

5.6 Variation der Parkiersituation

Im folgenden wird analysiert, welche Auswirkungen Variationen von Systemparametern beim Parkieren auf die Lenkungslageregelung haben. Im Detail werden dabei der Einfluss einer Variation der auf das Lenkgetriebe wirkenden Zahnstangenkraft, sowie Variationen in der Hydraulikunterstützung des Lenksystems betrachtet.

Um die Auswirkung einer Veränderung im Niveau der Zahnstangenkraft zu untersuchen, wird die in der Fahrzeugsimulation berechnete Zahnstangenkraft mit einem konstanten Vorfaktor multipliziert, bevor sie auf das Lenkungsmodell aufgeschaltet wird. Auf diese Weise kann zum Beispiel mit einem Vorfaktor kleiner als eins die Auswirkung eines geringeren Strassenreiwerts und damit einer niedrigeren Zahnstangenkraft auf die Qualität der Lageregelung untersucht werden. Mit einem Vorfaktor größer als eins wird die Reglerperformance analysiert, wenn die Zahnstangenkraft größer ist als für die Reglerauslegung angenommen. Eine derartige Situation tritt zum Beispiel auf, wenn der Fahrer das Fahrzeug langsamer in die Parklücke steuert und die aufgrund des Reifenbohrmoments zu berücksichtigende Zahnstangenkraft größer ist als beim im vorherigen Abschnitt untersuchten Referenzparkiermanöver. In Bild 5.20 sind die Ergebnisse bei einer Multiplikation der Zahnstangenkraft mit einem Vorfaktor von 0,7 bis 1,3 dargestellt. Wie im Bild zu erkennen ist, verhalten sich sowohl das

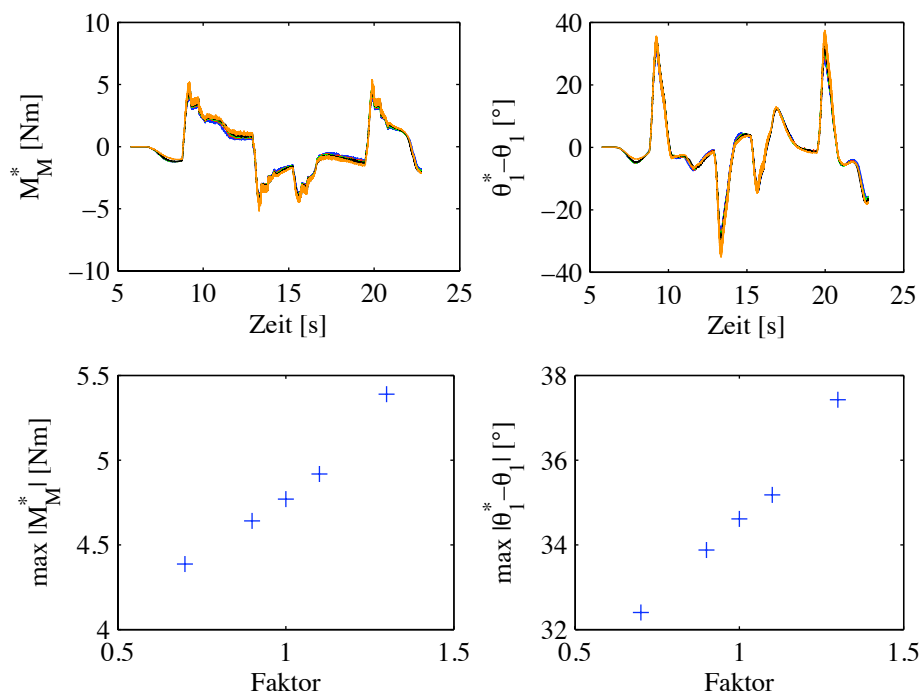


Bild 5.20: Auswirkung einer Variation der auf das Lenkgetriebe wirkenden Zahnstangenkraft auf das vom Stellsystem aufzubringende Moment und den Lageregelfehler; betrachtete Vorfaktoren: 0,7 (blau), 0,9 (rot), 1 (grün), 1,1 (schwarz) und 1,3 (orange)

maximal aufzubringende Aktormoment als auch der maximal auftretende Lageregelfehler annähernd proportional zum Vorfaktor, mit dem die Zahnstangenkraft multipliziert wird, wobei der Lageregelfehler stets kleiner als 40° ist. Darüber hinaus sind auch bei den Variationen im Niveau der Zahnstangenkraft keine starken Oszillationen im Motormoment zu beobachten. Das geregelte Lenksystem sollte somit in der Realität nicht nur für die zuvor betrachtete Referenzparkiersituation gute Ergebnisse liefern.

Wie zuvor bereits angesprochen, soll des weiteren der Einfluss von Variationen in der Hydraulikunterstützung auf die Lageregelungsperformance analysiert werden. Dies geschieht vor dem Hintergrund, dass die Modifikation der hydraulischen Lenkunterstützung eine direkte Auswirkung auf die Verstärkung der Regelstrecke im Führungsübertragungspfad hat. Zur Untersuchung des Einflusses von Variationen in der Hydraulikunterstützung wird der Zusammenhang zwischen dem Öffnungsquerschnitt der Lenkventilsteuerecken und der Auslenkung des Drehschieberventils durch Multiplikation mit einem Vorfaktor modifiziert ($A(\alpha) \rightarrow A(\nu\alpha)$). Auf diese Weise kann die Steigung der Ventilkennlinie des Hydraulikventils beeinflusst werden. In Bild 5.21 sind die Ergebnisse bei einer Multiplikation mit einem Vorfaktor von 0,8 bis 1,2 dargestellt.

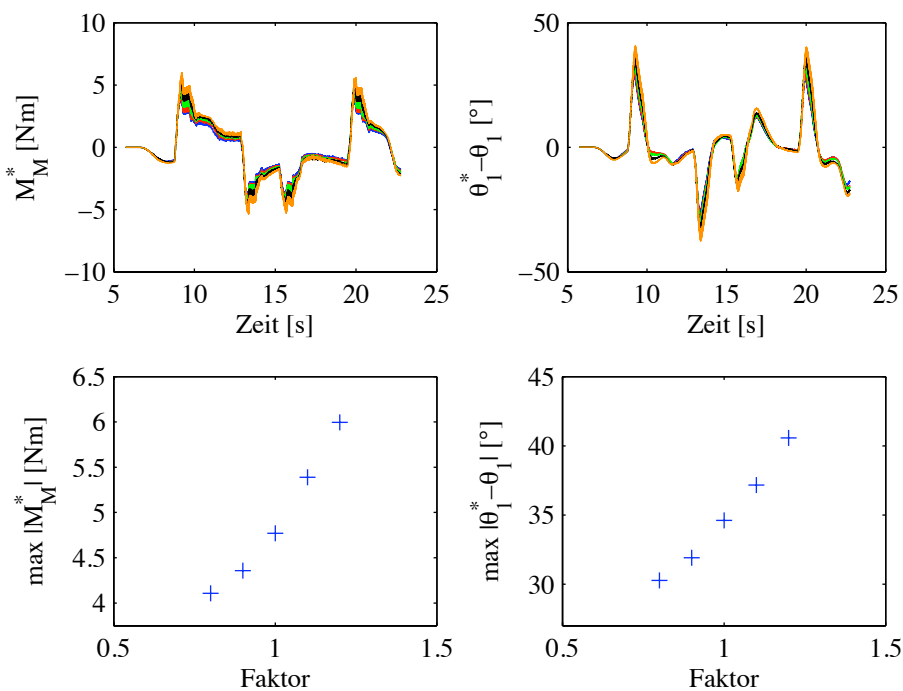


Bild 5.21: Auswirkung einer Variation des Steuerkantenschliffs auf das vom Stellsystem aufzubringende Moment und den Lageregelfehler; betrachtete Vorfaktoren: 0,8 (blau), 0,9 (rot), 1 (grün), 1,1 (schwarz) und 1,2 (orange)

Für die im Bild gezeigten Modifikationen des Steuerkantenschliffs ist das vom Aktor aufzubringende Stellmoment kleiner als 6,5Nm und der Lageregelfehler kleiner als 45° . Auch hier

kann demonstriert werden, dass die Lageregelung innerhalb der analysierten Variation stabil ist.

Da somit in diesem Abschnitt gezeigt werden konnte, dass die Lageregelung nicht nur in einer speziellen Parkiersituation gut funktioniert, sondern auch bei Variationen in den Versuchsparametern verwendet werden kann, muss im nächsten Kapitel der Nachweis erfolgen, dass die Simulationsergebnisse auch auf die Realität übertragbar sind.

6. Erprobung im Versuchsfahrzeug

Im vorherigen Kapitel konnte demonstriert werden, dass mit einem zum Parkieren entworfenen Lenkwinkellagereger in der Simulation gute Ergebnisse erzielt werden können. Im folgenden muss nun untersucht werden, inwieweit diese Ergebnisse auf die Realität übertragbar sind. Zum Nachweis wird ein Versuchsfahrzeug verwendet, dessen Aufbau im folgenden Abschnitt beschrieben wird.

6.1 Aufbau des Versuchsfahrzeugs zur Funktionsentwicklung

Die zur Reglervalidierung im Versuchsfahrzeug verwendete Hardware und die zugehörige Kommunikationsstruktur ist in Bild 6.1 zu sehen. Der Systemaufbau ist dabei genau so ge-

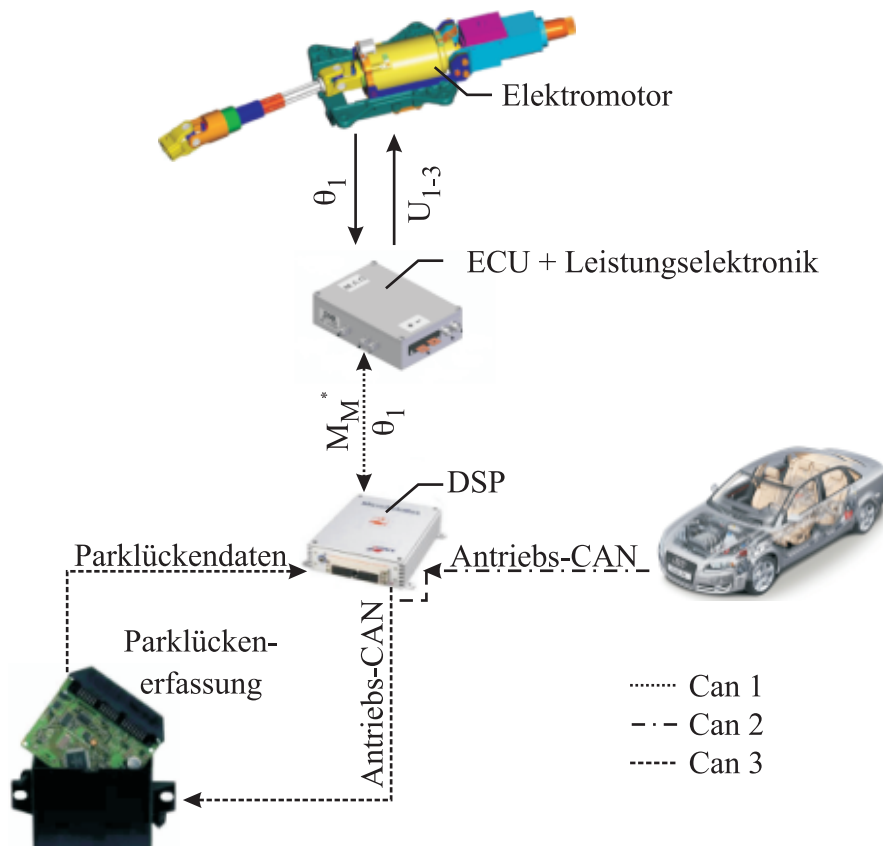


Bild 6.1: Aufbau des zur Reglervalidierung verwendeten Versuchsfahrzeugs

staltet wie bereits in Abschnitt 5.2 für das Simulationsmodell beschrieben. Auf diese Weise kann eine gute Vergleichbarkeit zwischen den Simulationsergebnissen und der Realität gewährleistet werden.

Zentraler Baustein des Steuerungskonzepts ist ein DSP der Firma dSpace, auf welchem der Parkierassistentz- und der Lenkwinkellagereger zeitdiskret mit einer Zykluszeit von 1 ms implementiert sind. Über drei CAN-Verbindungen ist der DSP mit der restlichen zum Betrieb der Parkierassistentz erforderlichen Steuergeräteperipherie verbunden. Auf den Cans werden dabei im einzelnen folgende Informationen ausgetauscht:

- Über Can 1 erfolgt die Kommunikation mit dem Steuergerät des Elektromotors. Neben Statusinformationen zur Überwachung der korrekten Funktionsweise des Elektromotors, wird vom DSP auf diesem Can der aktuelle Lenkwinkel θ_1 empfangen und die Drehmomentenvorgabe M_M^* an den Elektromotor gesendet.
- Mit Can 2 wird der Antriebs-Can des Fahrzeugs abgefragt. Dies ist erforderlich, um die Fahrzustandsinformationen für die Positionsbestimmung des Fahrzeugs während des Parkierens zu erhalten.
- Can 3 verbindet den DSP mit dem Steuergerät zur Auswertung der zur Parklückenvermessung verwendeten Infrarotsensoren. Wie im Bild zu sehen benötigt dieses Steuergerät ebenfalls Informationen des Antriebs-Cans, dessen Informationen deshalb (teilweise) auf Can 3 weitergeleitet werden.

Über einen mit dem DSP verbundenen Laptop können neue Reglerstände auf den DSP aufgespielt werden bzw. Messwerte zur Laufzeit ausgelesen und Parameter verändert werden. Das komplette System wird in einen Audi A4 (2.0l FSI) eingebaut, der für die durchzuführenden Systemversuche als Versuchsträger dient.

6.2 Versuchsergebnisse

Für den realen Systemtest wird der modellbasiert entworfene Regler diskretisiert und auf dem DSP implementiert. Allerdings soll an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass in der Simulation bereits ein weiterentwickelter Reglerstand untersucht werden konnte, für dessen Test das Versuchsfahrzeug leider nicht mehr zur Verfügung stand. Somit kann keine vollständige Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment erwartet werden. Des weiteren muss selbstverständlich berücksichtigt werden, dass die Vorgabe für die Lenkungslageregelung von der Parkierassistentzfunktion erfolgt und somit bereits kleine Abweichungen in der Fahrzeugposition einen Einfluss auf die Sollwertvorgabe für den Lagereger haben. Auch dies führt zu Unterschieden zwischen Simulations- und Messergebnissen.

Für den Systemtest wird die gleiche Parkiersituation nachgefahren, die auch schon zur simulativen Untersuchung der Lenkungslageregelung verwendet wurde. Das Fahrzeug wird demnach in eine 7 m lange und 2,5 m tiefe Testparklücke gesteuert, wobei die Fahrzeuggeschwindigkeit während der Rückwärtsfahrt relativ konstant bei 3 km/h gehalten wird. Die Ergebnisse für den Verlauf von Handmoment, Soll- bzw. Istlenkwinkel und der Lageregelfehler sind in Bild 6.2 den Simulationsergebnissen aus Kapitel 5 gegenübergestellt. Wie

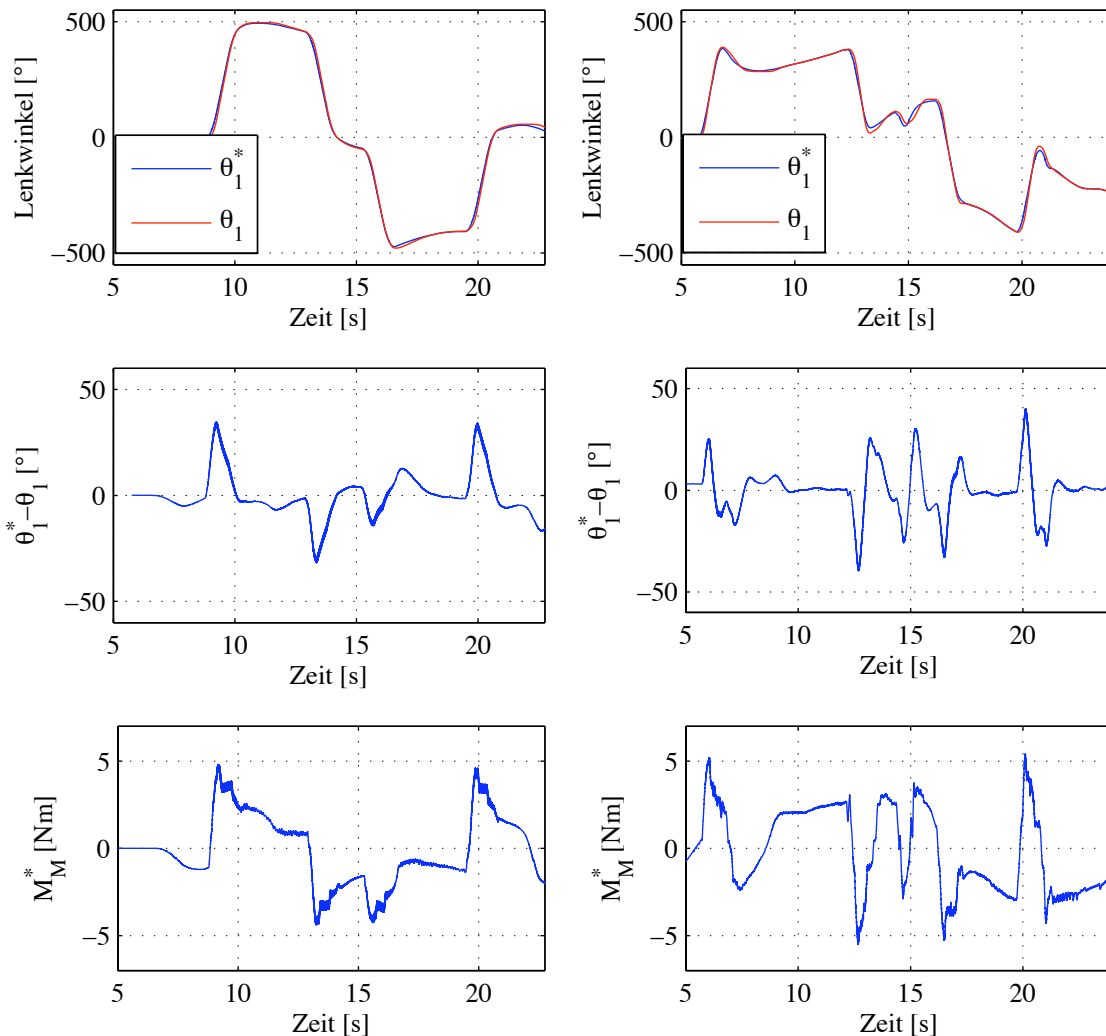


Bild 6.2: Vergleich der Simulationsergebnisse (linke Spalte) mit den bei der Versuchsfahrt aufgezeichneten Messwerten (rechte Spalte)

exakt das Fahrzeug der geplanten Einparktrajektorie in der Realität folgt, kann dabei leider nicht überprüft werden, da im Versuchsfahrzeug keine Inertialsensorik zur genauen Positionsbestimmung des Versuchsfahrzeugs zur Verfügung stand. Allerdings soll mit den Versuchen auch vordergründig die Qualität der Lenkungslageregelung untersucht werden.

Hier zeigt sich, dass sich auch in der Realität ein sehr gutes Lageregelresultat einstellt. Aufgrund der insgesamt guten Übereinstimmung von Messung und Simulation kann des weiteren

insgesamt festgestellt werden, dass durch den virtuellen Test bereits gute Aussagen über die spätere Funktionsweise des Konzeptes in der Realität getroffen werden können und deshalb die Zielvorgabe einer möglichst aussagekräftigen und umfangreichen virtuellen Vorentwicklung des Reglers für das aktive Lenksystem als erfüllt angesehen werden kann.

7. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde der Entwicklungsprozess für eine aktive hydraulische Momentenüberlagerungslenkung am Beispiel einer hydraulischen Servolenkung mit Elektromotor in der Lenksäule untersucht.

Zunächst wurde ein detailliertes Simulationsmodell zur Lenkungsanalyse im Zeitbereich aufgebaut und anhand von Prüfstandsversuchen parametrisiert. Da die Analyse von Fahrassistenzfunktionen am besten im Gesamtfahrzeugkontext erfolgt, wurde das Lenkungsmodell anschließend in eine virtuelle Vollfahrzeugumgebung integriert. Mit Prüfstands- bzw. Fahrversuchen konnte nachgewiesen werden, dass das erstellte Simulationsmodell gute Ergebnisse liefert, so dass die erstellte Simulationsumgebung im weiteren Verlauf der Arbeit zur Entwicklung und zum virtuellen Test von Reglerstrukturen für ein aktives Servolenksystem verwendet werden konnte.

Um eine modellbasierte Reglersynthese zu ermöglichen wurde im folgenden ein Lenkungsmodell mit reduzierter Komplexität aufgebaut, in Arbeitspunkten linearisiert und anschließend das Übertragungsverhalten des Lenksystems im Führungsübertragungspfad (von Lenkmoment zu Lenkwinkel) sowie im Störübertragungspfad (von Störانregung zu Lenksäulenmoment) analysiert.

Das Führungsübertragungsverhalten des Lenksystems war auch die Grundlage für den im folgenden Kapitel entwickelten Lenkungslageregler für eine Parkierassistenzfunktion, wobei diese als Beispielfunktion ausgewählt wurde, um das Vorgehen bei Reglerentwicklung und -test für ein aktives hydraulisches Servolenksystem zu demonstrieren.

Um die Parkierassistenz simulativ untersuchen zu können musste dabei zunächst die zuvor entwickelte Simulationsumgebung durch die Integration des Parkiermoduls erweitert werden. Dieses steuert das Fahrzeug in die Parklücke und erzeugt zu diesem Zweck eine Lenkwinkelvorgabe, die durch den im folgenden entwickelten Lenkungslageregler möglichst genau eingestellt werden soll.

Vor dem eigentlichen Reglerentwurf wurde jedoch zunächst im Rahmen einer Vorstudie der beim Parkieren auftretende Arbeitsbereich anhand von Simulationsergebnissen mit dem komplexen Lenkungsmodell eingegrenzt. Anschließend wurde aus diesem Arbeitsbereich ein sinnvolles Nominalmodell ausgewählt und für den Reglerentwurf verwendet. Dabei sollten verschiedene Performancekriterien, die mit Hilfe einer H_∞ -Norm definiert wurden, erfüllt werden. Die Reglersynthese erfolgte in Matlab/Simulink. Die Funktionsweise des Reglers wurde schließlich in der Vollfahrzeugsimulation für unterschiedliche Parkiersituationen und

anschließend auch in der Realität in einem eigens dafür aufgebauten Versuchsfahrzeug untersucht. In Simulation und Fahrversuch konnten hier sehr gute Ergebnisse für die Lageregelung erzielt werden, so dass die Aufgabe von virtueller Reglerentwicklung und Systemtest sowie des Funktionsnachweises in einem realen Versuchsfahrzeug als erfüllt angesehen werden kann.

Von großem Interesse wäre es in Zukunft, einen Regler zu entwickeln, der nicht nur das Nominalmodell sondern auch die Abweichungen von diesem im Reglerentwurf berücksichtigt. Auf diese Weise kann bereits analytisch garantiert werden dass der Regler für den definierten Arbeitsbereich stabil ist, bevor der Nachweis in Simulation und Versuch geführt wurde. Zum Reglerentwurf geeignet wäre nach Meinung des Autors die so genannte μ -Reglersynthese, die bei Zhou et al. in [89] zu finden ist. Ausserdem wäre es interessant, nicht nur die durch die Lenkungshydraulik verursachte Arbeitspunktabhängigkeit zu betrachten, sondern weitere Modellunsicherheiten ebenfalls direkt in den Reglerentwurf mit einzubeziehen.

Formelzeichen

$A_{1,2} [m^2]$	Steuerkantenquerschnitte des Lenkventils
$A_P [m^2]$	Kolbenfläche des Hydraulikzylinders
$A_{c,fc} [m^2]$	Fläche der Spitze des Volumenstromregelstiftes
$A_{mo} [m^2]$	Öffnungsquerschnitt an der Messblende des Volumenstromregelstiftes
$A_{pl,fc} [m^2]$	Fläche an der unteren Seite der Volumstromregelstift-Druckwaage
$A_{pu,fc} [m^2]$	Fläche an der oberen Seite der Volumstromregelstift-Druckwaage
$C_d [-]$	Blendenbeiwert
$C_h [\frac{m^5}{N}]$	Hydraulische Kapazität des Dehnschlauchs
$E [\frac{N}{m^2}]$	Kompressionsmodul der Hydraulikflüssigkeit
$F_{Zahnst} [N]$	Zahnstangenkraft
$F_{hyd} [N]$	Hydraulische Servounterstützung
$F_{reib} [N]$	Reibung im Lenkgetriebe
$F_{stoer} [N]$	Störanregung des Lenkgetriebes
$F_{t/R} [N]$	vom Fahrbahnkontakt auf das Lenkgetriebe wirkende Kraft
$I_q [A]$	q-Komponente des Statorstroms
$J [kgm^2]$	Drehträgheit der Lenksäule
$J_1 [kgm^2]$	Rotortragheit des Elektromotors
$K_t [\frac{Nm}{A}]$	Motorkonstante
$L_h [\frac{Ns}{m^5}]$	Hydraulische Induktivität des Dehnschlauchs
$L_q [H]$	q-Komponente der Statorwicklungs-Induktivität
$M_H [Nm]$	Fahrerhandmoment
$M_M [Nm]$	Vom Elektromotor erzeugtes Überlagerungsmoment

M_M^* [Nm]	Sollmoment des Elektromotors
M_{mot} [Nm]	Zum Antreiben der Pumpe benötigtes Motor- moment
M_{sens} [Nm]	Lenksäulenmoment
$Q_{0,A,B,T}$ [$\frac{m^3}{s}$]	Volumenströme über die Anschlüsse des Hy- draulikventils
Q_{1-4} [$\frac{m^3}{s}$]	Volumenströme über die Steuerkanten des Hy- draulikventils
Q_P [$\frac{m^3}{s}$]	Volumenstrom am Pumpenausgang
Q_{fc} [$\frac{m^3}{s}$]	Volumenstrom über das Volumenstromregel- ventil der Pumpe
Q_{in} [$\frac{m^3}{s}$]	Volumenstrom in die Pumpenkammer
Q_{pc} [$\frac{m^3}{s}$]	Volumenstrom über das Druckbegrenzungs- ventil der Pumpe
$Q_{v,n}$ [$\frac{m^3}{s}$]	Volumenstrom vor bzw. nach dem Dehn- schlauch
R_1 [Ω]	Statorwiderstand
R_h [$\frac{N}{m^5}$]	Hydraulischer Widerstand des Dehnschlauchs
T_1 [s]	Zeitkonstante des Motormodells
T_2 [s]	Sensordynamik bei der Erfassung des Lenk- säulenmoments
T_{PB} [s]	Zeitkonstante zur Beschreibung der Druckauf- baudynamik
U_{bat} [V]	Klemmenspannung zur Versorgung der Motor- Leistungselektronik
U_q [V]	q-Komponente der Statorspannung
V_H [m^3]	Hubvolumen der Pumpe
V_{Zyl} [m^3]	Volumen des Hydraulikzylinders
Z_P [$-$]	Polpaarzahl des Motors
Ψ_{PM} [Wb]	Hauptfluss des Rotor-Permanentmagneten
α [rad]	Winkel der Drehstabverdrehung
η_{mech} [$-$]	mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe
η_{vol} [$-$]	Volumetrischer Wirkungsgrad der Pumpe
λ_1 [$\frac{1}{bar}$]	Viskositäts-Druck-Koeffizient
λ_2 [$\frac{1}{K}$]	Viskositäts-Temperatur-Koeffizient
ψ [rad]	Gierwinkel

ρ [$\frac{kg}{m^3}$]	Dichte der Hydraulikflüssigkeit
θ_1 [rad]	Lenkwinkel
θ_1^* [rad]	Lenkwinkelsollwert
θ_2 [rad]	Ritzelwinkel
a_y [$\frac{m}{s^2}$]	Fahrzeugquerbeschleunigung
c_t [$\frac{N}{m}$]	Steifigkeit des Reifenersatzmodells
d_V [$\frac{Nm}{rad/s}$]	Torsionsdämpfung des Drehstabs
d_{stop} [$\frac{Nm}{rad/s}$]	Dämpfung des Drehstab-Endanschlags
$d_{t/r}$ [$\frac{N}{m/s}$]	Dämpfung des Reifenersatzmodells
i_R [–]	Übersetzung zwischen Verbrennungsmotor und Pumpe
k [$\frac{Nm}{rad}$]	Torsionssteifigkeit des Drehstabs
$k_{crack,fc}$ [N]	Federvorspannung des Volumenstromregelstifts
$k_{pfriect}$ [m^2]	Druckabhängiger Reibungsanteil an der Zylinderreibung
k_{stict} [N]	Stick-Slip Anteil der Zylinderreibung
$k_{stiff,fc}$ [$\frac{N}{m}$]	Federsteifigkeit des Volumenstromregelstiftes
k_{stop} [$\frac{Nm}{rad}$]	Steifigkeit des Drehstab-Endanschlags
k_{visc} [$\frac{Ns}{m}$]	Geschwindigkeitsabhängige Zylinderreibung
m_R [kg]	Masse der Zahnstange im Lenkgetriebe
m_{fc} [kg]	Masse des Volumenstromregelstiftes
n_{mot} [$\frac{1}{s}$]	Drehzahl des Verbrennungsmotors
$p_{0,A,B,T}$ [$\frac{N}{m^2}$]	Drücke an den Anschlüssen des Hydraulikventils
p_L [$\frac{N}{m^2}$]	Lastdruck
p_P [$\frac{N}{m^2}$]	Druck am Pumpenausgang
p_{mo} [$\frac{N}{m^2}$]	Druck an der Messblende des Pumpenvolumenstromregelventils
$p_{v,n}$ [$\frac{N}{m^2}$]	Druck vor bzw. nach dem Dehnschlauch
r [m]	Ritzelradius
v [$\frac{m}{s}$]	Fahrzeuggeschwindigkeit
z [m]	Zahnstangenweg
z_{fc} [m]	Position des Volumenstromregelstiftes

Literaturverzeichnis

- [1] Seewald, A.: Begrüßung und Einführung. – In: PKW-Lenksysteme - Vorbereitung auf die Technik von morgen (2005).
- [2] UN: Agreement concerning the adoption of uniform technical prescriptions for wheeled vehicles, equipment and parts which can be fitted and/or be used on wheeled vehicles and the conditions for reciprocal recognition of approvals granted on the basis of these prescriptions. Technischer Bericht. United Nations, 2005.
- [3] Adams, F.: Automotive Power Steering Feel. – In: IMechE **195** (1981), S. 29–36.
- [4] Kwasny, O.; Manz, H.: Die elektromechanische Lenkung des VW Touran. – In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift (2003), S. 464–470.
- [5] Ackermann, J.; Blue, P.; Bünte, T.; Güvenc, L.; Kaesbauer, D.; Muhler, M.; Odenthal, D.: Robust Control - The Parameter Space Approach. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2002.
- [6] Yasui, Y.; Kodama, H.; Momiyama, M.; Kato, H.: Electronic Stability Control (ESC) coordinated with Electric Power Steering (EPS). – In: FISITA World Automotive Congress (2006).
- [7] Nakano, S.; Kada, T.; Nishihara, O.; Kumamoto, H.: A Study of Assist Control in Electric Power Steering - Driving Pattern Rule-Based Control. – In: FISITA World Automotive Congress (2000).
- [8] Kölbl, C.; Zahn, P.: Entwicklung eines integrierten Quer- und Längsreglers zur Fahrzeugführung. – In: 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (2006).
- [9] Rösth, M.: Linear Analysis of a Conventional Power Steering System for Passenger Cars. – In: Proceedings of the 5th JFPS International Symposium on Fluid Power **2** (November 2002), S. 495–500.

- [10] Schutzrecht US 5575193 Offenlegungsschrift (19.11.1996). ZF Lenksysteme GmbH. Pr.: DE 4220624 24.06.1992 - Bareis H., Ruf G. Rotary Slide Valve for Assisted Steering Systems.
- [11] Proca, A. B.; Keyhani, A.: Identification of power steering system dynamic models. – In: *Mechatronics* **8** (1998), S. 255–270.
- [12] Data, S.; Pesce, M.; Reccia, L.: Identification of steering system parameters by experimental measurements processing. – In: *Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering* (2004), S. 783–792.
- [13] Baum, H.; Böcker, M.: Improving Power Steering Simulation Using DSHplus. – In: *AutoTechnology* **03** (2003), S. 36–38.
- [14] Pfeffer, P.; Harrer, M.; Johnston, N. D.; Shinde, R. P.: Modelling of a Hydraulic Steering System. – In: *FISITA World Automotive Congress* (2006).
- [15] Meitinger, T.; Breitfeld, C.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Zahnstangen-Hydraulenkungen. – In: *7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (1998), S. 1105–1124.
- [16] Ulrich, H.; Böcker, M.; Kett, R.: Simulationen zur Optimierung von Servolenksystemen. – In: *1. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium Aachen* (1992), S. 411–432.
- [17] Zhang, N.; Wang, M.: Dynamic Modeling of Hydraulic Power Steering System with Variable Ratio Rack and Pinion Gear. – In: *JSME International Journal* **48** (2005), S. 251–260.
- [18] Orbak, A. Y.; Youcef-Toumi, K.; Senga, M.: Model Reduction and Design of a Power Steering System. – In: *Proceedings of the American Control Conference* (1999), S. 4476–4481.
- [19] Wang, M.; Zhang, N.; Chapman, C.; Park, N.; Misra, A.: Simulation and Testing of Hydraulic Power Steering System. – In: *FISITA World Automotive Congress* (2006).
- [20] Rösth, M.; Pohl, J.; Palmberg, J.-O.: Modeling and Simulation of a Conventional Hydraulic Power Steering System for Passenger Cars. – In: *Proceedings of the 8th Scandi-*

- navian Conference on Fluid Power **1** (2003), S. 635–650.
- [21] Birsching, J. E.: Two Dimensional Modeling of a Rotary Power Steering Valve. – In: SAE Technical Paper Series (1999).
- [22] Matsunaga, T.; Tanaka, T.; Nishimura, S.: Analysis of Self-Excited Vibration in Hydraulic Power Steering System: Prevention Against Vibration by Supply Line. – In: SAE Technical Paper Series (2001).
- [23] Verkoyen, T.; Goenechea, E.; Goertz, H.; Bootz, A.: Identification and Analysis of Pressure Pulsation to Enhance Driving Comfort in Passenger Cars Power Steering Systems. – In: 5. IFK Aachen (2006).
- [24] Pfeffer, P.: The Steering Wheel Torque Dependency on Vehicle and Steering System Parameters. – In: 11th European Automotive Congress (2007).
- [25] Rösth, M.: Hydraulic Power Steering System Design in Road Vehicles. Dissertation. Division of Fluid and Mechanical Engineering Systems, Department of Mechanical Engineering, Linköping University, 2007.
- [26] Schutzrecht DE 102004038936B3 Offenlegungsschrift (23.03.06). ZF Lenksysteme GmbH. - Leutner W. Hydraulische Servolenkung und Verfahren zum Betrieb einer hydraulischen Servolenkung.
- [27] Schutzrecht WO2005/095178A1 Patentanmeldung (23.02.05) ThyssenKrupp Presta SteerTec GmbH. Pr.: DE102004014529.6 23.03.04, DE102004035094.9 20.07.04. - Rachel R., Schiek B., Stehli T., Speidel G., Foller G. Servolenkung mit hydraulischer Momentenüberlagerung.
- [28] Schutzrecht WO2004/051120A2 Patentanmeldung (27.11.03). TRW Automotive GmbH. Pr.: DE202187330 03.12.02. - Böcker M. Ventil für eine hydraulische Servolenkung.
- [29] Rösth, M.: Active Pinion - A Cost Effective Solution for Enabling Steering Intervention in Road Vehicles. – In: The Bath Workshop on Power Transmission & Motion Control (September 2003).

- [30] Röstth, M.: Increased Hydraulic Power Assisted Steering Functionality Using the Active Pinion Concept. – In: 5th International Fluid Power Conference (2005).
- [31] Schutzrecht DE10344662A1 Offenlegungsschrift (04.05.05). Perez Cuadro. - Hydraulisches Lenksystem für Kraftfahrzeuge.
- [32] Schutzrecht DE102004018919A1 Offenlegungsschrift (24.11.05). Bayerische Motoren Werke AG. - Bootz A. Hydraulisches Servo-Lenksystem mit offener Mitte sowie Betriebsverfahren hierfür.
- [33] Schutzrecht DE10351769A1 Offenlegungsschrift (31.03.05). Bayerische Motoren Werke AG. Pr.: DE10351825.8 16.08.03, DE10356072.6 19.08.03. - Bootz A. Lenksystem für ein insbesondere zweispuriges Kraftfahrzeug mit einem Druckspeicher.
- [34] Schutzrecht DE102005054277A1 Offenlegungsschrift (08.06.06). Continental Teves AG & Co. OHG. Pr.: DE102004054616.9 11.11.04. - Linkenbach S., Böhm J. Fahrzeuglenkung und Verfahren zur Regelung einer Fahrzeuglenkung.
- [35] Schutzrecht DE102004029883A1 Offenlegungsschrift (13.10.05). AUDI AG. Pr.: DE102004013562.2 19.03.04. - Schachner M. Lenkhilfvorrichtung für ein Fahrzeug.
- [36] Schutzrecht WO2006/042250A1 Offenlegungsschrift (20.04.06). Arvin Meritor Technology, LLC. Pr.: US60/617724 08.10.04. - Phillips E.H. Force-Based Power Steering System.
- [37] Klein, A.: Entwicklung eines elektrohydraulischen Lenkventils. Dissertation. TU Darmstadt, 2000.
- [38] Mackenroth, U.: Robust Control Systems. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2003.
- [39] Qiu, H.; Zhang, Q.; Reid, J. F.; Wu, D.: Modeling and Simulation of an Electrohydraulic Steering System. – In: ASAE/CSAE-SCGR Annual International Meeting (1999), S. 1–18.
- [40] Qiu, H.; Zhang, Q.; Reid, J.: Fuzzy Control of Electrohydraulic Steering Systems for Agricultural Vehicles. – In: Transactions of the ASAE (2001), S. 1397–1402.

-
- [41] Qiu, H.; Zhang, Q.: Feedforward-plus-proportional-integral-derivative controller for an off-road vehicle electrohydraulic steering system. – In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering **217** (2003), S. 375–382.
- [42] Wu, D.; Zhang, Q.; Reid, J.: Adaptive steering controller using a Kalman estimator for wheel-type agricultural tractors. – In: Robotica **19** (2001), S. 527–533.
- [43] Kemmetmüller, W.; Kugi, A.; Müller, S.: Modeling and Nonlinear Control of an Electrohydraulic Closed-Center Power-Steering System. – In: Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control (2005), S. 5077–5082.
- [44] Kemmetmüller, W.: Mathematical Modeling and Nonlinear Controller Design for a Novel Electrohydraulic Power-Steering System. – In: IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS **12** (2007), S. 85–97.
- [45] von Groll, M.; Müller, S.; Meister, T.; Tracht, R.: Disturbance Compensation with a Torque Controllable Steering System. – In: Vehicle System Dynamics **44** (4, April 2006), S. 327–338.
- [46] de Wit, C. C.; Claeys, X.; Bechart, H.: Stability Analysis via Passivity of the lateral Actuator Dynamics of a heavy Vehicle. – In: Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control (1999).
- [47] Claeys, X.; de Wit, C. C.; Bechart, H.: Modeling and Control of Steering Actuator for Heavy Duty Vehicles. – In: European Control Conference (1999), S. 1–6.
- [48] Kanellakopoulos, I.; Tan, Y.; Robotis, A.; Tomizuka, M.; Hingwe, P.; Tai, M.; Wang, J.-Y.: Control of Automated Heavy-Duty Vehicles. – In: PATH Program-Wide Research Meeting (1998).
- [49] Hingwe, P.; Tai, M.; Tomizuka, M.: Modeling and Robust Control of Power Steering System of Heavy Vehicles for AHS. – In: IEEE Transactions on Mechatronics (1999), S. 1365–1370.
- [50] IMAGINE: Imagine Home. URL: <http://www.amesim.com/> (abgerufen am 25.09.2007).

- [51] TESIS: TESIS Dynaware. URL: <http://www.thesis.de/de/index.php?page=1004> (abgerufen am 18.08.2007).
- [52] LMS: AMESet Rev 7 User Manual. 2007.
- [53] Murrenhoff, H.: Servohydraulik. Shaker Verlag, 2002, Ch. 2.2 Systematik der Widerstandssteuerungen, S. 11.
- [54] Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik. Shaker Verlag, 2001, Ch. 2 Grundlagen, S. 47ff.
- [55] Nordmann, R.: Maschinenelemente und Mechatronik 1. R. Nordmann and H. Birkhofer, 2003, S. 255.
- [56] Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik. Shaker Verlag, 2001, Ch. 2 Grundlagen, S. 61ff.
- [57] LMS: Contents of the Hydraulic library. LMS, 2007.
- [58] Imagine: Analytical Calculations for Hydraulic Systems. Imagine, 2007.
- [59] Continental: Messung am temperierbaren Volumenzunahme-Prüfstand. Technischer Bericht. Continental ContiTech, 2006.
- [60] Murrenhoff, H.; Wallentowitz, H.: Fluidtechnik für mobile Anwendungen. Verlagsgruppe Mainz, Wissenschaftsverlag, Aachen, 2003, Ch. 1 Systematisierung der Fluidtechnik für mobile Anwendungen, S. 31.
- [61] Murrenhoff, H.: Grundlagen der Fluidtechnik. Shaker Verlag, 2001, Ch. 3 Ventile, S. 252ff.
- [62] Schittkowski, K.: NLPQL: A Fortran subroutine for solving constrained nonlinear programming problems. – In: Annals of Operations Research **5** (1985/86).
- [63] Jelali, M.; Kroll, A.: Hydraulic Servo-systems. 2 ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2004, Ch. 3.1 Physical Properties of Fluids, S. 29ff.

-
- [64] IMAGINE: AMESim Standard Fluid Properties. Technischer Bericht. IMAGINE, 2002.
- [65] PentosinGmbH: Pentosin CHF 11S Hydraulic. Technischer Bericht. Deutsche Pentosin-Werke GmbH, 2006.
- [66] DSpace: Modulare Hardware. August 2007.
- [67] Fuest, K.; Döring, P.: Elektrische Maschinen und Antriebe. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1999, Ch. 3 Drehfeld, S. 78ff.
- [68] Schröder, D.: Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2001, Ch. 16.6.2 Regelung der PM-Maschine ohne Reluktanzeinflüsse, S. 768ff.
- [69] Schröder, D.: Elektrische Antriebe - Grundlagen. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2000, Ch. 6.4 Permanentterregte Maschinen, S. 291ff.
- [70] Lutz, H.; Wendt, W.: Taschenbuch der Regelungstechnik. Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt am Main, 2000, Ch. 4.3 Proportional-Elemente mit Verzögerung, S. 112f.
- [71] Bender, K.: Automatisierungstechnik im Maschinenwesen. Lehrstuhl für Informationstechnik im Maschinenwesen (itm), 1999.
- [72] Lutz, H.; Wendt, W.: Taschenbuch der Regelungstechnik. Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt am Main, 2000, Ch. 11 Digitale Regelsysteme (Abtastregelungen), S. 476.
- [73] Lunze, J.: Regelungstechnik: Mehrgrössensysteme, Digitale Regelung. vol. 2. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1997.
- [74] Brändle, M.: Theoretischer und eperimenteller Vergleich von drei Regelkonzepten für eine aktive Schwingungsisolierung: Lineare Rückführregelung, modellbasierte Störgrössenaufschaltung und Neuronales Netzwerk. Diploma thesis. Lehrstuhl für Angewandte Mechanik München, 2004.
- [75] IMC: imc Cronos - Combined Recording or Notebook System. IMC Meßsysteme GmbH, 2003.

- [76] Merritt, H.: Hydraulic Control Systems. John Wiley & Sons, Inc, 1967.
- [77] Schmidt, G.: Regelungs- und Steuerungstechnik 2. Lehrstuhl für Regelungs- und Steuerungstechnik, TU München, 2002, Ch. 3 Linearisierung eines zeitinvarianten nichtlinearen Zustandsmodells, S. 1–6.
- [78] Bronstein, I.; Semendjaev, K.: Taschenbuch der Mathematik. Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt am Main, 1997, Ch. 19 Numerische Mathematik, S. 834.
- [79] Murrenhoff, H.: Servohydraulik. Shaker Verlag, 2002, Ch. 2.5 Widerstandssteuerungen - Linearisierung der Kennfelder, S. 46ff.
- [80] Bronstein, I.; Semendjaev, K.: Taschenbuch der Mathematik. Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt am Main, 1997, Ch. 15.2 Laplace-Transformation, S. 661.
- [81] Kohno, T.; Takeuchi, S.; Momiyama, M.; Nimura, H.: Development of Electric Power Steering (PS) System with H-inf Control. – In: SAE Technical Paper Series (2000), S. 113–118.
- [82] Meitinger, K.-H.: Fahrwerkhandbuch. Vieweg Verlag, 2007, Ch. 7.8.4 Einparkassistentz, S. 551ff.
- [83] Geering, H. P.: Robuste Regelung. 2 ed. IMRT Press, Zürich, 1999.
- [84] Zhou, K.; Doyle, J. C.; Glover, K.: Robust and Optimal Control. Prentice Hall, New Jersey, 1996.
- [85] Zhou, K.; Doyle, J. C.: Essentials of Robust Control. Prentice Hall, New Jersey, 1998.
- [86] Werner, H.: Optimal and Robust Control. Technischer Bericht. Technische Universität Hamburg Harburg - Arbeitsbereich Regelungstechnik, 2005.
- [87] Zhou, K.; Doyle, J. C.: Essentials of Robust Control. Prentice Hall, New Jersey, 1998, Ch. 6 -Performance Specifications and Limitations, S. 81ff.

- [88] Zhou, K.; Doyle, J. C.: Essentials of Robust Control. Prentice Hall, New Jersey, 1998, Ch. 9 - Linear Fractional Transformation, S. 165ff.
- [89] Zhou, K.; Doyle, J. C.: Essentials of Robust Control. Prentice Hall, New Jersey, 1998, Ch. 10 - μ and μ -Synthesis, S. 183ff.