

Ein Beitrag zur Optimierung des Rückmelde- und Rückstellverhaltens elektromechanischer Servolenkungen

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften,
Abteilung Maschinenbau der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR

genehmigte Dissertation

von

Daniel Lunkeit

aus

Moers

Referent: Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm

Korreferent: Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Plöchl

Tag der mündlichen Prüfung: 26. März 2014

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis	VIII
Abkürzungsverzeichnis	IX
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
1.1.1 Anforderungen an Lenksysteme	1
1.1.2 Ausführungsformen elektromechanischer Servolenkungen	2
1.1.3 Führungsaufgabe des Fahrers beim Lenken	6
1.1.4 Entwicklungshistorie	7
1.2 Literaturübersicht	8
1.3 Ziel und Aufbau der Arbeit	11
2 Systemmodellbildung	14
2.1 Beschreibung der betrachteten Systeme	15
2.1.1 Die hydraulische Zahnstangen-Servolenkung	16
2.1.2 Die elektromechanische Servolenkung mit achsparalleler Motoranordnung	18
2.2 Modellbildung der betrachteten Systeme	19
2.2.1 Die hydraulische Servolenkung	19
2.2.2 Die elektromechanische Servolenkung	27
2.3 Nichtlineare Erweiterungen	36
2.4 Modellparametrierung	37
2.4.1 Parametrierung der mechanischen Eigenschaften der elektromechanischen Servolenkung	38
2.4.2 Berücksichtigung der trockenen Reibung bei der Parametrierung der EPS	39
2.4.3 Parametrierung des BLDC-Motors der elektromechanischen Servolenkung	41
2.4.4 Parametrierung des Modells der hydraulischen Servolenkung	43
3 Systemanalyse	48
3.1 Identifikation der dominanten Eigenschaften zur Reduktion der Rückmeldung bei elektromechanischen Servolenkungen	48

3.2	Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit des Systems	56
4	Reglersynthese	59
4.1	Aufgabe der Regelung	60
4.2	Anforderungen an den Regler	61
4.2.1	Die menschliche Wahrnehmung	63
4.2.2	Lenkverhalten und daraus resultierende Anforderungen . . .	64
4.2.3	Reglerspezifikation	67
4.3	Regelungsansätze und Entwurf der Regelung	69
4.3.1	Die Kennfeldregelung	70
4.3.2	Die Momentenregelung	71
4.3.3	Die Unterstützungskraftregelung	73
5	Konzeptvergleich	77
5.1	Kriterien zum Vergleich der Regelungskonzepte	77
5.2	Simulationsergebnisse	78
5.2.1	Rückstellverhalten und Eigenstabilisierung	78
5.2.2	Schwellenüberfahrt	80
5.2.3	Reibwertsprung	82
5.2.4	Störverhalten	84
5.3	Messungen am realen System	87
5.3.1	Güte des Beobachters	87
5.3.2	Rücklaufverhalten	90
5.3.3	Lenkungsrückmeldung	93
5.3.4	Störgrößenempfindlichkeit	96
6	Zusammenfassung	99
6.1	Zusammenfassung	99
6.2	Wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit	100
6.3	Ausblick	102
A	Linear-Quadratischer Regler	104
A.1	Nullpunktsregelung	104
A.2	Erweiterung der Nullpunktsregelung zur Folgeregelung	108
A.2.1	Optimale Zustandsregler mit integraler Ausgangsvektorrück- führung	109
A.2.2	Lösungsbeispiel zur optimalen Folgeregelung	111
B	Linear-Quadratischer Beobachter	113
C	Frequenzgänge zur Systemanalyse	116
D	Blockschaltbilder Simulationen	118
E	Abbildungen Beobachtervalidierung	125

<i>INHALTSVERZEICHNIS</i>	III
F Lenksystemprüfstand	128
G Fahrzeugvernetzung	130
H Einspurmodell	131
I Lenksäule	136
I.1 Erweiterung des Lenksäulenmodells zum Fahrermodell	137
Index	140
Literaturverzeichnis	147

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung der Kennfeldregelung	2
1.2	Schematische Darstellung der Momentenregelung	3
1.3	Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis beim Erfüllen der Querführungsaufgabe	6
2.1	Prinzipdarstellung der hydraulischen Servolenkung	16
2.2	Regelkreis der hydraulischen Zahnstangenlenkung	17
2.3	Die elektrische Servolenkung mit achsparalleler Motoranordnung (APA-EPS)	18
2.4	Schematische Darstellung des Modells einer hydraulischen Servolenkung	20
2.5	Skizze des Arbeitszylinders der hydraulischen Servolenkung	22
2.6	Blockschaltbild der proportionalen Positionsregelung bei der hydraulischen Servolenkung	27
2.7	Schematische Darstellung der APA-EPS für die Modellbildung	28
2.8	Vereinfachtes Schaltbild eines bürstenlosen Gleichstrommotors	30
2.9	Schematische Darstellung der APA-EPS für die Modellbildung auf Basis eines unendlich steifen Riemens	33
2.10	Schematische Darstellung der APA-EPS für die Modellbildung auf Basis eines unendlich steifen Riemens und Kugelumlaufgetriebes	35
2.11	Approximation der trockenen Reibung durch eine stetige Funktion	37
2.12	Messergebnisse zu den Durchschiebekräften	39
2.13	Evaluierung des Reibmodells	40
2.14	Evaluierung des Reibmodells im Gesamtsystem	41
2.15	Evaluierung des Motors im Teilmodell	42
2.16	Kennfeld des Elektromotors	43
2.17	Vergleich der gemessenen und der simulierten Kennlinie des Elektromotors auf gleichem Stromniveau	44
2.18	Kennlinie der Durchflussverstärkung KV des Drehschieberventils einer hydraulischen Servolenkung	45
2.19	Vergleich des gemessenen und des simulierten Verhaltens der HPS bei 0,01 Hz Lenkanregung	46
2.20	Vergleich des gemessenen und des simulierten Verhaltens der HPS bei 2 Hz Lenkanregung	47

3.1	Vergleich der Frequenzgänge der Störübertragungsfunktionen der HPS und der EPS mit inaktiver Aktorik	53
3.2	Vergleich der Frequenzgänge der Störübertragungsfunktionen der HPS und der EPS mit inaktiver und aktiver Aktorik	54
4.1	Veranschaulichung des Zielbereichs für die Störgrößenübertragung eines Lenksystems	62
4.2	Kraft-Geschwindigkeit-Diagramm zur Lenkungsauslegung	66
4.3	Generisches Blockschaltbild der Kennfeldregelung	70
4.4	Generisches Blockschaltbild der Handmomentenregelung	72
4.5	Generisches Blockschaltbild der Unterstützungskraftregelung	74
5.1	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Rückstellverhaltens bei UKR und HMR	79
5.2	Verlauf des Lenkradwinkels der Vergleichssysteme bei stationärer Kreisfahrt und Loslassen des Lenkrads durch den Fahrer	80
5.3	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation einer Schwellenüberfahrt bei UKR und HMR	81
5.4	Lenkradwinkelbeschleunigungen der Vergleichssysteme bei einer impulsartigen Fahrbahnanregung	82
5.5	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation eines Reibwertsprungs bei UKR und HMR	83
5.6	Lenkradwinkelbeschleunigungen der Vergleichssysteme bei einem Reibwertsprung	84
5.7	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Störverhaltens bei UKR und HMR	85
5.8	Vergleich der Frequenzgänge zur Störübertragung einer hydraulischen Servolenkung mit denen einer Kennfeld- und Unterstützungskraftregelung	86
5.9	Vergleich zwischen Messung und Beobachtung der Rotorlage und ihrer Geschwindigkeit beim Überfahren eines Kantholzes	88
5.10	Vergleich zwischen Messung und Beobachtung der Zahnstangenposition und ihrer Geschwindigkeit beim Überfahren eines Kantholzes	89
5.11	Vergleich zwischen Messung und Beobachtung der Zahnstangenkraft beim Überfahren eines Kantholzes	90
5.12	Lenkradwinkelverlauf beim Hands-off Manöver	91
5.13	Lenkradwinkelverlauf beim Losfahren aus dem Stand	93
5.14	Vergleich des Handmomentenverlaufs der UKR und des Standardreglers beim Überfahren eines Kantholzes	94
5.15	Vergleich des Lenkmomentenverlauf beim Untersteuern	95
5.16	Vergleich zwischen Soll- und Istunterstützungskraft beim Anreißen des Lenkrads	96
5.17	Vergleich der Frequenzgänge der Störgrößenübertragung	97
A.1	Blockschaltbild zum optimalen linearen Regler	107

A.2	Blockschaltbild zum optimalen linearen Regler mit integraler Ausgangsvektorrückführung und Führ- und Störgrößenaufschaltung . . .	109
B.1	Vereinfachtes Blockschaltbild eines Identitätsbeobachters	114
C.1	Vergleich der Frequenzgänge der Störübertragungsfunktionen der HPS und der EPS mit inaktiver Aktorik ohne und mit Berücksichtigung der Reibung	116
C.2	Vergleich der Frequenzgänge der Störübertragungsfunktionen der HPS und der EPS mit aktiver Aktorik ohne und mit Berücksichtigung der Reibung	117
D.1	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Rückstellverhaltens bei der KFR	118
D.2	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Rückstellverhaltens bei der hydraulischen Servolenkung	119
D.3	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation einer Schwellenüberfahrt bei der KFR	120
D.4	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation einer Schwellenüberfahrt bei der hydraulischen Servolenkung	121
D.5	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation eines Reibwertsprungs bei der KFR	122
D.6	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation eines Reibwertsprungs bei der hydraulischen Servolenkung	123
D.7	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Störverhaltens bei der KFR	124
D.8	Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Störverhaltens bei der hydraulischen Servolenkung . .	124
E.1	Vergleich der Zahnstangenlage und ihrer Geschwindigkeit aus Messung und Beobachtung des realen Systems bei einer Kantholzüberfahrt und losgelassenem Lenkrad	125
E.2	Vergleich der Rotorlage und ihrer Geschwindigkeit aus Messung und Beobachtung des realen Systems bei einer Kantholzüberfahrt und losgelassenem Lenkrad	126
E.3	Vergleich zwischen Messung und Beobachtung der Bewegungszustände des Elektromotors beim Überfahren eines Kantholzes	126
E.4	Vergleich zwischen der gemessenen und der beobachteten Zahnstangenkraft beim Überfahren eines Kantholzes	127
F.1	Prüfstand zur Messung der Durchschiebekräfte	128
G.1	Darstellung zum Verständnis der Vernetzung des Fahrzeugs mit der Autobox und den Messspurstangen	130

H.1	Darstellung der kinematischen Beziehungen im Einspurmodell . . .	132
H.2	Grafische Interpretation der Pacejka Magic Tire Formula	133
H.3	Blockschaltbild des verwendeten nichtlinearen Einspurmodells . . .	135
I.1	Darstellung des Modells zur Lenksäule	136
I.2	Blockschaltbild des Modells der Lenksäule	137
I.3	Blockschaltbild des Modells der Lenksäule	138

Tabellenverzeichnis

1.1	Varianten elektromechanischer Servoeinheiten	4
1.2	Einsatzbereich verschiedener elektromechanischer Lenksysteme ge- ordnet nach Zahnstangenkräften	5
2.1	Grundbedatung der Mechanik der EPS-Modelle	38
2.2	Grundbedatung des nichtlinearen Reibungsmodells	39
2.3	Grundbedatung des BLDC-Motors	41
2.4	Grundbedatung der hydraulischen Servolenkung	44
F.1	Datenblatt des Lenksystemprüfstands	129
F.2	Messtechnik des Lenksystemprüfstands	129

Abkürzungsverzeichnis

Die in der Arbeit verwendeten Abkürzungen sind in der nachfolgenden Tabelle dargestellt.

Abkürzung	Bedeutung
HPS	hydraulic power steering/ hydraulische Servolenkung
EPS	electric power steering/ elektromechanische Servolenkung
APA	Achsparell
UKR	Unterstützungskraftregelung
HMR	Handmomentenregelung
KFR	Kennfeldregelung
A	system state matrix/Zustandsmatrix
B	system input matrix/Eingangsmatrix
C	system output matrix/Ausgangsmatrix
x	system state vector/Zustandsvektor
y	Messgrößen/Ausgangsgrößen
SQP	sequential quadratic programming/ Sequentielle Quadratische Optimierung
LQR	linear quadratic regulator/ Linear Quadratischer Regler
LQE	linear quadratic estimator/ Linear Quadratischer Beobachter
BLDC	Bürstenloser Gleichstrommotor
v	Fahrzeuggeschwindigkeit
SUV	Sports Utility Vehicle
CAN	Controller Area Network
T	Moment oder kinetische Energie
V	potentielle Energie/Lageenergie
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Problemstellung

1.1.1 Anforderungen an Lenksysteme

Moderne Lenksysteme haben eine Vielzahl an Anforderungen aus unterschiedlichen Bereichen zu erfüllen. Als Basisanforderung soll ein Lenksystem einen vom Fahrer aufgebrauchten Lenkwinkel in einen Stellwinkel an der Rädern umsetzen. Das System soll dabei einen sinnvollen, für den Fahrer überschaubaren Zusammenhang zwischen Lenkwinkeländerung und Kursänderung erzeugen. Hierbei soll das System dem Fahrer eine geeignete Rückmeldung über den Fahrzeugbewegungszustand geben. Man spricht in diesem Kontext von “eindeutiger” Zuordnung von Fahrzustand und Lenkantwort. Störungen dürfen keinen oder nur einen möglichst geringen Einfluss auf die Kurshaltung haben.

Aus der Gesetzgebung¹ folgen zusätzlich Anforderungen an Redundanz, maximales Kraftniveau², die generelle Lenkbarkeit und den Insassenschutz. Aus Sicht der Umwelt müssen ständig die verwendeten Werkstoffe und Medien, der Energieverbrauch und das Gewicht optimiert werden. Zu den Funktionsanforderungen an eine Lenkung gehört jedoch auch die Lenkpräzision, die Rückmeldung der Radkräfte und die Eigenstabilisierung.

Zusätzlich darf bei der Entwicklung solcher Systeme die Kundensicht nicht aus den Augen gelassen werden. So ist es z.B. wünschenswert einen geringen Lenkaufwand im Parkierbereich, einen selbstständigen Lenkungsrücklauf und eine geeignete Kompensation von Störungen bei der Entwicklung zu realisieren. Außerdem müssen sich die Systeme geometrisch in das Zielfahrzeug integrieren lassen und der Kostenrahmen darf nicht überschritten werden.

Nicht zuletzt versucht jeder Fahrzeughersteller seinen Lenksystemen ein markenspezifisches Lenkgefühl mitzugeben und sich durch Sonderfunktionen wie beispielsweise den Parkmanöverassistenten, den Spurhalteassistenten oder die Fahrbahnverlassenswarnung vom Wettbewerb abzusetzen oder zumindest den Stand der

¹ECE R79

²Die benötigte Lenkleistung muss in jedem Fall für den Fahrer bereitgestellt werden

Technik zu halten. Die genannten Anforderungen stehen häufig nicht im Einklang miteinander. Daher steht im Zentrum der Entwicklung dieser Systeme die möglichst geschickte Auflösung der jeweiligen Zielkonflikte.

Die bisherigen Ausführungen machen deutlich, dass es kein universal perfektes Lenksystem gibt, welches alle positiven Eigenschaften in sich vereint. Als Aufgabenstellung dieser Arbeit ist vielmehr ein Ansatz zu finden, der dem jeweiligen Hersteller die Möglichkeit einräumt ein Lenksystem so auszuprägen, dass es optimal zu dem Zielfahrzeug passt. Dazu sind die bereits gut und weniger gut ausgeprägten Eigenschaften bestehender Systeme zu identifizieren und durch den hier erarbeiteten Ansatz die Lücke in den Applikationsmöglichkeiten zu schließen.

1.1.2 Ausführungsformen elektromechanischer Servolenkungen

Die wichtigsten Regleransätze

Bei elektromechanischen Servolenkungen wird die Unterstützungskraft für den Fahrer beim Lenken durch einen Elektromotor bereitgestellt. Unter den vorhandenen Ansätzen zur Bereitstellung der Unterstützungskraft haben sich neben der Steuerung vor allem Regelungsansätze durchgesetzt. Strukturell sind derzeit zwei prinzipielle Ansätze am Markt verfügbar. Bei dem ersten Ansatz handelt es sich um die so genannte *Kennfeldregelung*. Hierbei wird das gewünschte Unterstützungsmoment in Form eines Kennfeldes, welches im Wesentlichen abhängig vom gemessenen Drehstabmoment und der Fahrzeuggeschwindigkeit ist, bestimmt und über den Elektromotor eingestellt. Die prinzipielle Funktionsweise ist schematisch in Abbildung 1.1 dargestellt.

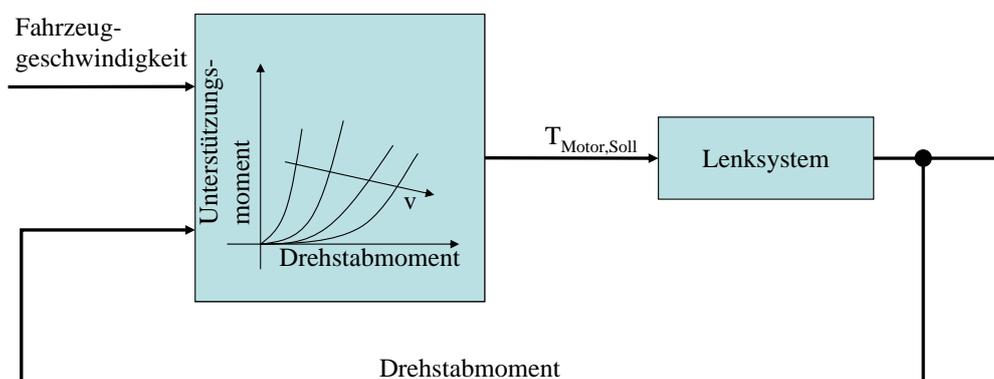


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung der Kennfeldregelung

Der zweite Ansatz invertiert das Vorgehen bei der *Kennfeldregelung* und wird als "Momentenregelung" bezeichnet [Dannöhl, 2010]. Hierbei wird zu jedem Fahrzustand ein geeignetes Handmoment für den Fahrer auf Basis komplexer Sollvorgabemodule berechnet und durch einen Regler nachgeführt. Eine schematische Darstellung des Ansatzes ist in Abbildung 1.2 gezeigt. Die Sollvorgabe besteht bei

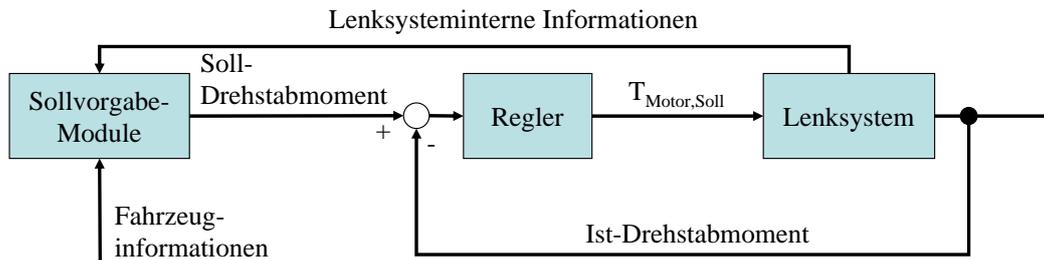


Abbildung 1.2: Schematische Darstellung der Momentenregelung

solchen Ansätzen in der Regel aus einem Basismodul zur Bestimmung der Grundunterstützung und Zusatzmodulen für beispielsweise das Mittengefühl, den Lenkungsrücklauf und die Dämpfung. Diese Methode hat den großen Vorteil, dass im Prinzip beliebig viele Zusatzmodule zur Kompensation eventuell vorhandener Beanstandungen oder generell zum Entwurf eines gewünschten Lenkgefühls dem Basismodul überlagert werden können. Der Ansatz ermöglicht eine komplette Entkopplung von der Straße. Dadurch wird das System unempfindlich gegenüber Temperaturänderungen und Parameterschwankungen aus der Produktion. Außerdem kann über Lebensdauer ein beinahe gleichbleibendes Lenkgefühl garantiert und das Sollvorgabe-Modul für zukünftige Steer-by-Wire Systemen verwendet werden.

Allerdings sind die Vorteile dieses Ansatzes gleichzeitig auch das Spiegelbild seiner Nachteile. Wie gut sich eine elektromechanische Servolenkung am Ende anfühlt, hängt im starken Maße vom eigentlichen Regler, dessen Stabilität und Robustheit aber vor allem von der Qualität der Sollvorgabe-Module ab. Funktioniert der Regler bestimmungsgemäß, so kann der Fahrer auch nur das wahrnehmen, was bei der Kreation der Sollvorgabe-Module Berücksichtigung gefunden hat. Ist der Regler auch nur in einem Arbeitsbereich unzureichend stabil oder robust, so treten evtl. Dauerschwingungen auf oder das System schaltet ab und fällt zurück in seine mechanische Rückfallebene. Maßnahmen die zur Bekämpfung dieser Symptome auf Modulebene vorgenommen werden, haben dann einen unweigerlichen Einfluss auf das Lenkgefühl. Dennoch wird diesem Ansatz wegen seiner extremen Flexibilität zur Gestaltung des Lenkgefühls derzeit das größte Potenzial zugerechnet.

Varianten elektromechanischer Servoeinheiten

Die generellen Ausführungsformen elektromechanischer Servolenkungen werden anhand der Einbaulage der Servoeinheit eingeteilt. Man unterscheidet zwischen dem Lenksäulantrieb, dem Ritzelantrieb, dem Doppelritzelantrieb und dem Zahnstangenantrieb (vgl. Tabelle 1.1).

Aus Tabelle 1.1 (a) ist ersichtlich, dass beim Lenksäulantrieb das Getriebe der Servoeinheit direkt auf die obere Lenksäule wirkt. Systemelastizitäten, z.B. re-

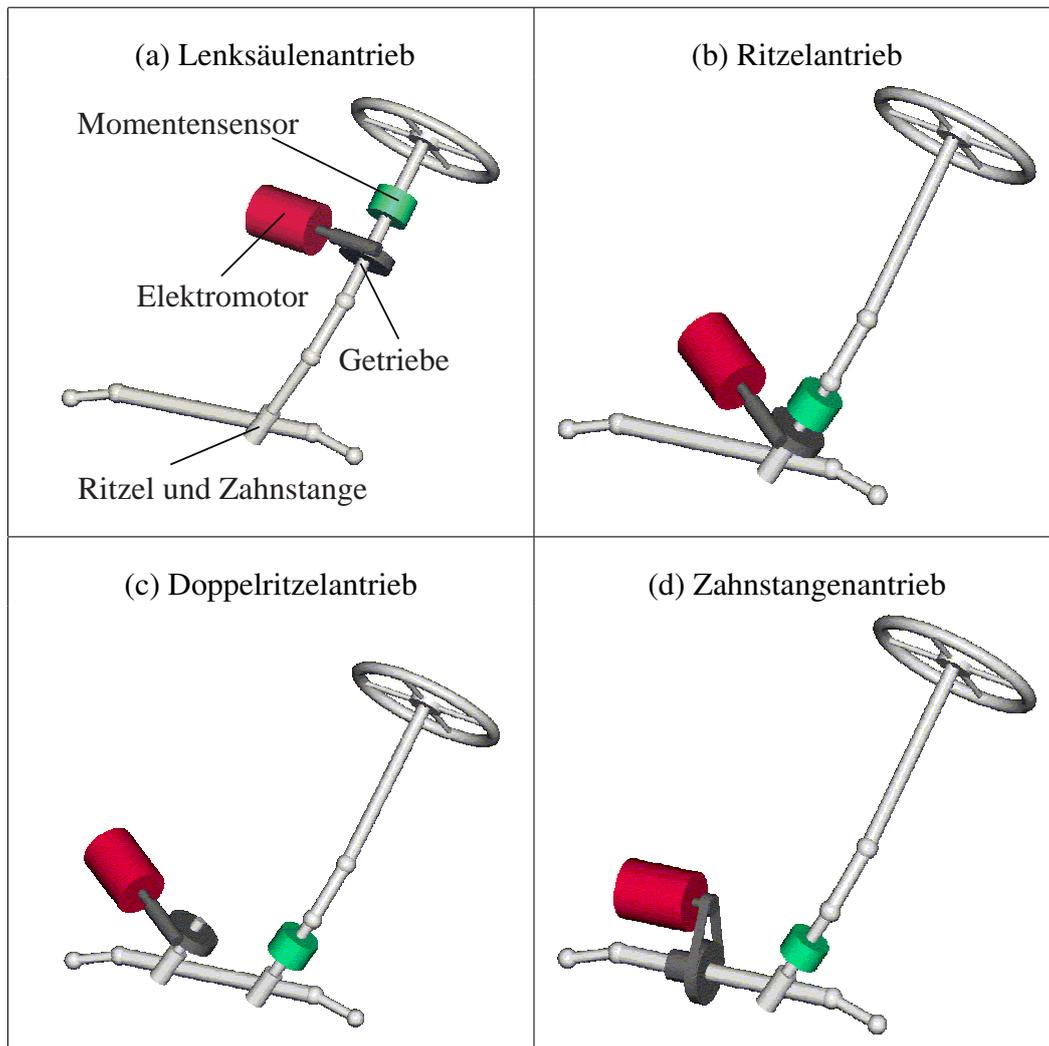


Tabelle 1.1: Varianten elektromechanischer Servoeinheiten

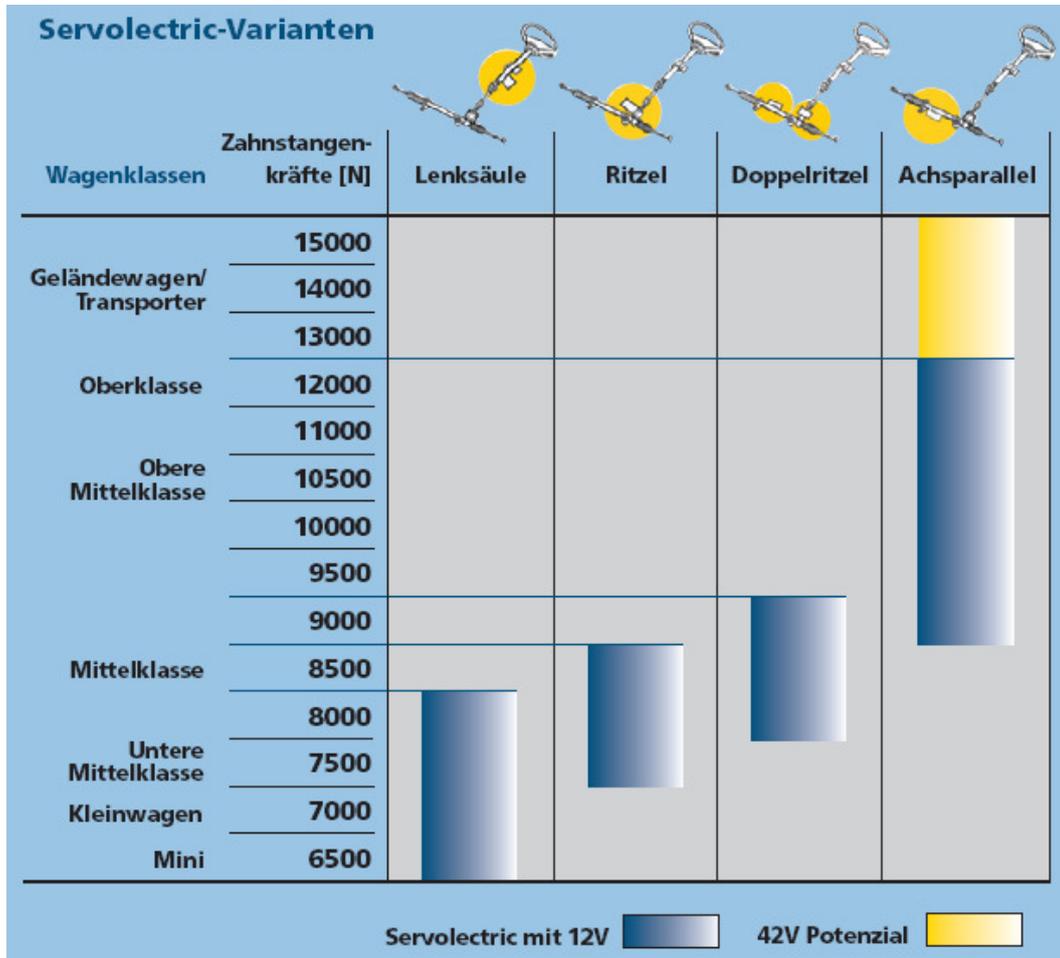
sultierend aus der Hardyscheibe³, liegen mit Ausnahme des Drehstabs hinter der Servoeinheit. Beim Ritzelantrieb, dargestellt in Tabelle 1.1 (b), wird dem hingegen das Ritzel direkt über das Untersetzungsgetriebe und den Elektromotor unterstützt. Es gibt also systemimmanente Elastizitäten vor und hinter der Servoeinheit. Beim Doppelritzelantrieb aus Tabelle 1.1 (c) befindet sich ein zweites Ritzel auf der Zahnstange, über welches die Servoeinheit direkt auf die Zahnstange wirkt. Bei der letzten Variante, dem Zahnstangenantrieb aus Tabelle 1.1 (d), wird die Zahnstange selbst durch einen achsparallel oder konzentrisch⁴ zur Zahnstange angeordneten Elektromotor über ein Kugelumlaufgetriebe angetrieben. Je nach Anordnung der Servoeinheit ergeben sich unterschiedliche Anforderungen an die geometrische Integration und es können kleinere oder größere Unterstützungskräfte bereitgestellt

³Elastomerelement, welches häufig in Verbindung mit den Kreuzgelenken der Lenksäule verbaut wird.

⁴In der Tabelle nicht dargestellt

werden.

Die unterschiedlichen Varianten bedienen verschiedene Fahrzeugklassen. Tabelle 1.2 zeigt dazu die Zuordnung der Systeme zu möglichen Fahrzeugklassen und die damit korrespondierenden Zahnstangenkräfte [Ulrich, 2007a], [Autorenkollektiv, 2007].



Quelle: Öffentliches Firmenmaterial der ZF Lenksysteme GmbH

Tabelle 1.2: Einsatzbereich verschiedener elektromechanischer Lenksysteme geordnet nach Zahnstangenkräften

Aufgrund der hohen dynamischen Anforderungen an die Kraftübertragung einer Lenkung im Sportwagen- und SUV⁵-Segment, wird im Folgenden nur die achsparelle Variante der elektromechanischen Servolenkung (APA-EPS) aus Tabelle 1.1 (d) genauer betrachtet.

⁵Sports Utility Vehicle

1.1.3 Führungsaufgabe des Fahrers beim Lenken

Die Aufgabe des Fahrers beim Führen eines Fahrzeugs kann als Regelung der Quer- und Längsdynamik des Fahrzeugs verstanden werden. Beim Lenken kann man sich auf die Betrachtung der Querführungsaufgabe beschränken ([Heißing und Ersoy, 2007], [Mitschke und Wallentowitz, 2004]). Der Fahrer ist hierbei sowohl Sensor, Filter, Regler als auch Stellelement (vgl. Abbildung 1.3). Dieser Vergleich hilft

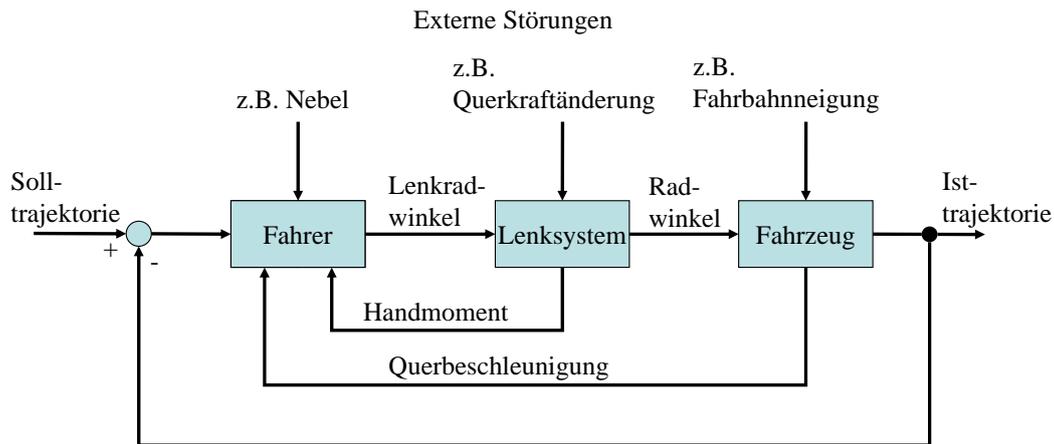


Abbildung 1.3: Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis beim Erfüllen der Querführungsaufgabe

sehr beim Verständnis der Anforderungen, die an den Fahrer und das Lenksystem gestellt werden.

Ein konventionelles Regelsystem wird im Allgemeinen anhand der Kriterien Stabilität, Robustheit, Sollwertfolge und Beschränkungen hinsichtlich der zur Verfügung stehende Stellenergie ausgelegt. Systemabhängig muss dann zumindest eine Stellgröße und die entsprechende Sensorik zur Verfügung stehen, um eine geeignete Rückkopplung zur Erfüllung der Regelungsaufgabe zu ermöglichen. Der Sollwert "Lenkwinkel" wird dabei durch den Fahrer selbst auf Basis der ihm zur Verfügung stehenden Sensorik wie z.B. Gleichgewichtssinn, Augen, Ohren aber auch haptischer Wahrnehmung der Lenkmomente und Lenkradbeschleunigungen generiert. Beim Generieren seines "Sollwertes" wird der Mensch automatisch für ihn unmögliche Stellaufgaben ausschließen, wodurch der Regler "Mensch" als geübter Fahrer das Fahrzeug bis an den fahrphysikalischen Grenzbereich bewegen kann (vgl. [Bubb, 2001]). Fahrfehler, also im weitesten Sinne "Instabilitäten", treten dann auf, wenn der Fahrer sich überschätzt und dadurch die fahrphysikalischen Grenzen überschreitet. Der Fahrer überschätzt sich dann, wenn sein "Inneres Modell" der Fahrdynamik schlecht ist oder die Sensorik für sein "Inneres Modell" zeitlich verzögerte oder falsche Signale an den Rechner "Gehirn" sendet.

Das Lenksystem als Mensch-Maschine-Schnittstelle erfüllt in diesem Vergleich zwei Aufgaben. Zum Einen ist sie das Stellgrößen übertragende Element, welches

einen vom Fahrer aufgeprägten Lenkwinkel über das Lenkgetriebe und die Achs-kinematik an die Räder überträgt. Zum Anderen muss das Lenkgetriebe aber auch haptische Signale, welche z.B. Aussagen über den Kontakt des Reifens zur Fahrbahn oder allgemein die Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn zulassen, an den Fahrer zurückmelden. Diese beiden Aufgaben des Lenksystems erfolgen auf unterschiedlichen Übertragungspfaden. Die Anforderungen an diese Übertragungspfade können unmittelbar aus dem Vergleich abgeleitet werden.

Der Übertragungspfad vom Lenkrad zur Straße sollte vom Lenksystem so unterstützt werden, dass die vom Menschen bereitgestellte Stellenergie bis in den maximalen durch den Menschen darstellbaren Frequenzbereich ausreichend ist. Dies versteht man bei der Lenksystemauslegung als notwendige Grenzlenkwinkelgeschwindigkeit und leitet aus ihr die entsprechenden Leistungsanforderungen an das System ab. Im Übertragungspfad von Straße zu Lenkrad bzw. Zahnstangenkraft zu Handmoment müssen Kraftschwankungen so an den Fahrer weitergegeben werden, dass der Nutzinformationsinhalt dieser Anregung voll ausgeschöpft werden kann und Störinformationen im geeigneten Maße unterdrückt werden. Man spricht in diesem Falle von guter "Lenkungsrückmeldung".

1.1.4 Entwicklungshistorie

Seit der Erfindung des Automobils spielt die Lenkung eine bedeutende Rolle bei der Konstruktion von Kraftfahrzeugen. Wie bereits erwähnt hat diese die prinzipielle Aufgabe einen Richtungswunsch des Fahrers, der sich durch einen Stellwinkel am Lenkrad äußert, in einen Stellwinkel an den Rädern umzusetzen.

Im Laufe der Jahrzehnte haben sich unter den vielen Ansätzen zur Verwirklichung einer Lenkung insbesondere die Zahnstangenlenkungen durchgesetzt. Bis in die neunziger Jahre waren noch häufig, insbesondere im Kleinwagensegment, manuelle Zahnstangenlenkungen ohne Lenkkraftunterstützung in den Automobilen zu finden. Mit den wachsenden Ansprüchen der Konsumenten haben aber nach und nach die seit den fünfziger Jahren aus dem Luxussegment bekannten Lenkkraftunterstützungsanlagen auf Basis hydraulischer Einheiten ihren Weg in alle Klassen von Automobilen gefunden.

Heutige Lenkanlagen haben, neben der Erfüllung ihrer Basisaufgabe, wie schon in Abschnitt 1.1.1 erwähnt, eine Vielzahl von Funktionen gleichzeitig zu erfüllen. Die Lenkung soll bezüglich der Fahrsicherheit (Lenkpräzision, Rückmeldung der Radkräfte, Eigenstabilisierung), dem Komfort (geringer Lenkaufwand, selbständiger Rücklauf, Kompensation von Störungen) und den Anforderungen an die technische Realisierbarkeit (Bauraum, Kosten, Wirkungsgrad) auch vom Gesetzgeber vorgegebene Anforderungen bezüglich der Sicherheit (Insassenschutz, Kraftniveau) und der Umweltfreundlichkeit (Energieverbrauch, Werkstoffe, Medien, Gewicht) erfüllen. Insbesondere die Umweltaspekte haben in den letzten Jahren die Fahrzeug- und die Lenksystemhersteller motiviert, das Prinzip der elektrischen Lenkkraftunterstützung bis zur Serienreife zu entwickeln.

Neben der tatsächlichen Verringerung des lenkungsspezifischen Energiebedarfs

und des damit verbundenen Kraftstoffverbrauchs des Gesamtfahrzeugs (siehe auch [Karch et al., 2007], [Pfeffer et al., 2008b], [Wenzel, 2008]), kann bei elektrischen Servolenkungen auch auf die umweltschädliche Hydraulikflüssigkeit verzichtet werden. Zusätzlich lassen sich weitere technische Potenziale zur Kraftstoffeinsparung, wie z.B. die Start/Stop Funktion, erst durch die Verwendung elektromechanischer Lenksysteme in der Breite umsetzen.

Nicht zuletzt seien noch die Möglichkeiten zur Erweiterung des Funktionsumfangs, wie z.B. der Einpark- und der Spurhalteassistent, sowie die Seitenwind- und Fahrbahnneigungskompensation etc. als Argument für eine elektromechanische Lenkkraftunterstützung genannt. Auch für Hersteller von Kraftfahrzeugen aus dem Sportwagensegment haben die genannten Vorteile große Bedeutung, da Kraftstoffeinsparungstechnologien bei üblicherweise leistungsstarken Automobilen zu einer größeren sozialen Akzeptanz dieser Nischenfahrzeuge führen. Daneben erwarten die anspruchsvollen Kunden auch bei sportlichen Fahrzeugen die aus den Limousinen bekannten Komfortfunktionen. Zusätzlich lässt der mögliche erweiterte Funktionsumfang einer elektrischen Servolenkung mehr Spielraum zur Erarbeitung von Alleinstellungsmerkmalen (vgl. [Harrer, 2006], [Karch und Grüner, 2007]). Diese wiederum beeinflussen tendenziell die Kaufentscheidung der Kunden.

An dieser Stelle dürfen aber auch die aus heutiger Sicht vorhandenen systemimmanenten Nachteile bezüglich des Lenkgefühls und der Fahrphysik der elektrischen Lenkkraftunterstützung nicht verschwiegen werden. So ist z.B. neben den bislang noch höheren Kosten, den geänderten Anforderungen an die geometrische Integration auch häufig ein signifikant schlechteres Lenkgefühl zu beklagen. Ein häufig in der Presse bemängelter Aspekt des Lenkgefühls bei elektromechanischen Lenksystemen ist ihre im Vergleich zu hydraulischen Servolenkungen verminderte Fahrbahnrückmeldung. Diese wird bei derzeit am Markt erhältlichen Systemen als wenig mitteilbar oder synthetisch empfunden (vgl. [Brunn, 2004], [Bangemann, 2003], [Peters, 2003]). Nicht nur, aber besonders im Sportwagensegment, kann man dem Kunden diese Verschlechterung des Lenkgefühls nicht zumuten.

1.2 Literaturübersicht

Wegen der in Abschnitt 1.1.4 beschriebenen, gegenüber hydraulischen Servolenkanlagen schlechteren Rückmeldung der elektromechanischen Lenksysteme, sind in den letzten Jahren viele Arbeiten zur Verbesserung des Lenkgefühls und zur Erfassung der Bedeutung des Lenkgefühls für den Fahrer verfasst worden. Eine große Anzahl von Autoren hat sich bereits mit dem Thema Lenkgefühl beschäftigt (vgl. [Bubb,], [Schmidt, 2008], [Cole, 2008], [Harrer, 2007], [Pfeffer et al., 2008a]). Dabei stellt stets die Definition von "gutem" Lenkgefühl ein Problem dar. Eine umfangreiche Charakterisierung des Lenkgefühls ist in [Harrer, 2007] zu finden. [Harrer, 2007] definiert das Lenkgefühl, basierend auf seinen Literaturrecherchen, als individuelle, subjektiv wahrgenommene, komplexe Erfahrung, welche von verschiedenen Sinnen verarbeitet und durch die Fahrzeug und Lenkradantwort ausgelöst wird.

Dabei kann das Lenkgefühl prinzipiell in das Führungs- und Rückmeldeverhalten aufgeteilt werden. Während das Führungsverhalten einer modernen elektrischen Servolenkung weitestgehend appliziert werden kann, stellt sich die Aufgabe der Applikation der Lenkungsrückmeldung etwas schwerer dar. Der Grund dafür liegt in der systemimmanenten Tiefpassfiltereigenschaft (nachzulesen z.B. in [Winkler, 2006]) einer elektrischen Servolenkung und der daraus resultierenden Notwendigkeit zur Schaffung neuer Übertragungswege der Informationen von der Straße zum Lenkrad. Hierbei muss jedoch zwischen der Übertragung von Nutz- und Störinformationen unterschieden werden.

[von Groll, 2006] hat z.B. eine Methode entwickelt, die Lenkraddehnschwingungen im Störübertragungspfad⁶ kompensiert. Das Verfahren wurde für niedrige Fahrzeuggeschwindigkeiten evaluiert. Allerdings fehlt eine Evaluierung der Methode für mittlere und höhere Fahrzeuggeschwindigkeiten. Des Weiteren werden Reibwertänderungen nicht direkt erfasst und es fehlt eine Plausibilisierungsmethode, um die wahrgenommenen Schwingungen am Lenkrad in Relation zu den über die Füße und den Sitz wahrgenommenen Schwingungen zu setzen.

[Goebel, 2005] zeigt die Differenz zwischen der mit der Reibwertänderung korrelierenden Seitenkraft für den Fall einer direkten und indirekten Messung auf. Abweichungen sind abhängig vom jeweiligen Fall dabei nicht vernachlässigbar. Die zeitliche Korrelation der jeweiligen Signale spielt also eine große Rolle.

[Buschardt, 2002] hingegen hat sich mit empirischen Untersuchungen der menschlichen Wahrnehmung von Lenkmomenten beschäftigt. Seine Arbeit gibt umfassenden Aufschluss über Verzugszeiten zwischen dem Einleiten eines Lenkmanövers und der folgenden Reaktion am Lenkrad und Absolutwerten für das Lenkradmoment, die notwendig sind, um überhaupt eine Änderung wahrzunehmen. Ein Schwerpunkt seiner Arbeit liegt in der Entwicklung eines Konzepts zur Übermittlung des Reibwertes zwischen Reifen und Fahrbahn.

[Winkler, 2006] beschäftigt sich mit der Ableitung objektiver Kenngrößen zur Beschreibung der Lenkeigenschaften einer Sportwagenachse mit elektrischer Servolenkung. Die Resultate seiner Arbeit sind jedoch sehr produktspezifisch und daher nicht allgemein anwendbar. [Winkler, 2006] ist es gelungen, Zielwerte für die sinnvolle Applikation seiner selbst definierten objektiven Parameter anzugeben, allerdings fehlt eine umfassende Validierung. Zur Verbesserung des Störübertragungsverhaltens schlägt er vor, die Trägheitsmasse durch eine geeignete Getriebeübersetzung der Lenkung zu vermindern. Wie sich in der Systemanalyse in Kapitel 3 noch zeigen wird, ist dies auch tatsächlich zielführend, jedoch selten im Einklang mit den sonstigen Anforderungen an die Lenkung darstellbar.

[Brunn, 2004] widmet seine Arbeit dem Vergleich einer hydraulischen mit einer elektrisch unterstützten Lenkung in Hinsicht auf die Übertragung von Nutz- und Störinformationen im Störübertragungspfad. Als Nutzinformationen identifiziert er das Anzeigen von Aquaplaning, Reibwertänderungen, Spurrilleninformationen und die Rückmeldung der vorhandenen Seitenkraftreserve. Als Störinformationen nennt er Lenkradschwingungen infolge von Bremsmanövern, Unwuchten und Stößen beim

⁶Handmoment in Folge von Zahnstangenkraftänderungen

Überfahren von Hindernissen. Des Weiteren grenzt er alle höherfrequenten Lenkradschwingungen größer 50 Hz als Störinformationen aus. Er gibt auf Basis einer einfachen Annahme ein Zielintervall für die Eckfrequenz des Tiefpasses einer elektrischen Servolenkung an und definiert zudem Zielrichtungen für die mechanischen Parameter, die das Potenzial haben die Systemeckfrequenz in Richtung höherer Frequenzen zu verschieben. Allerdings fehlt die endgültige Validierung seiner Annahmen und eine umfassendere Betrachtung der regelungstechnischen Aspekte. Zudem benutzt er den Begriff Stößigkeit, um den oberen Grenzbereich der Eckfrequenz zu definieren, es bleibt jedoch die Definition von Stößigkeit einer Lenkung offen.

[Camuffo et al., 2002] beschreibt ein Verfahren zur integrierten, modellbasierten Abstimmung einer elektrischen Servolenkung. Ein umfassendes Mehrkörperdynamikmodell der Lenkung und des Fahrzeugs inklusive der verwendeten Regelung bildet die Grundlage des Verfahrens. Dabei werden vorab validierte, objektive Kenngrößen einer hydraulisch unterstützten Lenkung als Referenzwerte benutzt. Dieses umfassende Verfahren eignet sich sehr gut, um die elektrische Servolenkung hinsichtlich der definierten Kenngrößen abzustimmen. Allerdings lassen sich keine verallgemeinerten Aussagen zu den unterschiedlichen Einflussgrößen im Störübertragungspfad machen. Daher ist die Transparenz des Ansatzes gering. Weiterhin bleibt zu hinterfragen, in wie weit das verwendete Referenzmodell den Ansprüchen anderer Kraftfahrzeughersteller genügt und welcher Aufwand nötig ist, um entsprechende Referenzmodelle zu generieren. Das vorgestellte Verfahren dient somit nur dem Einzelfall.

[Sugitani et al., 1997] stützt sich bei seinen Untersuchungen mehr auf die Möglichkeiten der Regelungstechnik. Als Grundlage für seine Überlegungen dient die Vorstellung der Trennung der Informationsübertragung vom Lenkrad zur Zahnstange und von der Zahnstange zum Lenkrad. Mit Hilfe von unterschiedlichen Gewichtungsfunktionen für die Informationsübertragungsrichtungen und einem H_∞ -Regelungsansatz in einem verallgemeinerten Modell gelingt es ihm ausreichende Lenkunterstützung zu erlauben, während nur Zahnstangenkraftstörungen bis zu einer definierten Frequenz durchgelassen werden⁷. In seiner Arbeit wird jedoch weder eine optimale Eckfrequenz definiert noch beschäftigt er sich mit komplexeren Modellen einer Lenkung und deren Eigenschaften. Des Weiteren ist nicht klar, inwiefern sich die üblichen Applikationsmodule in seinen Ansatz integrieren lassen.

[Zaremba et al., 1998] verfolgt in seiner Arbeit einen ganz ähnlichen Ansatz. Bei seinem H_2 -Regelungsansatz benutzt er die H_2 -Norm als Nebenbedingung zur Optimierung des Lenkgefühls. Er definiert jedoch die verwendeten Nebenbedingungen nicht spezifisch aus, so dass die Richtigkeit seiner Annahmen nicht ausreichend überprüft werden kann. Auch wird nicht klar, wie der Ansatz mit der Applikation von subjektiven Lenkungseigenschaften wie z.B. dem Mittengefühl korreliert. Zudem werden die mechanischen Einflüsse als konstant angesehen und bleiben daher unberücksichtigt.

Nichts desto trotz zeigen insbesondere die beiden zuletzt genannten Arbeiten, neben den Ansätzen von [Endo, 2000] zur Berücksichtigung des Straßenzustands

⁷Ausgeprägter Tiefpassfilter

und [Tanaka et al., 2007] zur Erhöhung der Fahrzeugstabilität, sowie [Niemann et al., 1980] und [Graßmann und Henrichfreise, 2003] zur Unterstützung der Kurshaltung und variablen Lenkkraftunterstützung, das regelungstechnische Potenzial zur Verbesserung des Lenkgefühls.

1.3 Ziel und Aufbau der Arbeit

Aus der Literaturrecherche in Abschnitt 1.2 geht hervor, dass das Problem der verminderten Lenkungsrückmeldung für elektromechanische Lenksysteme bislang nur unzureichend gelöst ist und dass das Übertragungsverhalten von Zahnstangenkraftanregungen zu Momenten am Lenkrad eine zentrale Rolle bei der weiteren Verbesserung des Lenkgefühls spielt.

Es ist zwar bereits möglich, im Einzelfall die Rückmeldung für bestehende Ansätze zu optimieren, dazu wird aber häufig auf eine künstlich generierte Rückmeldung zurückgegriffen oder die Anpassung der rückmeldungsrelevanten Parameter ist für den Applikationsingenieur sehr intransparent und daher schwierig.

In der vorliegenden Arbeit wird ein regelungstechnischer Ansatz vorgestellt, der es ermöglicht, die Rückmeldung elektromechanischer Servolenkungen in ihrem Frequenzband zu erweitern und in Einzelereignissen prägnanter darzustellen. Es wird gezeigt, dass durch den gewählten Ansatz automatisch ein fahrphysikalisch korrekter Lenkungsrücklauf erzeugt wird, welcher das häufig bei anderen Ansätzen notwendige aktive Rücklaufmodul ersatzlos entfallen lassen kann. Hierdurch wird die Fahrzeugeigenstabilisierung wesentlich verbessert und der Applikationsaufwand reduziert.

Zur Identifikation der rückmeldungsrelevanten Eigenschaften elektrischer Servolenkungen wird zunächst jeweils ein Modell einer elektrischen und einer hydraulischen Servolenkung aufgebaut. Als Bezugssystem dient die achsparallele Ausführungsform einer elektromechanischen Servolenkung (APA-EPS). Diese Variante wird häufig in Fahrzeugen mit mittlerer und hoher Leistungsanforderung verbaut (vgl. Abbildung 1.2).

Das Modell hat den weiteren Vorteil, dass modellbasierte Entwurfsverfahren für die Reglersynthese verwendet werden können. Zur Umsetzung der Aufgabe werden zunächst die mechanischen Eigenschaften der Systeme im Zeit- und Frequenzbereich untersucht und die Übertragungseigenschaften der einzelnen Systeme hinsichtlich der zur Verfügung stehenden Nutz- und Störinformationen bei passiver Unterstützung charakterisiert. Der Einfluss der unterschiedlichen mechanischen Parameter wird im Sinne einer Sensitivitätsanalyse bewertet.

Es wird gezeigt, dass die Potenziale hardwarebasierter, also mechanischer Änderungen an der Lenkung schnell erschöpft sind. Anschließend wird überprüft, wie sich die Systemeigenschaften von hydraulischen und elektromechanisch unterstützten Lenksystemen durch die Nutzung einer entsprechenden Unterstützungskraft verändern. Dazu werden ein Hydraulikersatzmodell und zwei typische Regelungsansätze für elektromechanische Lenksysteme implementiert. Diese sind als

Kennfeld- und Momentenregelung bekannt (vgl. Abschnitt 1.1.2), befinden sich bereits im Serieneinsatz oder sind kurz vor der Serieneinführung.

Auf Basis der neu gewonnenen Erkenntnisse und den bereits bekannten kundenrelevanten Anforderungen an ein Lenksystem werden die Anforderungen an eine rückmeldungsoptimierte Regelung einer elektromechanischen Servolenkung abgeleitet.

Nachfolgend werden umfassend die Grundidee des hier neu eingeführten Regelungsansatzes vorgestellt und die Reglerparameter generisch hergeleitet. Anschließend werden die Eigenschaften des Reglers anhand validierter Modelle und auf Basis von Messungen am realen System mit den bestehenden Regelungskonzepten unter gleichen Randbedingungen verglichen. Um auch die hinsichtlich des Lenkgefühls immer noch als Referenz geltende hydraulischen Servolenkung mit in den Vergleich aufzunehmen, werden in der Gesamtfahrzeugsimulation die relevanten Basiseigenschaften der hydraulischen und der elektromechanischen Servolenkung durch repräsentative Fahrmanöver unter gleichen Randbedingungen verglichen.

Die vorliegende Arbeit gliedert sich wie folgt:

Kapitel 1: Im ersten Kapitel wird eine generelle Einführung in die Lenkungsthematik gegeben und das Problem der reduzierten Lenkungsrückmeldung bei elektromechanischen Servolenkungen als wesentlicher Verbesserungsaspekt des Lenkgefühls vorgestellt. Der aktuelle Stand der Technik bzw. die vorhandenen Lösungsstrategien zur impliziten oder expliziten Verbesserung der Lenkungsrückmeldung werden anhand einer Literaturrecherche aufgezeigt. Des Weiteren wird das Ziel der Arbeit formuliert.

Kapitel 2: Im zweiten Kapitel wird zunächst das Vorgehen bei der Modellbildung geschildert und die Systemgrenze der Modelle definiert. Danach wird die Abstraktionsebene der mechanischen, elektrischen und hydraulischen Eigenschaften der Systeme anhand von Prinzipdarstellungen erläutert. Anschließend werden die Bewegungsdifferentialgleichungen der elektromechanischen und der hydraulischen Servolenkung unter anderem mit Hilfe der Lagrange'schen Gleichungen zweiter Art hergeleitet. Nachfolgend wird auf die wichtige nichtlineare Reibung eingegangen und diese, insofern es notwendig erscheint, den bestehenden Modellen hinzugefügt. Abschließend werden die Modelle und ihre Parameter anhand des Abgleichs mit Messdaten validiert.

Kapitel 3: Das dritte Kapitel enthält die notwendige Systemanalyse. Neben der Identifikation der dominanten Eigenschaften zur Beeinflussung der Rückmeldung der betrachteten System werden auch regelungstechnisch wichtige Aspekte wie Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit untersucht. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse wird eine These abgeleitet, durch deren Einhaltung die Rückmeldung elektromechanischer Lenksysteme verbessert werden kann.

Kapitel 4: Im vierten Kapitel werden die allgemeinen Anforderungen an die Regelung einer elektromechanischen Servolenkung um die spezifischen Anforderungen für gute Lenkungsrückmeldung erweitert und die rückmeldungs- und

rückstellrelevanten Maßgrößen festgelegt. Dazu wird neben den Aspekten für das Lenkverhalten auch die menschliche Wahrnehmung berücksichtigt. Abschließend werden der neuartige Ansatz zur Unterstützungskraftregelung zusammen mit den konventionellen Ansätzen der Kennfeld- und Momentenregelung anhand eines generischen Entwurfsverfahrens hergeleitet und ihre strukturell gegebenen Unterschiede diskutiert.

Kapitel 5: Das fünfte Kapitel beschäftigt sich mit der Gegenüberstellung der verschiedenen Konzepte und mit dem Vergleich der EPS-Regelansätze mit der HPS. Als Bewertungskriterien werden die zuvor festgelegten rückmeldungs- und rückstellrelevanten Maßgrößen verwendet. Anhand dieser lassen sich qualitative Aussagen zum Potenzial des jeweiligen Ansatzes machen. Danach werden die verschiedenen EPS Modelle in der Gesamtfahrzeugsimulation anhand ausgewählter und repräsentativer Fahrmanöver verglichen. Dazu werden zunächst die Prämissen geschildert, unter denen die Ansätze in der Simulation vergleichbar sind. Insbesondere die sehr positiven fahrdynamisch korrekten Rückstelleigenschaften des neuen Ansatzes werden dabei herausgestellt. Zum Abschluss des Kapitels 5 werden die in der Simulation gezeigten Vorteile der Unterstützungskraftregelung gegenüber der Kennfeldregelung durch den Vergleich von Messungen der beiden Konzepte auf einem realen System belegt.

Kapitel 6: Das sechste und letzte Kapitel rundet die Arbeit durch eine kurze Zusammenfassung der gewonnenen Erkenntnisse ab. Nachfolgend werden zur Verdeutlichung des wissenschaftlichen Mehrwerts der Arbeit einige Aspekte gesondert aufgegriffen. Abschließend wird auf Basis der in dieser Arbeit geschilderten Effekte, Eigenschaften und Potenzialen des neuartigen Regelungsansatz ein Ausblick auf zukünftige Optimierungen, Erweiterungen und weiterführende Arbeitsfelder gegeben. Auf Basis dieser Grundlagen lassen sich ergänzende Module entwickeln, die sowohl den Funktionsumfang der elektrischen Servolenkung erweitern, als auch bei übergeordneten Aufgaben der Regelung auf Gesamtfahrzeugebene unterstützen können.

Kapitel 2

Systemmodellbildung

Im mechatronischen Entwicklungsprozess versteht man unter Modellbildung die Darstellung des natürlichen Verhaltens eines Systems durch die Abbildung seiner dynamischen und statischen Eigenschaften mit Hilfe von mathematischen Gleichungen. Bei dem jeweiligen Verhalten eines Systems kann es sich um die Umwandlung und/oder den Transport von Materie, Energie und/oder Informationen handeln. Mechatronische Systeme verbinden per Definition mechanische, elektrische und/ oder hydraulische Komponenten und beeinflussen deren Eigenschaften mit Hilfe intelligenter Elektronik. Für die Modellbildung mechatronischer Systeme ist es daher notwendig mathematische Formulierungen für physikalische Effekte aus verschiedenen Disziplinen zu kombinieren.

In der Regel sind die benötigten Formulierungsansätze aus den jeweiligen Fachdisziplinen bekannt. Je feiner die jeweilige Beschreibungsart, desto höher ist die Komplexität der mathematischen Modelle und in der Regel auch ihre Abbildungsgenauigkeit. Nach [Klotzbach et al., 2003]) ist es jedoch keineswegs zielführend immer die komplexeste Methode anzustreben. Dies ist auch in der vorliegenden Arbeit der Fall. Die jeweiligen Modelle sind nur so komplex wie nötig, um die gewünschte Genauigkeit zu erzielen und den Rechenaufwand in Grenzen zu halten. Daher wird nachfolgend auch kein universales Modell beschrieben, mit welchem alle denkbaren Aufgaben und Fragestellungen gleichermaßen gut bearbeitet werden können.

Im Allgemeinen wird zwischen experimenteller und theoretischer Modellbildung unterschieden. Bei der experimentellen Modellbildung bedient man sich bereits vorhandener Daten aus Messreihen und versucht deren Charakteristik durch mathematische Ausdrücke zu beschreiben. Dies ist z.B. bei der Magic Tire Formula nach Pacejka der Fall. Im Sinne einer Systemidentifikation können diese Modelle häufig das mit den Messdaten beschreibbare Systemverhalten sehr gut abbilden (vgl. auch [Cardillo, 1964], [Laible et al., 2006], [Klotzbach und Henrichfreise, 2002]). Nachteil dieser Methode ist, dass man sich nicht sicher sein kann, ob das Modell das Systemverhalten auch außerhalb des bekannten Messdatenbereichs gut beschreibt und dass zunächst ein reales System vorhanden sein muss, um überhaupt Messdaten erheben zu können.

Im Gegensatz dazu bedient man sich bei der theoretischen Modellbildung allgemeiner physikalischer Zusammenhänge, um ein reales System zu beschreiben. Diese Methode hat zum Einen den Vorteil, dass das reale System zum Zeitpunkt der Modellbildung noch gar nicht vorhanden sein muss, um Aussagen über das dynamische Systemverhalten zu treffen und dass es zum Anderen auch dann noch seine Gültigkeit behält, wenn man den ursprünglichen Auslegungsbereich verlässt. Des Weiteren ist in der Praxis, sowohl bei der experimentellen als auch bei der theoretischen Modellbildung, zwischen Kosten, Nutzen und Zeitaufwand aufwendiger Messungen oder Detailmodellierungen abzuwägen. In der Praxis kommen daher häufig Mischformen beider Modellbildungsansätze vor.

Unabhängig davon welche Modellbildungsmethode gewählt wird, muss man sich aber vor Augen führen, dass ein Modell immer nur eine Approximation der Realität darstellen kann. Es ist daher unbedingt notwendig, dass bei der Verwendung eines Modells die getroffenen Vernachlässigungen bekannt sind, damit dieses nicht für Aussagen außerhalb seines Gültigkeitsbereichs verwendet wird ([Föllinger, 1994], [Brogan, 1991] und [Isermann, 1988], [Isermann, 2005]).

Die Detaillierungstiefe der in diesem Kapitel eingeführten Modelle orientiert sich an der jeweiligen Aufgabenstellung und den für die Parametrierung zur Verfügung stehenden Ressourcen. Die Ausführungen in den nachfolgenden Abschnitten, insbesondere bei der Validierung der verwendeten Parameter, werden jedoch zeigen, dass die getroffenen Vereinfachungen keinen dominanten Einfluss auf die globale Systemdynamik der beschriebenen Baugruppen haben.

In den folgenden Abschnitten 2.1.1 und 2.1.2 werden zunächst die hydraulische und die elektrische Servolenkung in ihrer achsparallelen Ausführungsform anhand von Prinzipschaubildern in Gestalt und Funktionsweise beschrieben. Nachfolgend werden in Abschnitt 2.2.1 und 2.2.2 die Modelle der hydraulischen und elektromechanischen Servolenkung, inklusive ihrer für die angestrebten Untersuchungen relevanten Nichtlinearitäten, hergeleitet. Im Anschluss daran wird in Abschnitt 2.4 die Parametrierung der einzelnen Modelle beschrieben. Die Reglersynthese der elektromechanischen Servolenkung wird in Kapitel 2 noch ausgelassen und erst in Kapitel 4 eingeführt, da nicht nur das Reglerentwurfsverfahren selbst, sondern auch die Struktur der Regelung einen wesentlichen Einfluss auf die Systemdynamik hat und daher die Basiseigenschaften der hydraulischen und elektromechanischen Servolenkung unvergleichbar machen würde.

2.1 Beschreibung der betrachteten Systeme

In den folgenden zwei Unterabschnitten wird anhand von Prinzipdarstellungen der hydraulischen und der elektromechanischen Servolenkung mit achsparalleler Anordnung des Elektromotors (APA-EPS) die Funktionsweise dieser beiden System erklärt.

2.1.1 Die hydraulische Zahnstangen-Servolenkung

Wie in Kapitel 1.1.1 erläutert muss die hydraulische Lenkung, wie jede andere Form einer Servolenkung, einen Richtungswunsch des Fahrers mit einer adäquaten Kraft unterstützen. Die Bereitstellung dieser Unterstützungskraft erfolgt bei hydraulischen Servolenkungen mit Hilfe eines die Zahnstange umschließenden, beidseitig wirkenden Hydraulikzylinders.

Hierzu verfügt diese Lenkungsvariante über eine Pumpe, ein Stellventil, einen Drehstab¹, ein Ritzel, die Ventileingangswelle, die Zahnstange, die notwendigen Leitungen und zwei Arbeitskammern, die einen auf der Zahnstange fest angebrachten Kolben entsprechend der eingestellten Druckverhältnissen nach links oder rechts bewegen. (vgl. Abbildung 2.1). Das Stellventil ist konstruktiv als Drehschie-

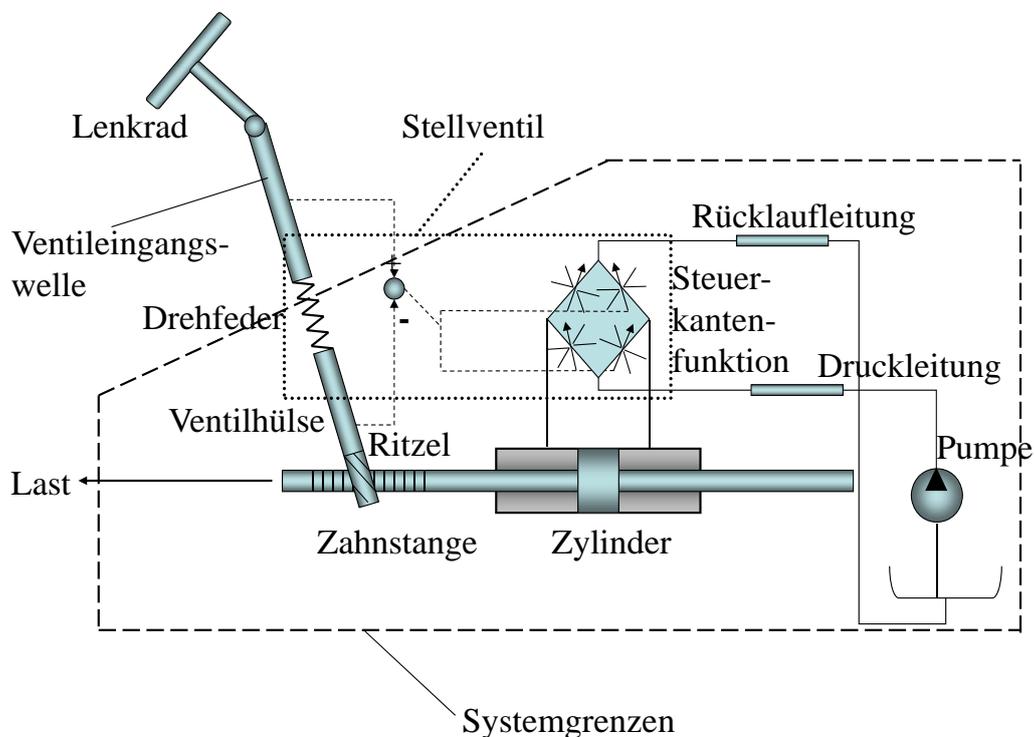


Abbildung 2.1: Prinzipdarstellung der hydraulischen Servolenkung

berventil mit negativer Ventilüberdeckung ausgeführt. Das Hydrauliksystem wird üblicherweise als Konstantstromsystem mit einer volumenstromgeregelten Flügelzellenpumpe ausgeführt. Abbildung 2.1 zeigt zum Vergleich eine in mechanische und hydraulische Komponenten aufgeteilte schematische Darstellung einer hydraulischen Zahnstangen-Hydraulenlenkung.

Wird nun über die Lenksäule ein Richtungswunsch des Fahrers eingeleitet, so verdreht sich die mit dem Drehstab verbundene Ventileingangswelle gegenüber der Ventilhülse und dem Ritzel. Der dadurch entstehende Relativwinkel führt über die

¹Häufig auch als Drehfeder bezeichnet

hydraulische Widerstandsbrücke zu einer Verstimmung des Druckgleichgewichtes in der linken und rechten Arbeitskammer. Die so entstehende Druckdifferenz im Lenkzylinder treibt den Kolben samt Zahnstange in die geforderte Lenkrichtung bis sich wieder ein quasistationärer Gleichgewichtszustand eingestellt hat. Die dazu notwendige Torsion des Drehstabs führt zu einem für den Fahrer deutlich spürbaren Lenkmoment.

Die hydraulische Zahnstangen-Hydraulenkung kann als Regelsystem verstanden werden. Hierbei handelt es sich um eine Lageregelung mit dem Lenkradwinkel als Führungsgröße (vgl. Abbildung 2.2). Der Ritzelwinkel und damit auch die Zahn-

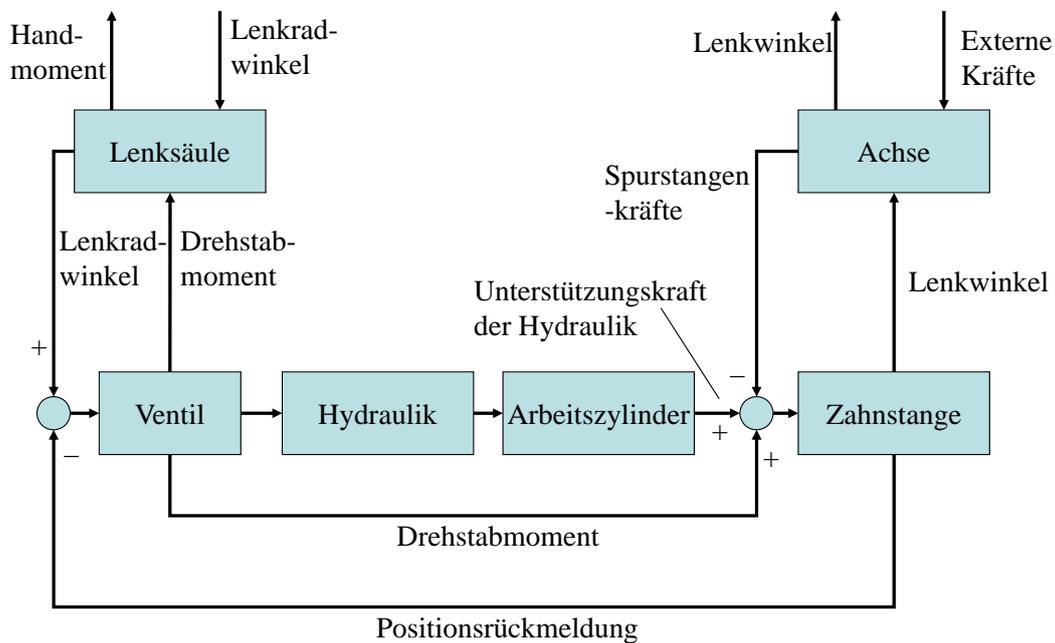


Abbildung 2.2: Regelkreis der hydraulischen Zahnstangenlenkung

stangenposition stellen den Istwert dieses Regelkreises dar. Das Drehschieberventil führt den Soll-/Istwertabgleich durch und wirkt dann direkt über die Hydraulik auf die Druckdifferenz im Arbeitszylinder ein. Als direkter Durchgriff leitet der Drehstab des Ventils das mechanisch aufbrachte Moment am Lenkrad auf die Zahnstange weiter, welches dann für den Fahrer als Lenkmoment zu spüren ist. Das System kommt mit einem stationären Regelfehler², dem Differenzwinkel zwischen Lenksäule und Ritzel, zur Ruhe. Dieser Regelfehler ist gewollt, da erst hierdurch eine über die Drehfeder proportionale Momentenrückmeldung der jeweiligen Fahr-situation erfolgt.

²Stationäre Regelfehler sind typisch für Regler mit nicht-integrierendem Anteil

2.1.2 Die elektromechanische Servolenkung mit achsparalleler Motoranordnung

Unter der Vielzahl der möglichen Ausführungsformen elektromechanischer Servolenkungen (vgl. Abschnitt 1.1.2) wird an dieser Stelle die Version mit achsparalleler Motoranordnung beschrieben. Die elektrische Servolenkung soll, wie die hydraulische Lenkung auch, einen Richtungswunsch des Fahrers mit einer passenden Servokraft unterstützen. Die Unterstützungskraft wird mit Hilfe eines achsparallel zur Zahnstange angeordneten Elektromotors über ein auf die Zahnstange wirkendes Getriebe bereitgestellt. Die APA-EPS verfügt hierzu über ein Steuergerät, einen elektronisch kommutierten Elektromotor, ein Untersetzungsgetriebe, die Zahnstange, das Ritzel, den Drehstab und einen Momentensensor (vgl. Abbildung 2.3). Das

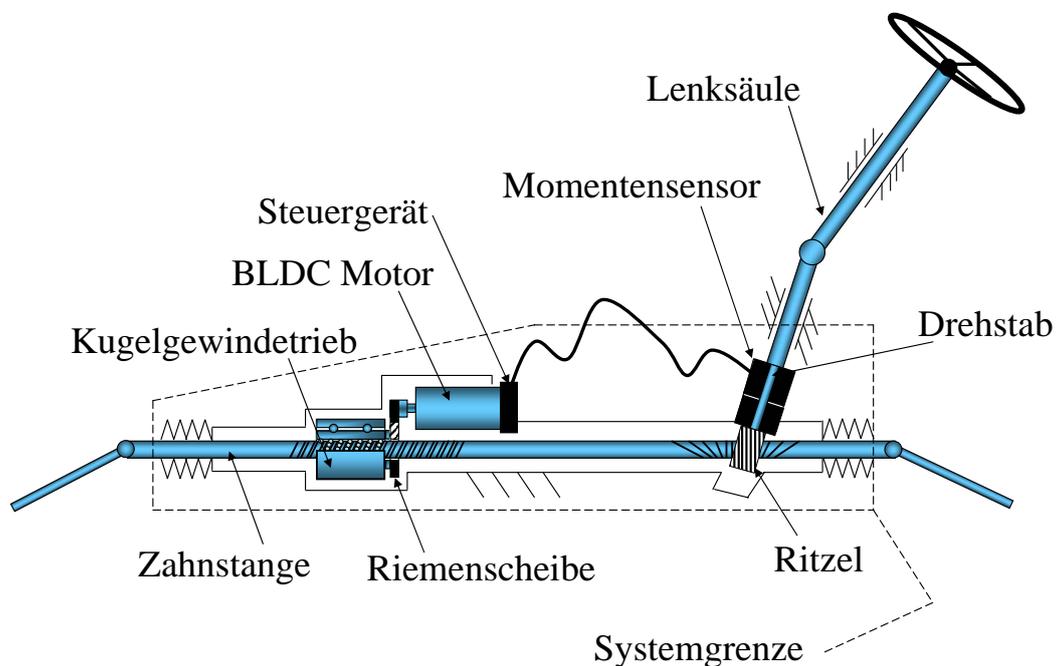


Abbildung 2.3: Die elektrische Servolenkung mit achsparalleler Motoranordnung (APA-EPS)

Untersetzungsgetriebe besteht aus einem Riemetrieb und einem Kugelumlauftgetriebe. Mit dieser Getriebevariante lassen sich große Untersetzungen mit entsprechend hohen Unterstützungskräften, bei vergleichsweise gutem Wirkungsgrad erzielen.

Wird nun über das Lenkrad ein Richtungswunsch des Fahrers eingeleitet, so verdreht sich der Drehstab zwischen Lenksäule und Ritzel und der Sensor sendet die detektierte Momentenänderung an das Steuergerät. Abhängig von der Art der Regelung³ generiert das Steuergerät mit dem gemessenen Drehstabmoment und weiteren vom Regelungsansatz abhängigen lenksysteminternen und vom Fahrzeug-CAN

³Es sind durchaus auch gesteuerte Systeme in der Serienproduktion

stammenden Eingangsgrößen, wie beispielsweise der Fahrzeug- und Lenkwinkelgeschwindigkeit, ein Soll-Unterstützungsmoment. Dieses wird dann vom System eingestellt und dadurch der Fahrer unterstützt.

2.2 Modellbildung der betrachteten Systeme

Bei der Modellbildung der betrachteten Systeme ist es zunächst wichtig, die Systemgrenzen der Modelle festzulegen. Bei den hier betrachteten Systemen ist die Lenkung am Zahnstangenende von den Spurstangen und am Drehstabende von der Lenksäule freigeschnitten. Der Kontakt zur Außenwelt wird durch das Einwirken äußerer Kräfte an den Systemgrenzen dargestellt.

Eine mathematische Beschreibung der mechanischen Modelle in Form von Bewegungsgleichungen kann auf unterschiedlichen Wegen hergeleitet werden. Für Systeme mit einer beherrschbaren Anzahl an Freiheitsgraden, wie es in dieser Arbeit der Fall ist, bieten sich die Lagrange'schen Gleichungen 2. Art an. Sie führen bei der Reduktion der Freiheitsgrade der Modelle der elektromechanischen Servolenkung automatisch auf die Ersatzgrößen für Trägheit, Dämpfung und Elastizität. Die Herleitung der Lagrange'schen Gleichungen aus dem d'Alembertschen Prinzip ist z.B. in [Pfeiffer, 1992] und [Schiehlen, 2004] beschrieben. Für Mehrkörpersysteme lauten die Lagrange'schen Gleichungen vektorwertig formuliert

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\underline{q}}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \underline{q}} \right) + \left(\frac{\partial V}{\partial \underline{q}} \right) = \underline{Q}_{NK}^T, \quad (2.1)$$

$$T = \sum_{i=1}^n T_i, \quad (2.2)$$

$$V = \sum_{i=1}^n V_i, \quad (2.3)$$

$$\underline{Q}_{NK} = \sum_{i=1}^n \int_{K_i} \left(\frac{\partial r_i}{\partial \underline{q}} \right)^T dF_{NK}. \quad (2.4)$$

Hierbei sind \underline{q} die generalisierten Koordinaten, T und V die kinetische und die potentielle Energie und \underline{Q}_{NK} die nicht-konservativen, verallgemeinerten Kräfte.

2.2.1 Die hydraulische Servolenkung

In Abschnitt 2.1.1 wurde die Funktionsweise einer hydraulischen Servolenkung beschrieben. Die Mechanik dieser Lenkungsvariante wird in dieser Arbeit vereinfacht als Einmassenschwinger modelliert. Dazu wird die Ersatzmasse m_Z eingeführt. Die Verbindung zur Lenksäule wird durch eine Getriebestufe und durch Federelemente approximiert. Die dissipativen Anteile sind durch einen entsprechenden Dämpfungsterm realisiert. Das beschriebene Modell ist in Abbildung 2.4 schematisch dargestellt. Hierbei ist m_Z die Masse der Zahnstange und des direkt

Zur Bestimmung der Bewegungsgleichungen des Modells der hydraulischen Servolenkung werden, gemäß den Ausführungen aus Abschnitt 2.2, die Lagrange'schen Gleichungen 2. Art (vgl. Gleichung 2.1 bis 2.4) verwendet. Dazu müssen zunächst die kinetischen und die potentiellen Energien sowie die verallgemeinerten Kräfte und Koordinaten des Systems aus Abbildung 2.4 bestimmt werden. Nach Gleichung 2.2 folgt für die kinetische Energie der Lenkung der Ausdruck

$$T = \frac{1}{2} m_Z \dot{x}_Z^2 . \quad (2.6)$$

Mit Hilfe von Gleichung 2.3 folgt entsprechend für die potentielle Energie der Hydrolenkung

$$V = \frac{1}{2} c_{DS} \left[-\frac{x_Z}{i_{RZ}} + \varphi_{LS} \right]^2 . \quad (2.7)$$

Anschließend ergeben sich die verallgemeinerten Kräfte für dieses System nach Gleichung 2.4 durch das Zusammenfassen der von außen auf die Zahnstange wirkenden nicht-konservativen Kräfte zu

$$Q_{NK} = -d_Z \dot{x}_Z - F_{ext} + F_{hydr} . \quad (2.8)$$

Da zur Auswertung der Lagrange'schen Gleichungen 2.1 nur der eine, aus Abbildung 2.4 bekannte, Freiheitsgrad

$$q = x_Z \quad (2.9)$$

gegeben ist, folgt die Bewegungsgleichungen der hydraulischen Servolenkung sofort zu

$$m_Z \ddot{x}_Z = -d_Z \dot{x}_Z - c_{DS} \frac{x_Z}{i_{RZ}^2} + c_{DS} \frac{\varphi_{LS}}{i_{RZ}} - F_{ext} + F_{hydr} . \quad (2.10)$$

Damit ist der mechanische Anteil der Hydrolenkung vollständig beschrieben. Zur Vervollständigung des Modells muss allerdings noch die hydraulische Unterstützungseinheit modelliert werden.

Modellbildung des hydraulischen Aktors

Wie in der Einleitung zu Kapitel 2 bereits erwähnt gibt es kein universal geeignetes Modell, mit welchem sich alle modellbasierten Aufgaben gleichermaßen gut bewältigen lassen. Etablierte Modelle hydraulischer Lenksysteme sind in den Arbeiten von [Wong, 2001], [Meitinger und Breinfeld, 1998] und [Ulrich, 2007a], [Ulrich, 2007b] zu finden. Die Arbeiten von Wong und Meitinger zielen dabei aber eher auf eine möglichst präzise Abbildung der häufig sehr hochfrequenten fluid-dynamischen Prozesse ab. Ulrich hingegen bietet sowohl Modelle mit ausgereifter Fluidodynamik als auch Vereinfachungsansätze zur Erfassung des dominanten Gesamtsystemverhaltens an.

In dieser Arbeit soll das hydraulische Modell der Lenkung zur Systemanalyse und zum Vergleich mit elektromechanischen Lenksystemen herangezogen werden. Dabei steht der Fokus der Untersuchungen auf der Identifikation dominanter

rückmeldungsrelevanter Systemeigenschaften und der Optimierung der Lenkungsrückmeldung elektromechanischer Lenksysteme. Der relevante Frequenzbereich für die Lenkungsrückmeldung ist in jedem Fall kleiner 30Hz (vgl. [Brunn und Harrer, 2004]). Fluiddynamische Effekte oberhalb dieses Frequenzbereichs sind daher in dieser Arbeit von untergeordneter Bedeutung und werden nicht berücksichtigt. Nachfolgend wird basierend auf den Vereinfachungsansätzen von Ulrich und [Isermann, 2005] unter Einbeziehung der hydraulischen Grundlagen aus [Backe und Helling, 1990], [Prokes, 1968] und [Will und Gebhardt, 2007] ein für den Anwendungsfall geeignetes Modell entworfen.

Da nur das dynamische Gesamtverhalten des hydraulischen Aktors im relevanten Frequenzbereich richtig wiedergegeben werden muss, ist die Modellierung der hydraulischen Zu- und Ableitungen sowie der Pumpe nicht notwendig. Wichtiger Bestandteil des Modells ist allerdings der über den Volumenstrom am Drehschieberventil gesteuerte Differenzdruckaufbau im Arbeitszylinder. Der Ansatz zur Modellbildung des Drehschieberventils und die Herleitung der vom zugeführten Volumenstrom abhängigen Druckaufbau-Differentialgleichung sind nachfolgend beschrieben:

Der Volumenstrom über das Drehschieberventil kann in Anlehnung an [Isermann, 2005] durch einen linearen Zusammenhang ausgedrückt werden

$$\dot{V}_{Last} = \dot{V}_{KV} - K_C p_{Last} \quad . \quad (2.11)$$

Hierbei ist \dot{V}_{Last} der tatsächliche Volumenstrom über das Drehschieberventil, \dot{V}_{KV} der zur Verfügung stehende Volumenstrom von der Pumpe, K_C der Durchfluss-Druck-Koeffizient und p_{Last} der Differenzdruck zwischen der linken und rechten Arbeitskammer des die Zahnstange umschließenden Hydraulikzylinders. Aus der

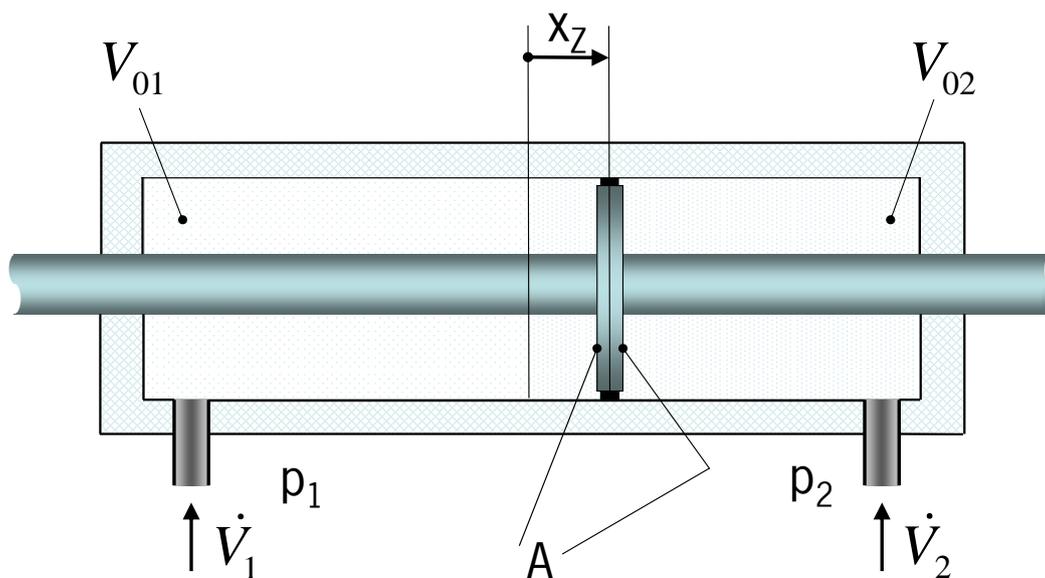


Abbildung 2.5: Skizze des Arbeitszylinders der hydraulischen Servolenkung

Massenerhaltungsgleichung erhält man exemplarisch, zunächst unter Vernachlässigung der Leckage zwischen linker und rechter Kammer, für die linke Kammer des Arbeitszylinders (vgl. Abbildung 2.5)

$$\dot{m}_1 = \frac{d(V_1 \rho_1)}{dt} = \dot{V}_1 \rho_1 + V_1 \dot{\rho}_1 . \quad (2.12)$$

Hierbei ist \dot{m}_1 der Massenstrom in die linke Kammer, V_1 das Volumen der linken Kammer und ρ_1 die Dichte der Hydraulikflüssigkeit in der linken Kammer. In der Gleichung 2.12 stört die zeitliche Änderung der Dichte $\dot{\rho}_1$ und es fehlt die direkte Abhängigkeit vom Druck. Um die zeitliche Änderung der Dichte $\dot{\rho}_1$ zu eliminieren und den Zusammenhang mit dem Druck herzustellen, leitet man aus dem allgemeinen Zusammenhang

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (2.13)$$

die Volumenänderung mit der Dichteänderung

$$\frac{\partial V}{\partial \rho} = -\frac{m}{\rho^2} \quad (2.14)$$

ab. Durch Substitution von Gleichung 2.13 in Gleichung 2.14 erhält man daraus

$$\frac{\partial V}{\partial \rho} = -\frac{V}{\rho} . \quad (2.15)$$

Erweitert man nun die Druckänderung mit der Dichteänderung $\frac{\partial p}{\partial \rho}$ und substituiert anschließend 2.15, so kommt man zu dem Ausdruck

$$\frac{\partial p}{\partial \rho} = \frac{\partial p}{\partial \rho} \frac{\partial V}{\partial V} = \frac{\partial p}{\partial V} \frac{\partial V}{\partial \rho} = -\frac{V}{\rho} \frac{\partial p}{\partial V} . \quad (2.16)$$

Damit erhält man eine Gleichung, in der Druck und Dichte im Verhältnis zueinander dargestellt werden. Mit der Definition des Kompressibilitätsmoduls

$$\beta = -V \frac{\partial p}{\partial V} \quad (2.17)$$

folgt dann durch Substitution von Gleichung 2.17 in Gleichung 2.16 die Druckänderung mit der Dichteänderung zu

$$\frac{\partial p}{\partial \rho} = \frac{\beta}{\rho} . \quad (2.18)$$

Damit erhält man einen Ausdruck, der die gesuchte zeitliche Änderung der Dichte in Abhängigkeit von der Druckänderungsrate darstellt

$$\dot{\rho} = \frac{\rho}{\beta} \dot{p} . \quad (2.19)$$

Mit Gleichung 2.19 kann die Massenerhaltungsgleichung für die exemplarisch verwendete linke Arbeitskammer 2.12 in eine dichteunabhängige Volumenstromerhaltungsgleichung umgewandelt werden. Daraus folgen, nun unter Berücksichtigung der Leckage zwischen linker und rechter Kammer, für die beiden Arbeitskammern die Erhaltungsgleichungen zu

$$\dot{V}_1 - C_{1 \rightarrow 2}(p_1 - p_2) = \frac{\partial V_1}{\partial t} + \frac{V_1 \partial p_1}{\beta \partial t}, \quad (2.20)$$

$$\dot{V}_2 + C_{1 \rightarrow 2}(p_1 - p_2) = \frac{\partial V_2}{\partial t} + \frac{V_2 \partial p_2}{\beta \partial t}. \quad (2.21)$$

Wobei \dot{V}_1 und \dot{V}_2 die Volumenströme in die erste und zweite Arbeitskammer sind. Der Faktor $C_{1 \rightarrow 2}$ wird mit dem Differenzdruck $\Delta p = p_1 - p_2$ multipliziert, um den druckabhängigen Leckageverlust über die Kolben-Zylinder-Dichtung auszudrücken. Die Ausdrücke $\frac{\partial V_1}{\partial t}$ und $\frac{\partial V_2}{\partial t}$ beschreiben die zeitlichen Volumenänderung der Arbeitskammern und die Ausdrücke $\frac{V_1 \partial p_1}{\beta \partial t}$ und $\frac{V_2 \partial p_2}{\beta \partial t}$ eine Volumenänderung aufgrund der Kompressibilität der hydraulischen Flüssigkeit. Der Koeffizient β stellt dabei, wie in Gleichung 2.17 definiert, den Kompressibilitätsmodul der Hydraulikflüssigkeit dar.

Da die Arbeitsflächen A der Zylinderkammern gleich groß sind, lässt sich das Volumen der Arbeitskammern allgemein ausdrücken als

$$V_1 = V_{01} + Ax_Z, \quad (2.22)$$

$$V_2 = V_{02} - Ax_Z. \quad (2.23)$$

Hierbei stellen V_1 und V_2 die zeitlich veränderlichen Volumen der Arbeitskammern dar. Die Konstanten V_{01} und V_{02} sind die jeweils inaktiven Totvolumen bei Mittelstellung des Kolbens (vgl. Abbildung 2.5). Aus Gleichung 2.22 und 2.23 folgt, dass

$$\frac{\partial V_1}{\partial t} = A\dot{x}_Z, \quad (2.24)$$

$$\frac{\partial V_2}{\partial t} = -A\dot{x}_Z \quad (2.25)$$

ist. Subtrahiert man nun Gleichung 2.20 von Gleichung 2.21 und substituiert in das Ergebnis die Gleichungen 2.24 und 2.25 so erhält man

$$\dot{V}_1 - \dot{V}_2 - 2C_{1 \rightarrow 2}(p_1 - p_2) = 2A\dot{x}_Z + \frac{Ax_Z}{\beta} [\dot{p}_1 + \dot{p}_2] + \frac{V_{01}}{\beta} \dot{p}_1 - \frac{V_{02}}{\beta} \dot{p}_2. \quad (2.26)$$

Laut [Isermann, 2005] ist aber bei konstantem Versorgungsdruck p_V

$$\dot{p}_1 + \dot{p}_2 = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{p_V - p_{Last}}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{p_V + p_{Last}}{2} \right) = \frac{\partial}{\partial t} p_V = 0. \quad (2.27)$$

Daraus folgt dann mit der Definitionen

$$\dot{V}_{Last} = \dot{V}_1 = -\dot{V}_2, \quad (2.28)$$

$$V_{tot} = V_{01} + V_{02} \quad (2.29)$$

und unter der Annahme, dass die beiden Totvolumen $V_{01} = V_{02}$ sind, aus Gleichung 2.26 die Differentialgleichung des Druckaufbaus zu

$$\dot{V}_{Last} - C_{1 \rightarrow 2} p_{Last} = A \dot{x}_Z - \frac{V_{tot}}{4\beta} \dot{p}_{Last} . \quad (2.30)$$

Die hydraulische Unterstützungskraft ergibt sich dann als

$$F_{hydr} = A \Delta p = A [p_1 - p_2] = A p_{Last} . \quad (2.31)$$

Setzt man nun Gleichung 2.11 in Gleichung 2.30 ein, so erhält man die Modellgleichung des hydraulischen Aktors zu

$$\frac{V_{tot}}{4\beta} \dot{p}_{Last} = A \dot{x}_Z + [K_C + C_{1 \rightarrow 2}] p_{Last} - \dot{V}_{KV} . \quad (2.32)$$

Zustandsraummodell der hydraulischen Servolenkung

Das Modell der hydraulischen Servolenkung lässt sich im Zustandsraum darstellen. Dazu wird der Zustandsvektor

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_Z \\ \dot{x}_Z \\ p_{Last} \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

eingeführt. Mit den Gleichungen 2.10, 2.31 und 2.32 erhält man dann die Zustandsgleichung als

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix}}_{\dot{\underline{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{c_{DS}}{i_{RZ} m_z} & -\frac{d_Z}{m_z} & \frac{A}{m_z} \\ 0 & \frac{4\beta A}{V_{tot}} & \frac{4\beta [K_C + C_{1 \rightarrow 2}]}{V_{tot}} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}}_{\underline{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{4\beta}{V_{tot}} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_u} \underbrace{\dot{V}_{KV}}_{\underline{u}} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_z} & \frac{c_{DS}}{i_{RZ} m_z} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_d} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{ext} \\ \phi_{LS} \end{bmatrix}}_{\underline{d}} . \quad (2.34)$$

Die Ausgangsgleichung ergibt sich entsprechend zu

$$\underbrace{\phi_{Ri}}_{\underline{y}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ i_{RZ} & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}} \underline{x} . \quad (2.35)$$

Regelung der hydraulischen Servolenkung

Wie in Abschnitt 2.1.1 erwähnt ist über die Konstruktion der hydraulischen Servolenkung auch schon deren Regelung gegeben. Als Führungsgröße w steht dazu der Winkel der Lenksäule φ_{LS} und als Stellgröße u der Volumenstrom $\dot{V}_{K\dot{V}}$ vor dem Drehschieberventil zur Verfügung. Letzterer ist abhängig von der Ventilöffnungsfläche, welche wiederum vom Differenzwinkel $\Delta\varphi$ zwischen Lenksäule und Ritzel abhängt. Der Winkel $\Delta\varphi$ stellt den Soll-Ist-Abgleich und damit die Regeldifferenz e dar. Mit der Durchflussverstärkung $K_{\dot{V}}$ und der Ausgangsgleichung 2.35 lässt sich der Zusammenhang folgendermaßen ausdrücken:

$$\underline{u} = K_{\dot{V}} \underline{e} = K_{\dot{V}} [\underline{w} - \underline{y}] = K_{\dot{V}} [\underline{w} - \underline{C}\underline{x}] . \quad (2.36)$$

Die Durchflussverstärkung $K_{\dot{V}}$ des Drehschieberventils wirkt also als proportionale Verstärkung auf die Regeldifferenz e und stellt damit einen P-Regler dar. Diese Verstärkung ist in aller Regel keine Konstante, sondern eine vom Differenzwinkel $\Delta\varphi$ abhängige Kennlinie. Daraus folgt nach Substitution von Gleichung 2.36 in die Zustandsgleichung 2.34 der hydraulischen Servolenkung die geschlossene Regelschleife zu

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A}\underline{x} + \underline{B}_u K_{\dot{V}} [\underline{w} - \underline{C}\underline{x}] + \underline{B}_d \underline{d} \quad (2.37)$$

$$= [\underline{A} - \underline{B}_u K_{\dot{V}} \underline{C}]\underline{x} + \underline{B}_u K_{\dot{V}} \underline{w} + \underline{B}_d \underline{d} . \quad (2.38)$$

Damit ergibt sich die Zustandsraumdarstellung des geschlossenen Regelkreises zu:

$$\begin{aligned} \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix}}_{\dot{\underline{x}}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{c_{DS}}{i_{RZ}^2 m_z} & -\frac{d_z}{m_z} & \frac{A}{m_z} \\ -\frac{4\beta K_{\dot{V}}}{V_{tot} i_{RZ}} & \frac{4\beta A}{V_{tot}} & \frac{4\beta [K_C + C_{1 \rightarrow 2}]}{V_{tot}} \end{bmatrix}}_{\underline{A} - \underline{B}_u K_{\dot{V}} \underline{C}} \underbrace{\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}}_{\underline{x}} + \\ &\underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{4\beta K_{\dot{V}}}{V_{tot}} \end{bmatrix}}_{\underline{B}_u K_{\dot{V}}} \underbrace{\varphi_{LS}}_{\underline{w}} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_z} & \frac{c_{DS}}{i_{RZ} m_z} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\underline{B}_d} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{ext} \\ \varphi_{LS} \end{bmatrix}}_{\underline{d}} . \quad (2.39) \end{aligned}$$

Die Reglerfunktion der Durchflussverstärkung lässt sich noch besser anhand eines Blockschaltbildes erkennen. Aus diesem Grund ist in Abbildung 2.6 die Zustandsgleichung des geschlossenen Regelkreises der hydraulischen Servolenkung in einem Blockschaltbild dargestellt. Zur Vereinfachung der Darstellung sind die vektorwertigen Signalpfade fett und die nicht-vektorwertigen Signalpfade normal abgedruckt. Die Dimensionen der Blöcke ergeben sich entsprechend der Gleichung 2.39 bzw. der Dimension der Signalpfade. Es ist sofort zu erkennen, dass die hydraulische Servolenkung tatsächlich durch ihre Konstruktion die Funktion eines P-Reglers mit der variablen Verstärkung $K_{\dot{V}}$ wahrnimmt. Der einfache P-Regler führt

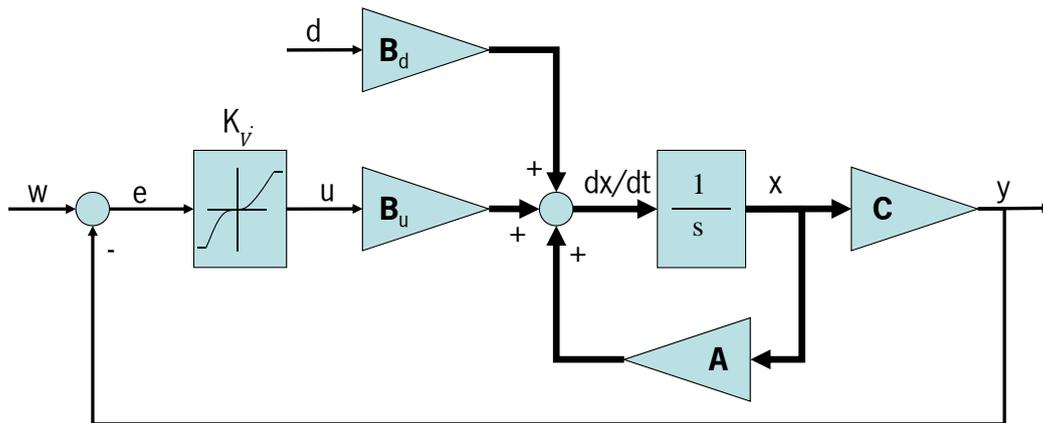


Abbildung 2.6: Blockschaltbild der proportionalen Positionsregelung bei der hydraulischen Servolenkung

dabei zu einer bleibenden Regelabweichung $e = \Delta\varphi$, welche sich für den Fahrer über den Drehstab als Handmoment darstellt. Da die Regelverstärkung im Wesentlichen von der Ventilöffnungsfläche $K_{\dot{v}}(\Delta\varphi)$ und der Geometrie der Steuorkanten des Ventils abhängt, ist gut nachvollziehbar, dass es relativ aufwendig ist und vieler Erfahrung bedarf, eine hydraulische Servolenkung abzustimmen.

2.2.2 Die elektromechanische Servolenkung

Angelehnt an Abschnitt 2.1.2 wird die Mechanik der APA-EPS in dieser Arbeit vereinfacht als Mehrmassenschwinger modelliert. Die Darstellung der wesentlichen Systemkomponenten erfolgt durch Ersatzmassen bzw. -trägheiten. Die Verbindungen zwischen den relevanten Systemträgheiten werden durch Getriebestufen und Federelemente approximiert. Die dissipativen Anteile sind durch entsprechende Dämpfungsterme realisiert. Das beschriebene Modell ist in Abbildung 2.7 schematisch dargestellt. Hierbei sind J_{BLDC} , J_{KGT} und m_Z die Trägheiten bzw. die Masse der Rotorwelle, der Kugelumlaufmutter und der Zahnstange. Die Abkürzungen c_R , c_{KGT} und c_{DS} sind die kumulierten Steifigkeiten zwischen Rotorwelle und Kugelumlaufmutter, Kugelumlaufmutter und Zahnstange, sowie Zahnstange und Drehstab. Im Folgenden werden diese zur Vereinfachung als Riemensteifigkeit, Kugelgewindetriebsteifigkeit und Drehstabsteifigkeit bezeichnet. Die Übersetzungsverhältnisse

$$i_R = \frac{\varphi_{BLDC}}{\varphi_{KGT}}, \quad (2.40)$$

$$i_{KGT} = \frac{x_Z}{\varphi_{KGT}} [m/rad], \quad (2.41)$$

$$i_{RZ} = \frac{x_Z}{\varphi_{Ri}} [m/rad] \quad (2.42)$$

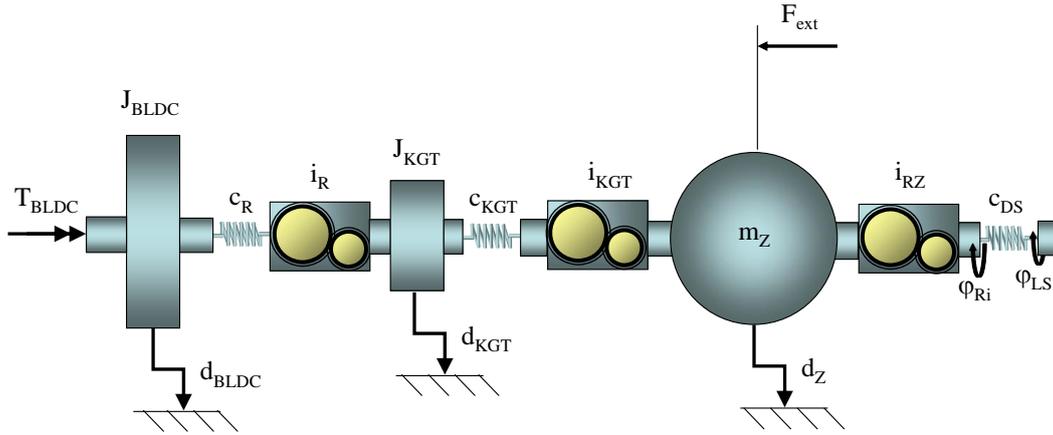


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung der APA-EPS für die Modellbildung

sind die Riemenübersetzung, die Kugelgewindetriebsübersetzung und das Übersetzungsverhältnis zwischen Ritzel und Zahnstange⁵. Die dissipativen Anteile d_{BLDC} , d_{KGT} und d_Z werden zunächst als lineare Dämpfungsterme angesetzt. Von außen wirken auf das System die externe Kraft F_{ext} , das über die Lenksäule eingeleitete Moment $c_{DS}\varphi_{LS}$ und das Motormoment T_{BLDC} .

Zur Bestimmung der Bewegungsgleichungen des Modells der elektromechanischen Servolenkung werden, gemäß der Ausführungen aus Abschnitt 2.2, die Lagrange'schen Gleichungen 2. Art (vgl. Gleichung 2.1 bis 2.4) verwendet. Dazu müssen zunächst die kinetischen und die potentiellen Energien sowie die verallgemeinerten Kräfte und Koordinaten des Systems aus Abbildung 2.7 bestimmt werden. Nach Gleichung 2.2 folgt danach für die kinetische Energie der Lenkung

$$T = \frac{1}{2}J_{BLDC}\dot{\varphi}_{BLDC}^2 + \frac{1}{2}J_{KGT}\dot{\varphi}_{KGT}^2 + \frac{1}{2}m_Z\dot{x}_Z^2. \quad (2.43)$$

Mit Hilfe von Gleichung 2.3 folgt dann für die potentielle Energie des Systems

$$V = \frac{1}{2}c_{DS} \left[-\frac{x_Z}{i_{RZ}} + \varphi_{LS} \right]^2 + \frac{1}{2}c_{KGT} \left[-\frac{x_Z}{i_{KGT}} + \varphi_{KGT} \right]^2 + \frac{1}{2}c_R [i_R\varphi_{KGT} - \varphi_{BLDC}]^2. \quad (2.44)$$

Anschließend ergeben sich die verallgemeinerten Kräfte für dieses System nach Gleichung 2.4 durch das Zusammenfassen der von außen auf die Zahnstange wirkenden, nicht-konservativen Kräfte zu:

$$\underline{Q}_{NK} = [-d_Z\dot{x}_Z - F_{ext} \quad -d_{KGT}\dot{\varphi}_{KGT} \quad -d_{BLDC}\dot{\varphi}_{BLDC} + T_{BLDC}]^T. \quad (2.45)$$

⁵Das Übersetzungsverhältnis zwischen Ritzel und Zahnstange wird hier als konstant angenommen. Dennoch ist es, wie bereits bei der Modellbildung der HPS erwähnt, durchaus möglich und auch üblich Zahnstangen-Ritzel-Paarungen mit positionsabhängig variabler Übersetzung zu verwenden.

Die zur Bildung der partiellen Differentiale notwendigen verallgemeinerten Koordinaten sind bereits durch die Freiheitsgrade aus Abbildung 2.7 festgelegt als

$$\underline{q} = [x_Z \quad \varphi_{KGT} \quad \varphi_{BLDC}]^T, \quad (2.46)$$

wobei x_Z die Position der Zahnstange und φ_{KGT} und φ_{BLDC} respektive die Winkel der Kugelumlaufmutter und der Rotorwelle sind. Danach ergeben sich durch die Berechnungsvorschrift in Gleichung 2.1 die Bewegungsgleichungen der elektrischen Servolenkung zu

$$\begin{aligned} m_Z \ddot{x}_Z &= -d_Z \dot{x}_Z - c_{DS} \frac{x_Z}{i_{RZ}^2} + c_{DS} \frac{\varphi_{LS}}{i_{RZ}} \\ &\quad - c_{KGT} \left[\frac{x_Z}{i_{KGT}^2} - \frac{\varphi_{KGT}}{i_{KGT}} \right] - F_{ext}, \end{aligned} \quad (2.47)$$

$$\begin{aligned} J_{KGT} \ddot{\varphi}_{KGT} &= -d_{KGT} \dot{\varphi}_{KGT} + c_{KGT} \left[\frac{x_Z}{i_{KGT}} - \varphi_{KGT} \right] \\ &\quad - c_R [i_R^2 \varphi_{KGT} - i_R \varphi_{BLDC}], \end{aligned} \quad (2.48)$$

$$\begin{aligned} J_{BLDC} \ddot{\varphi}_{BLDC} &= -d_{BLDC} \dot{\varphi}_{BLDC} + c_R [i_R \varphi_{KGT} - \varphi_{BLDC}] \\ &\quad + T_{BLDC}. \end{aligned} \quad (2.49)$$

Überführt man die Gleichungen 2.47 bis 2.49 in Matrix-Vektor Schreibweise, so gelangt man zu der generischen Darstellung

$$\mathbf{M} \ddot{\underline{q}} + \mathbf{D} \dot{\underline{q}} + \mathbf{K} \underline{q} = \underline{h}. \quad (2.50)$$

Hierbei ist \mathbf{M} die Massenmatrix, \mathbf{D} die Dämpfungsmatrix, \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix und \underline{h} der von außen auf das System wirkende verallgemeinerte Kraftvektor. Die Komponenten der Matrizen und des Vektors ergeben sich dann zu

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_Z & 0 & 0 \\ 0 & J_{KGT} & 0 \\ 0 & 0 & J_{BLDC} \end{bmatrix}, \quad (2.51)$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} d_Z & 0 & 0 \\ 0 & d_{KGT} & 0 \\ 0 & 0 & d_{BLDC} \end{bmatrix}, \quad (2.52)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \frac{c_{DS}}{i_{RZ}^2} + \frac{c_{KGT}}{i_{KGT}^2} & -\frac{c_{KGT}}{i_{KGT}} & 0 \\ -\frac{c_{KGT}}{i_{KGT}} & c_{KGT} + c_R i_R^2 & -c_R i_R \\ 0 & -c_R i_R & c_R \end{bmatrix}, \quad (2.53)$$

$$\underline{h} = \begin{bmatrix} -F_{ext} + c_{DS} \frac{\varphi_{LS}}{i_{RZ}} & 0 & T_{BLDC} \end{bmatrix}^T. \quad (2.54)$$

Mit den Bewegungsgleichungen ist die Mechanik der elektromechanischen Servolenkung nun vollständig beschrieben. Zur Vervollständigung muss das Modell jedoch noch um die Dynamik der elektrischen Komponenten ergänzt werden. Dazu wird den Bewegungsgleichungen der mechanischen Elemente noch die Differentialgleichung des elektrischen Antriebs hinzugefügt.

Modellbildung des elektrischen Antriebs

Bei dem betrachteten System wird ein elektronisch kommutierter, bürstenloser Gleichstrommotor (Synchronmaschine) mit Permanentmagnet-Rotor verwendet. Diese Motoren lassen sich nach [Isermann, 2005] in einem vereinfachten Schaltplan (vgl. Abbildung 2.8) darstellen. Die Pulsweitenmodulation und die mehrfache Wiederholung der Polpaare auf dem Umfang der Rotorwelle werden nicht modelliert, da nur das dynamische Gesamtverhalten des Elektromotors für den späteren Reglerentwurf von Bedeutung ist.

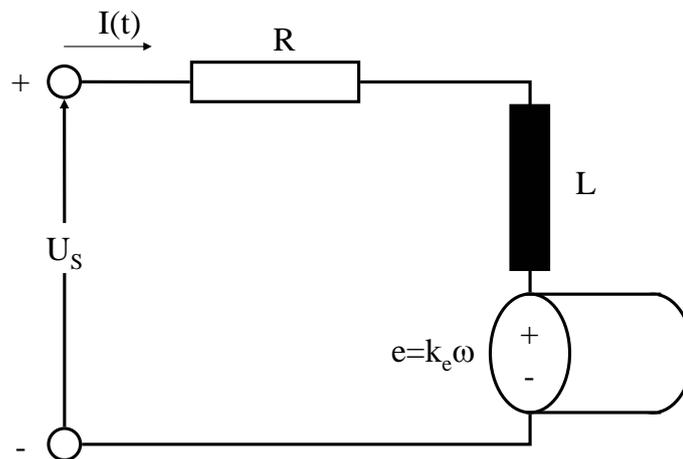


Abbildung 2.8: Vereinfachtes Schaltbild eines bürstenlosen Gleichstrommotors

Aus Abbildung 2.8 lässt sich mit Hilfe der Maschenregel die Strom-Differentialgleichung ableiten zu

$$L \frac{dI}{dt} = -RI - k_e \omega + U_S . \quad (2.55)$$

Hierbei ist L die kombinierte Spuleninduktivität, R der Wicklungswiderstand, k_e die Rückinduktions-Konstante und U_S die für den Motor zur Verfügung stehende Spannung als Stellgröße. Die Winkelgeschwindigkeit ω ist identisch mit der Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{BLDC}$. Das durch das elektromagnetische Feld aufgebrachte Moment errechnet sich dann gemäß

$$T_{BLDC} = k_t I , \quad (2.56)$$

das heißt, dass das Motormoment über die Momentenkonstante k_t direkt proportional zum Strom ist.

Betrachtet man die Gleichung 2.55 etwas genauer, so stellt man schnell fest, dass der Elektromotor sich ohne den Term $-k_e\omega$ wie ein reines PT_1 -Element⁶ verhalten würde. In der Tat wird bei vielen modellbasierten Regelungsansätzen die zeitverzögernde Wirkung des Elektromotors durch ein PT_1 -Element approximiert. Die Rückinduktion $-k_e\omega$ wird in dieser Arbeit bei der Modellbildung jedoch berücksichtigt, um ihren Einfluss auf die Lenkungsrückmeldung bei der Systemanalyse in Kapitel 3 untersuchen zu können.

Zustandsraummodell der elektromechanischen Servolenkung

Eine gesamthafte, für die lineare Zustandsregelung notwendige Darstellung der mechanischen und der elektrischen Differentialgleichungen des Modells erhält man durch ein lineares Zustandsraummodell. Dieses Zustandsraummodell hat die Form

$$\dot{\underline{x}} = \mathbf{A}\underline{x} + \mathbf{B}_u\underline{u} + \mathbf{B}_d\underline{d}, \quad (2.57)$$

$$\underline{y} = \mathbf{C}\underline{x} + \mathbf{D}\underline{u}. \quad (2.58)$$

Hierbei wird \mathbf{A} als Dynamikmatrix, \mathbf{B}_u als Eingangsmatrix, \mathbf{B}_d als Störgrößeneingangsmatrix, \mathbf{C} als Messmatrix und \mathbf{D} als Durchgangsmatrix bezeichnet. Die Vektoren \underline{x} , \underline{u} und \underline{y} sind analog dazu der Zustandsvektor, der Stellgrößenvektor und der Ausgangsvektor. Aus den mechanischen und elektrischen Systemgleichungen erhält man ein Zustandsraummodell, indem man jede Differentialgleichung n -ter Ordnung in n Differentialgleichungen 1. Ordnung umwandelt. Da die elektrische Differentialgleichung bereits 1. Ordnung ist, sind nur die Bewegungsgleichungen umzuwandeln. Mit dem Zustandsvektor $\underline{x} = [p \ \dot{p} \ I]^T$ oder ausgeschrieben

$$x_1 = x_Z, \quad (2.59)$$

$$x_2 = \Phi_{KGT}, \quad (2.60)$$

$$x_3 = \Phi_{BLDC}, \quad (2.61)$$

$$x_4 = \dot{x}_Z, \quad (2.62)$$

$$x_5 = \dot{\Phi}_{KGT}, \quad (2.63)$$

$$x_6 = \dot{\Phi}_{BLDC}, \quad (2.64)$$

$$x_7 = I \quad (2.65)$$

⁶Ein PT_1 -Element wird auch als Verzögerungsglied 1. Ordnung bezeichnet

gelangt man zu der Zustandsgleichung

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \\ \dot{x}_7 \end{bmatrix}}_{\underline{\dot{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ k_{11} & k_{12} & 0 & d_{11} & 0 & 0 & 0 \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & 0 & d_{22} & 0 & 0 \\ 0 & k_{32} & k_{33} & 0 & 0 & d_{33} & \frac{k_t}{J_{BLDC}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{k_e}{L} & -\frac{R}{L} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \end{bmatrix}}_{\underline{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{L} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_u} \cdot \underbrace{U_S}_{\underline{u}} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{mZ} & \frac{c_{DS}}{i_{RZ}mZ} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_d} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} F_{ext} \\ \phi_{LS} \end{bmatrix}}_{\underline{d}}, \quad (2.66)$$

mit der Ausgangsgleichung

$$\underbrace{F_{KGT}}_{\underline{y}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{c_{KGT}}{i_{KGT}^2} & \frac{c_{KGT}}{i_{KGT}} & 0_{1 \times 5} \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \end{bmatrix}}_{\underline{x}}. \quad (2.67)$$

Dabei ist die Durchgangsmatrix $\mathbf{D} = \mathbf{0}$, da der Steuereingang \underline{u} nicht direkt auf den Systemausgang \underline{y} wirkt.

Die Blockmatrix $\mathbf{A}(4 : 6, 1 : 3)$ der Dynamikmatrix \mathbf{A} ist mit Hilfe der Massenmatrix \mathbf{M} und der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} aus den Gleichungen 2.51 und 2.53 wie folgt erchenbar:

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & 0 \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} \\ 0 & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix} = -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{DS}}{i_{RZ}^2mZ} - \frac{c_{KGT}}{i_{KGT}^2mZ} & \frac{c_{KGT}}{i_{KGT}mZ} & 0 \\ \frac{c_{KGT}}{i_{KGT}J_{KGT}} & -\frac{c_{KGT} + c_{Ri_R^2}}{J_{KGT}} & \frac{c_{Ri_R}}{J_{KGT}} \\ 0 & \frac{c_{Ri_R}}{J_{BLDC}} & -\frac{c_R}{J_{BLDC}} \end{bmatrix}. \quad (2.68)$$

Analog dazu lässt sich die Blockmatrix $\mathbf{A}(4 : 6, 4 : 6)$ der Dynamikmatrix \mathbf{A} aus der Massenmatrix \mathbf{M} und der Dämpfungsmatrix \mathbf{D} aus den Gleichungen 2.51 und 2.52 errechnen:

$$\begin{bmatrix} d_{11} & 0 & 0 \\ 0 & d_{22} & 0 \\ 0 & 0 & d_{33} \end{bmatrix} = -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{D} = \begin{bmatrix} -\frac{d_z}{m_z} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{d_{KGT}}{J_{KGT}} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{d_{BLDC}}{J_{BLDC}} \end{bmatrix}. \quad (2.69)$$

Vereinfachtes Modell der elektromechanischen Servolenkung

Das zuvor hergeleitete Modell der elektromechanischen Servolenkung kann für den Reglerentwurf weiter vereinfacht werden. Dazu soll angenommen werden, dass der Riemen zwischen Rotorwelle und Kugelumlaufmutter unendlich steif ist. Eine Veranschaulichung der Vereinfachung ist in Abbildung 2.9 dargestellt. Die Massen-

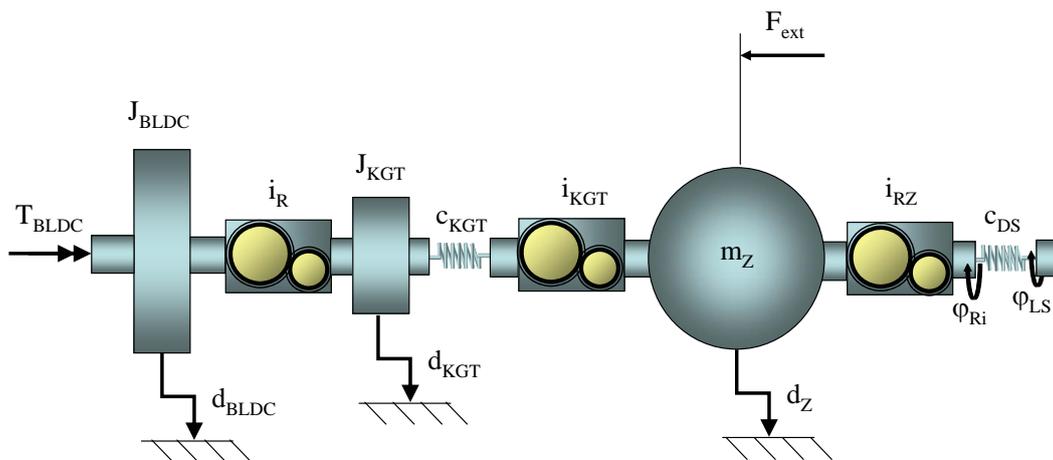


Abbildung 2.9: Schematische Darstellung der APA-EPS für die Modellbildung auf Basis eines unendlich steifen Riemen

trägheit der Kugelumlaufmutter wird in diesem Ansatz der Trägheit der Motorwelle zugeschlagen. Die zuvor auf die Kugelumlaufmutter wirkenden Kräfte aus dissipativen Anteilen und der Steifigkeit müssen entsprechend auf die zwei verbleibenden Freiheitsgrade x_z und φ_{BLDC} umgerechnet werden. Dies geschieht am Besten durch die Anwendung der Übersetzungsverhältnisse aus den Gleichungen 2.40 und 2.41 auf die schon für das Dreimassenschwinger-Modell aufgestellten Gleichungen für die kinetische und potentielle Energie sowie die verallgemeinerten Kräfte \underline{Q}_{NK} aus den Gleichungen 2.43, 2.44 und 2.45.

Daraus folgt für die kinetische und potentielle Energie sowie die verallgemeinerten Kräfte des vereinfachten Modells des EPS:

$$T = \frac{1}{2} \underbrace{\left[J_{BLDC} + \frac{J_{KGT}}{i_R^2} \right]}_{J^*} \dot{\Phi}_{BLDC}^2 + \frac{1}{2} m_Z \dot{x}_Z^2, \quad (2.70)$$

$$V = \frac{1}{2} c_{DS} \left[-\frac{x_Z}{i_{RZ}} + \Phi_{LS} \right]^2 + \frac{1}{2} c_{KGT} \left[-\frac{x_Z}{i_{KGT}} + \frac{\Phi_{BLDC}}{i_R} \right]^2, \quad (2.71)$$

$$\underline{Q}_{NK} = [-d_Z \dot{x}_Z - F_{ext}, \left(-d_{BLDC} - \frac{d_{KGT}}{i_R} \right) \dot{\Phi}_{BLDC} + T_{BLDC}]^T. \quad (2.72)$$

Hiermit lassen sich, erneut durch Anwendung der Lagrange'schen Gleichungen 2. Art, die Bewegungsgleichungen des vereinfachten Modells angeben zu

$$m_Z \ddot{x}_Z = -d_Z \dot{x}_Z - c_{DS} \frac{x_Z}{i_{RZ}^2} + c_{DS} \frac{\Phi_{LS}}{i_{RZ}} + \frac{c_{KGT}}{i_{KGT}} \left[-\frac{x_Z}{i_{KGT}} + \frac{\Phi_{BLDC}}{i_R} \right] - F_{ext}, \quad (2.73)$$

$$J^* \ddot{\Phi}_{BLDC} = -\frac{c_{KGT}}{i_R} \left[-\frac{x_Z}{i_{KGT}} + \frac{\Phi_{BLDC}}{i_R} \right] - \left[d_{BLDC} + \frac{d_{KGT}}{i_R} \right] \dot{\Phi}_{BLDC} + T_{BLDC}. \quad (2.74)$$

Die Modellgleichungen des Elektromotors 2.55 und 2.56 bleiben von der Vereinfachung unberührt. Mit dem neuen Zustandsvektor

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_Z \\ \Phi_{BLDC} \\ \dot{x}_Z \\ \dot{\Phi}_{BLDC} \\ I \end{bmatrix} \quad (2.75)$$

ergibt sich die Zustandsgleichung der vereinfachten Beschreibung der EPS zu

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix}}_{\dot{\underline{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{c_{DS}}{i_{RZ}^2 m_Z} - \frac{c_{KGT}}{i_{KGT}^2 m_Z} & \frac{c_{KGT}}{i_{KGT} i_R m_Z} & -\frac{d_Z}{m_Z} & 0 & 0 \\ \frac{c_{KGT}}{i_{KGT} i_R J^*} & -\frac{c_{KGT}}{i_R^2 J^*} & 0 & -\frac{d_{BLDC}}{J^*} - \frac{d_{KGT}}{i_R J^*} & \frac{k_t}{J^*} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{k_e}{L} & -\frac{R}{L} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix}}_{\underline{x}}$$

Kugelumlaufmutter und die Rotorwelle wirkenden Kräfte aus dissipativen Anteilen des Systems und der elektromagnetischen Kraft des Motors müssen entsprechend auf den einen verbleibenden Freiheitsgrad x_z umgerechnet werden. Dies geschieht am Besten durch die Anwendung der Übersetzungsverhältnisse aus den Gleichungen 2.40 und 2.41 auf die schon für das Dreimassenschwinger-Modell aufgestellten Gleichungen für die kinetische und potentielle Energie sowie die verallgemeinerten Kräfte Q_{NK} aus den Gleichungen 2.43, 2.44 und 2.45.

Daraus folgt für die kinetische und potentielle Energie, sowie die verallgemeinerten Kräfte des Einmassenschwinger-Modells des EPS

$$T = \frac{1}{2} \underbrace{\left[J_{BLDC} \frac{i_R^2}{i_{KGT}^2} + J_{KGT} \frac{1}{i_{KGT}^2} + m_Z \right]}_{m_Z^*} \dot{x}_Z^2, \quad (2.78)$$

$$V = \frac{1}{2} c_{DS} \left[-\frac{x_Z}{i_{RZ}} + \varphi_{LS} \right]^2, \quad (2.79)$$

$$Q_{NK} = - \underbrace{\left[d_Z + \frac{d_{KGT}}{i_{KGT}} + \frac{d_{BLDC} i_R}{i_{KGT}} \right]}_{d_Z^*} \dot{x}_Z - F_{ext} + \frac{i_R}{i_{KGT}} T_{BLDC}. \quad (2.80)$$

Hiermit lässt sich, erneut durch Anwendung der Lagrange'schen Gleichungen 2. Art, die Bewegungsgleichung des Einmassenschwinger-Modells angeben zu

$$m_Z^* \ddot{x}_Z + d_Z^* \dot{x}_Z + c_{DS} \frac{x_Z}{i_{RZ}^2} = -F_{ext} + \frac{i_R}{i_{KGT}} T_{BLDC} + c_{DS} \frac{\varphi_{LS}}{i_{RZ}}. \quad (2.81)$$

Die Modellgleichungen des Elektromotors 2.55 geht unter Verwendung der Gesamtübersetzung in

$$L \frac{dI}{dt} = -RI - k_e \frac{i_R}{i_{KGT}} \dot{x}_Z + U_S \quad (2.82)$$

über, während die Momentengleichung für das elektromagnetische Unterstützungsmoment

$$T_{BLDC} = k_t I \quad (2.83)$$

erhalten bleibt. Eine Darstellung des Systems im Zustandsraummodell ist für die weitere Verwendung der Gleichung nicht notwendig.

2.3 Nichtlineare Erweiterungen

Die wichtigste nichtlineare Erweiterung der Modelle stellt eine geeignete Beschreibung der Reibung eines Lenksystems dar. In der Literatur lassen sich zahlreiche Modelle zur möglichst genauen Darstellung oder zur Erfassung der auf den Anwendungsfall zugeschnittenen Reibzustände finden (vgl. [Henrichfreise, 1997], [Wohnhaas, 1994], [Klotzbach und Henrichfreise, 2002], [Post, 1995] und [Loiza und Zardecki, 2002]). Nach [Wohnhaas, 1994] ist die trockene Reibung besonders bei der

Führungsanregung als wesentliche nichtlineare Komponente zu sehen. Ebenfalls gilt nach [Wohnhaas, 1994], dass der Betrag der Reibkräfte einer Zahnstangenlenkung im Falle einer Störkraftanregung kaum lastabhängig ist. Dies wird auch durch die Arbeit von [Post, 1995] bestätigt.

Die in dieser Arbeit verwendeten Modelle sollen insbesondere das Störübertragungsverhalten von hydraulischen und elektromechanischen Lenksystemen richtig wiedergeben. Da der Literatur zu entnehmen ist (z.B. in [Pfeffer et al., 2008a], dass insbesondere im Falle einer Störkraftanregung die Reibkraft relativ lastunabhängig ist, wird in dieser Arbeit auch ein lastunabhängiger Modellierungsansatz gewählt. Die Reibung wird demnach durch den Ausdruck

$$F_R = F_{Rmax} \cdot \tanh\left(\frac{2}{v_{95}} \dot{x}_Z\right) \quad (2.84)$$

dargestellt, wobei F_R die aktuell an der Zahnstange wirkende trockenere Reibung und F_{Rmax} der Maximalwert der trockenere Reibung ist. Die Geschwindigkeit v_{95} , stellt die Geschwindigkeit dar, bei der 95% des Maximalwerts der Reibung erreicht sind.

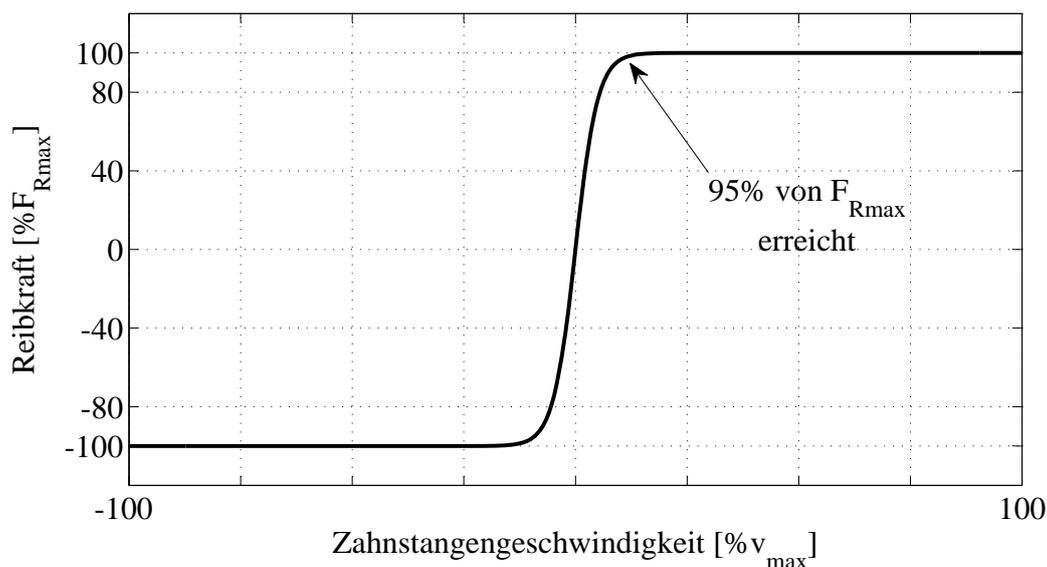


Abbildung 2.11: Approximation der trockenere Reibung durch eine stetige Funktion

2.4 Modellparametrierung

Der Entwurf geeigneter Modelle stellt die Grundlage zur Analyse, Simulation und zur Erstellung modellbasierter Regelungsansätze dar. Allerdings ist der Nutzen dieser Modelle ohne geeignete Parametrierung nur sehr eingeschränkt gegeben. Es stellt sich also die Frage, welche Parameter für die eigentliche Aufgabe geeignet

sind. Um diese Frage zu beantworten, muss man die Parameter der Modelle in scharfe und unscharfe Werte unterscheiden. Als scharfe Werte werden in diesem Kontext die Parameter bezeichnet, die direkt aus der Geometrie und den verwendeten Werkstoffen der jeweiligen Komponente ableitbar sind. Solche Parameter sind z.B. die Masse der Zahnstange m_Z , die Massenträgheitsmomente J_{KGT} und J_{BLDC} , sowie die Übersetzungsverhältnisse i_{RZ} , i_{KGT} und i_R . Als unscharfe Werte sollen hier die Parameter bezeichnet werden, die mit großer Streuung belegt sind oder abhängig von den aktuellen Umweltbedingungen schwanken können. Dies sind vor allem die dissipativen Modellanteile zur Reibung und Dämpfung. Daher macht es wenig Sinn, genau ein Lenkgetriebe unter Laborbedingungen zu vermessen und die Parameter des Modells auf genau dieses Lenkgetriebe anzupassen. In den folgenden Abschnitten wird die Herkunft der in dieser Arbeit verwendeten Parameter erklärt und deren Eignung für die jeweilige Aufgabe, wenn notwendig, anhand des Vergleichs von Messungen und Simulationen belegt.

2.4.1 Parametrierung der mechanischen Eigenschaften der elektromechanischen Servolenkung

Wie in der Einleitung bereits erklärt, gehört ein erheblicher Anteil der hier verwendeten mechanischen Parameter zu den direkt aus der Geometrie und den Werkstoffen der jeweiligen Komponente ableitbaren Werten. Die nur unscharf erfassbaren Parameter können jedoch auf Basis real ermittelter Durchschnittswerte der Messgrößendatenbank eines Lenkgetriebeherstellers ermittelt werden. In der Tabelle 2.1 sind die ermittelten mechanischen Parameter mit ihren Formelzeichen, dem jeweiligen Wert, seiner Einheit und der entsprechenden Bedeutung dokumentiert. Die in

Parameter	Wert	Einheit	Bedeutung
i_{RZ}	$0,05844/2\pi$	m/rad	Ritzelübersetzung
i_{KGT}	$0,007/2\pi$	m/rad	Übersetzung Kugelumlaufrtrieb
i_R	3,067	keine	Riemenübersetzung
m_Z	3	kg	Masse der Zahnstange
J_{KGT}	$7,95e^{-4}$	kgm^2	Massenträgheitsmoment KGT
J_{BLDC}	$8,9e^{-5}$	kgm^2	Massenträgheitsmoment Motor
c_{DS}	2,5	Nm/rad	Steifigkeit des Drehstabs
c_{KGT}	$3,45e^6$	N/m	Steifigkeit KGT
c_R	1200	Nm/rad	Steifigkeit des Riemens
d_{KGT}	$1e^8$	Ns/m	Dämpfung des KGT
d_{BLDC}	1	Nms/rad	Dämpfung Motor

Tabelle 2.1: Grundbedeutung der Mechanik der EPS-Modelle

Tabelle 2.1 gegebenen Parameter sind jedoch nicht vollständig, um die in Kapitel 2.2.2 vorgestellten mechanischen Modelle lückenlos zu bedaten. Es fehlt im Wesentlichen der Dämpfungsterm d_Z . Das Vorgehen zur Parametrierung dieser nichtlinearen Erweiterung der Modelle ist in der nachfolgenden Section 2.4.2 beschrieben.

2.4.2 Berücksichtigung der trockenen Reibung bei der Parametrierung der EPS

Der Dämpfungsterm d_Z stellt eine nichtlineare Erweiterung des Modells im Sinne der Gleichung 2.84 aus Kapitel 2.2.2 dar. Zur Parametrierung der Gleichung 2.84 wurde die Zahnstange eines passiven Lenkgetriebes, bei verschiedenen auf einem Prüfstand⁷ konstant eingeregelter Geschwindigkeiten, mit einem externen Aktor durchgeschoben und die dazu notwendige Kraft gemessen. In Abbildung 2.12 ist exemplarisch die Kraft über dem Zahnstangenweg für die Durchschiebegeschwindigkeiten $v = 5 \text{ mm/s}$ und $v = 10 \text{ mm/s}$ dargestellt. Die geringen Durchschie-

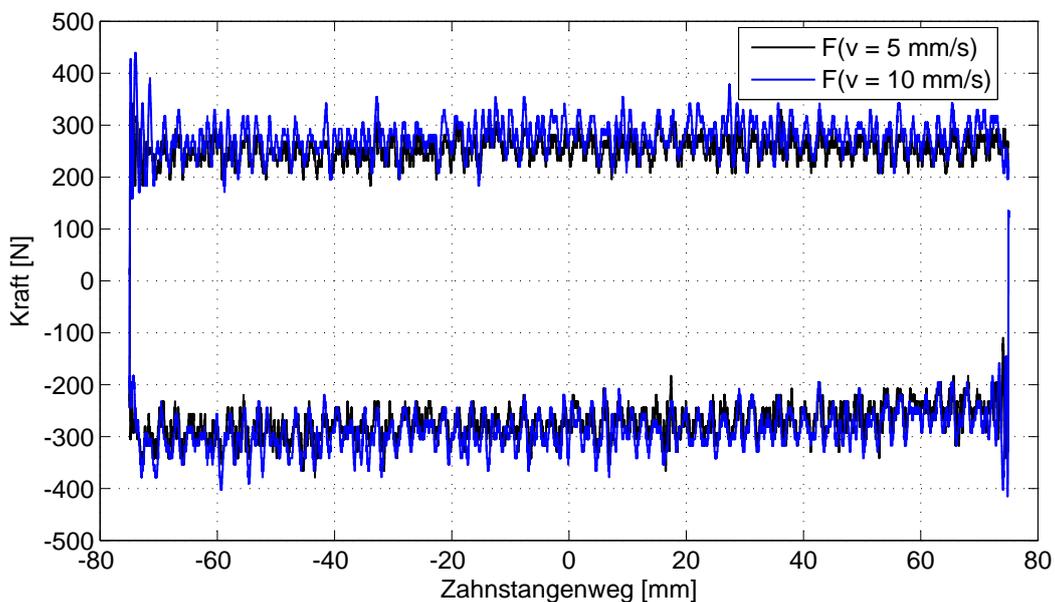


Abbildung 2.12: Messergebnisse zu den Durchschiebekräften

begeschwindigkeiten wurden gewählt, um den Einfluss der viskosen Reibung am Kugelumlaufgetriebe und dem Motor möglichst klein zu halten. Der verrauschte Verlauf der Messungen ist im Wesentlichen der Geschwindigkeitsregelung des Prüfstandes, sowie der Messtechnik zuzuschreiben. Die auf Basis der Messungen aus Abbildung 2.12 ermittelten Parameter des Modells für die trockene Reibung sind in Tabelle 2.2 festgehalten. Zur Evaluierung des Reibungsmodells wurden die

Parameter	Wert	Einheit	Bedeutung
v_{95}	5	mm/s	v bei 95% maximaler trockener Reibung
F_{Rmax}	250	N	maximale trockene Reibung

Tabelle 2.2: Grundbedeutung des nichtlinearen Reibungsmodells

⁷Lenksystemprüfstand der Hochschule München. Eine Beschreibung des Prüfstands, sowie die Spezifikation der Messtechnik ist in Anhang F gegeben.

gewählten Parameter aus Tabelle 2.2 in das Modell eingepflegt und mit den geregelten Eingangsgrößen für die Durchschiebegeschwindigkeit am Prüfstand beaufschlagt. Der Vergleich zwischen der simulierten und der gemessenen Kraft über der Zeit ist in Abbildung 2.13 dargestellt. Aus Abbildung 2.13 ist ersichtlich, dass die simulierten Kräfte um ca. 50 N von den am Prüfstand gemessenen Kräften abweichen. Das Simulationsergebnis wird dennoch als hinreichend genau angesehen, da einerseits das in der Simulation nicht vorkommende Messrauschen das Ergebnis des Vergleichs beeinflusst und andererseits es durchaus nicht unüblich ist, dass die trockene Reibung der Lenksysteme in einem Toleranzband von 100 N bis 150 N um den Sollwert streut. Um zu überprüfen, ob der Anteil der viskosen Reibung aus dem

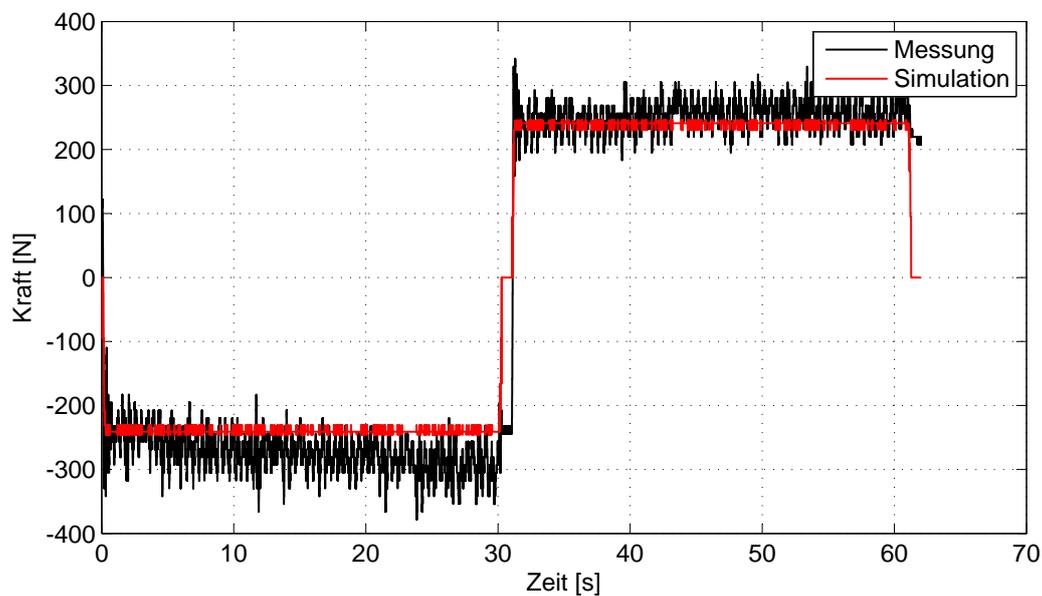


Abbildung 2.13: Evaluierung des Reibmodells

Kugelumlauftrieb und der Motorwelle gemäß Tabelle 2.1 im Zusammenspiel mit der trockenen Reibung aus Gleichung 2.84 auch bei höheren Zahnstangengeschwindigkeiten sinnvolle Ergebnisse erzeugt, wurde das Gesamtmodell mit den Eingangsgrößen des Prüfstands beaufschlagt. Der Vergleich zwischen den Simulationen und den Prüfstandsmessungen bei den Zahnstangengeschwindigkeiten $v = 5 \text{ mm/s}$ und $v = 50 \text{ mm/s}$ ist exemplarisch in Abbildung 2.14 gezeigt. Aus der oberen Darstellung in Abbildung 2.14 ist ersichtlich, dass im Vergleich zur Abbildung 2.13 keine nennenswerten Unterschiede bestehen. In der unteren Darstellung aus Abbildung 2.14 ist jedoch sehr deutlich der höhere Einfluss der viskosen Reibung des Gesamtsystems ersichtlich, da sich das durchschnittliche Kraftniveau nun bei nahezu 500 N befindet. Die starken Abweichungen zwischen dem Simulationsmodell und der Messung bei 0 s, 3 s, 4 s und 7 s sind den plötzlichen Richtungsänderungen zu den jeweiligen Zeitpunkten und den daraus resultierenden Auswirkungen auf die Messtechnik zuzuschreiben. Daher gilt die Modellierungsgüte auch bei höheren Geschwindigkeiten als hinreichend genau.

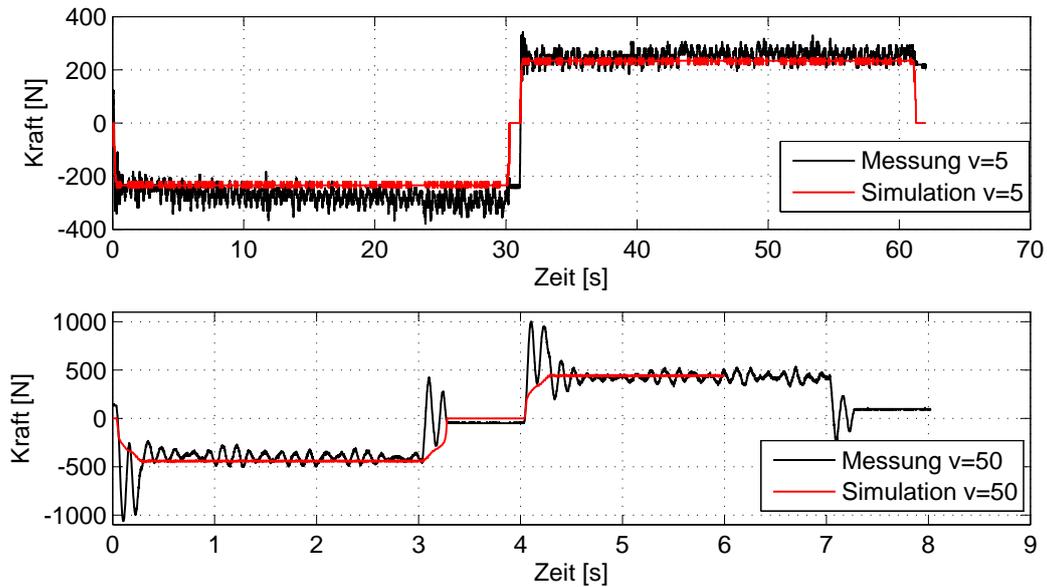


Abbildung 2.14: Evaluierung des Reibmodells im Gesamtsystem

2.4.3 Parametrierung des BLDC-Motors der elektromechanischen Servolenkung

Um die Parametrierung der Modelle der elektrischen Servolenkung abzuschließen, bleibt zuletzt noch die Bedatung des Modells des BLDC-Motors aus den Gleichungen 2.55 und 2.56. Hierbei wurde, wie zuvor bei den mechanischen Parametern, auf Angaben eines Systemherstellers zurückgegriffen. Die entsprechenden Werte sind in Tabelle 2.3 dokumentiert. Zur Validierung der Bedatung des Modells des

Parameter	Wert	Einheit	Bedeutung
R	0,1333	<i>Ohm</i>	Widerstand
L	0,667	<i>mH</i>	Induktivität
k_t	0,0581	<i>Nm/A</i>	Momentenkonstante
k_e	0,0581	<i>Vs</i>	Rückinduktionskonstante

Tabelle 2.3: Grundbedatung des BLDC-Motors

BLDC-Motors wurde dieses in einer einfachen Drehzahl-Momenten Regelkaskade umgesetzt und mit einem Führungsgrößensprung beaufschlagt. Als Sprunghöhe wurde dabei das maximal durch den Motor bereitstellbare Moment von $5,23 \text{ Nm}$ angenommen. Das Motormodell muss dann mit einer Zeitkonstante von $T = 5 \text{ ms}$ auf das maximale Motormoment springen und gleichzeitig dabei die Nenndrehzahl von 2000 U/min bei einem Nennstrom von 90 A erreichen. Die Sprungantworten für das Nennmoment, die Nenndrehzahl und den Nennstrom sind in Abbildung 2.15 gezeigt. Aus Abbildung 2.15 ist ersichtlich, dass das Modell des BLDC-Motors die Sollanforderungen für das Sprungverhalten erfüllt. Dies bedeutet, dass

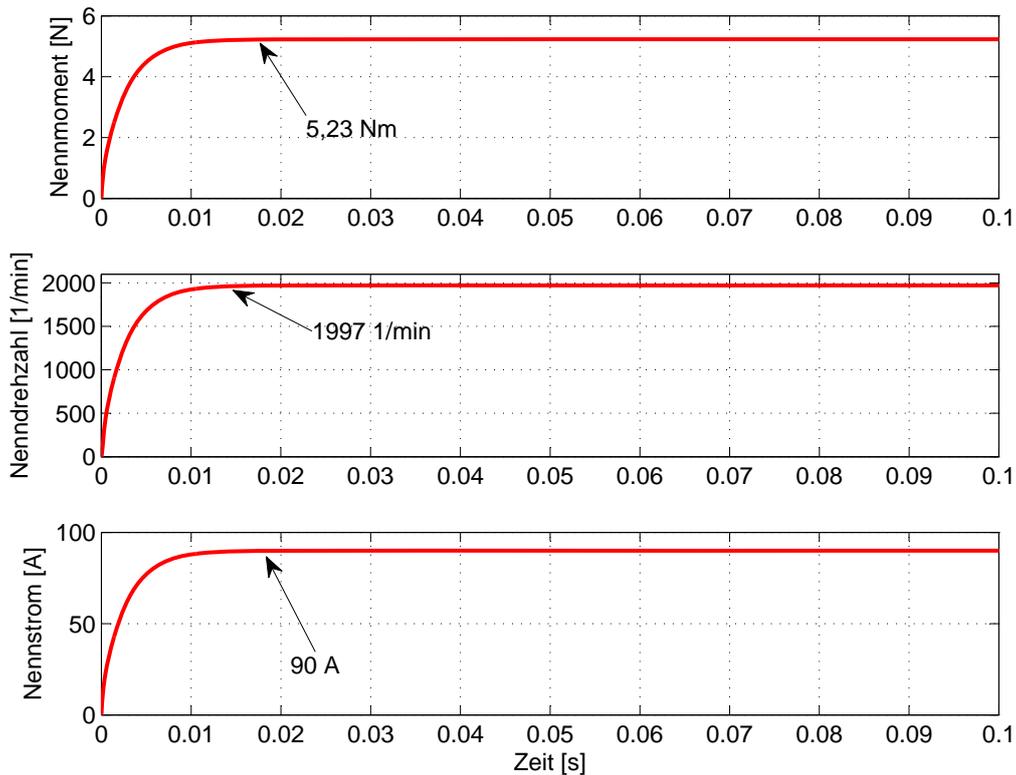


Abbildung 2.15: Evaluierung des Motors im Teilmodell

das Zeitverhalten des Motors im Modell richtig abgebildet wird. Allerdings darf man nicht verschweigen, dass zur Berücksichtigung der lastabhängigen Motoreigenschaften das Modell erweitert werden muss. Hierzu kann das Motorkennfeld des berücksichtigten BLDC-Motors herangezogen werden.

Das lastabhängig maximal durch den Motor bereitstellbare Moment ist abhängig von der Drehzahl und dem Motorstrom in Abbildung 2.16 dargestellt. Zur Evaluierung des lastabhängigen Modells muss das Motorkennfeld in das Motormodell integriert werden. Dies ist insofern möglich, als die Eingangsgrößen des Kennfeldes in direkter Relation zu den Zustandsgrößen des Elektromotors stehen. Der aus der Differentialgleichung des Elektromotors 2.55 stammende Motorstrom wird, genauso wie die aus dem mechanischen Anteil des Motors stammende Rotorgeschwindigkeit, als Eingangsgröße des Kennfeldes zurückgekoppelt. Der Ausgangswert des Kennfeldes kann dann als dynamische Saturierung der Führungsgröße für das angeforderte Unterstützungsmoment verwendet werden. Zur einfacheren Darstellung der Wirksamkeit dieser Maßnahme kann man die simulierten Eigenschaften des Elektromotors an drei diskreten Stützstellen für den Motorstrom untersuchen. Um eine möglichst hohen Abdeckungsgrad für das Kennfeld sicher zu stellen, wurde der Maximalstrom, ein durchschnittlicher Stromwert und ein kleiner Wert für den Strom gewählt. Das Modell des Elektromotors wird dazu mit einer linear sinkenden Last bei gleichbleibend hoher Sollanforderung für das Wunschmoment be-

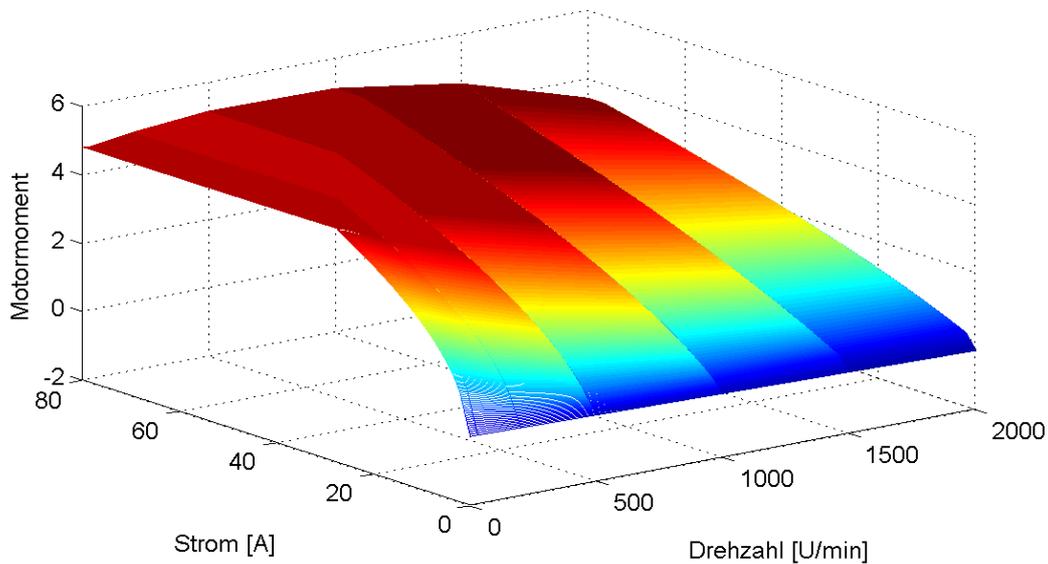


Abbildung 2.16: Kennfeld des Elektromotors

aufschlägt. Die Simulationsergebnisse sind in Abbildung 2.17 im Vergleich zu den jeweiligen Ausschnitten aus dem gemessenen Motorkennfeld aus Abbildung 2.16 dargestellt. Die Abbildung 2.17 zeigt, dass sich auf diesem Wege die Eigenschaften des elektrischen Antriebs bei dieser globalen Betrachtungsebene hinreichend gut modellieren lassen. Ungenauigkeiten entstehen nur bei sehr kleinen und äußerst hohen Drehzahlen. Da in dieser Arbeit die Modellierungsunschärfe z.B. bezüglich der Reibung weit über der bereits vorhandenen Abbildegenauigkeit des Elektromotors liegt, müssen hierbei keine weiteren Verbesserungen vorgenommen werden.

2.4.4 Parametrierung des Modells der hydraulischen Servolenkung

Zum Abschluss der Bedatung der vorliegenden Modelle, müssen noch die Parameter für die hydraulische Servolenkung hinsichtlich ihrer Eignung validiert werden. Die rein mechanischen Parameter dieser Servolenkungsvariante, wie die Masse der Zahnstange, ihre viskose Dämpfung, die Drehstabsteifigkeit, die Ritzelübersetzung und die Kolbenfläche lassen sich direkt aus den Entwurfsdaten ableiten. Die relevanten Größen zur Parametrierung des hydraulischen Aktors, wie die hydraulische Induktivität, den Leckageverlust und den Durchfluss-Druck-Koeffizienten wurden [Isermann, 2005] entnommen. Eine Zusammenfassung der damit vorgegebenen Parameter der hydraulischen Servolenkung ist in der Tabelle 2.4 gegeben. Die nichtlineare Kennlinie der Durchflussverstärkung des Drehschieberventils K_V wurde anhand von Messdaten einer vorhandenen hydraulischen Servolenkung aus dem Sportwagensegment abgeleitet. In Abbildung 2.18 ist zur Veranschaulichung die Durchflussverstärkung K_V über der Winkeldifferenz zwischen Ritzel und unterer Lenksäule dargestellt. Die Winkeldifferenz steht damit in direkter Proportionalität

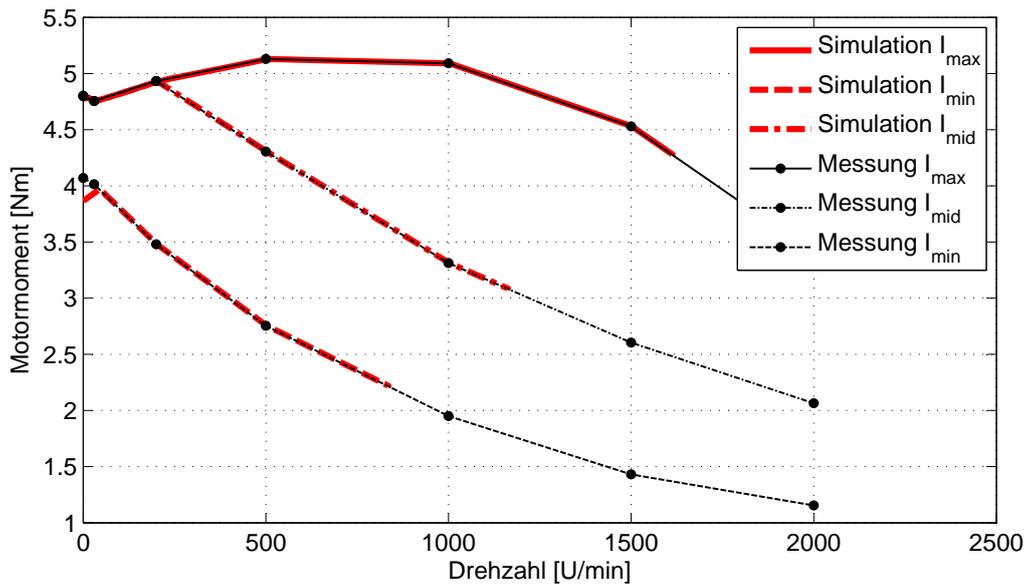


Abbildung 2.17: Vergleich der gemessenen und der simulierten Kennlinie des Elektromotors auf gleichem Stromniveau

zur an der Zahnstange anliegenden Unterstützungskraft.

Für den angedachten Verwendungszweck des Modells ist seine Aussagekraft gegeben, wenn die Korrelation zwischen Druckaufbau der Unterstützungseinheit und Moment am Drehstab im Vergleich zwischen Modell und Realität hinreichend stimmig ist und wenn die Absolutwerte des Drehstabmoments in den betrachteten Situationen hinreichend genau abgebildet werden. Zur Validierung des Modells wurde daher auf Prüfstandsmessungen einer hydraulischen Servolenkung zurückgegriffen. In Abbildung 2.19 ist dazu das Verhalten des Modells im Vergleich zu den genannten Prüfstandsmessungen bei einer sinusoidalen Lenkbewegung bei einer Frequenz von 0.01 Hz und einer Amplitude von 50° Lenkradwinkel dargestellt. Im oberen Diagramm ist dazu bei aktiver Lenkkraftunterstützung der Vergleich zwi-

Parameter	Wert	Einheit	Bedeutung
m_Z	2,5	kg	Masse der Zahnstange
d_Z	$4,5e^3$	Ns/m	viskose Dämpfung
c_{DS}	2,5	Nm/rad	Steifigkeit des Drehstabs
i_{RZ}	$0,055/2\pi$	m/rad	Ritzelübersetzung
A	$1e^{-3}$	m^2	wirksame Kolbenfläche
$\frac{V_{tot}}{4\beta}$	$\frac{2 \cdot 3.2e^{-4}}{4.2e^9}$	$\frac{m^4}{kg} s^2$	hydraulische Induktivität
$C_{1 \rightarrow 2}$	$1e^{-4}$	$\frac{m^3}{Pa \cdot s}$	Leckageverlust über Dichtung
K_C	$6e^{-10}$	$\frac{m^3}{Pa \cdot s}$	Durchfluss-Druck-Koeffizient

Tabelle 2.4: Grundbedatung der hydraulischen Servolenkung

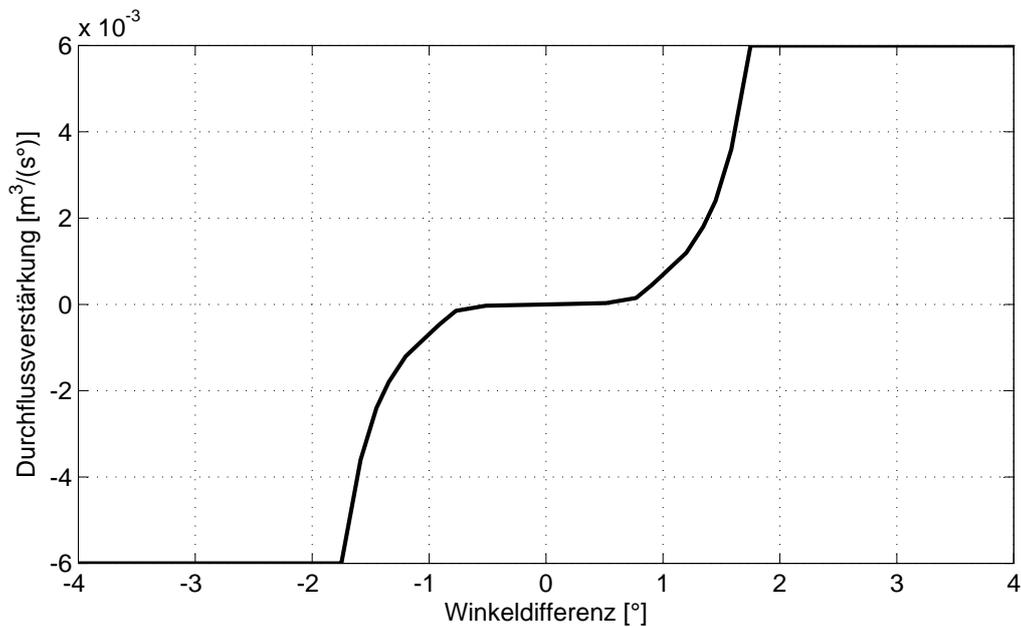


Abbildung 2.18: Kennlinie der Durchflussverstärkung KV des Drehschieberventils einer hydraulischen Servolenkung

schen dem Druckaufbau des Modells und der Messung gezeigt. Zur Auswertung können beim Druckaufbau, durch die Messtechnik bedingt, nur die Halbschwingungen mit richtungsgebunden positivem Vorzeichen herangezogen werden. Die jeweilige Halbschwingung mit richtungsgebunden negativem Vorzeichen ist nicht dargestellt. Daher muss zur Korrelation mit den dargestellten Momentenverläufen das Diagramm des Druckaufbau gedanklich um eine halbe Periode verschoben und an seiner Abszisse gespiegelt werden. Im mittleren Diagramm ist dazu das bei aktiver Servounterstützung anliegende Moment am Drehstab ausgewertet. Im unteren Diagramm wurde der Vergleich zwischen den Drehstabmomenten aus Messung und Simulation mit abgeschalteter hydraulischer Unterstützung wiederholt, um auch eine Grundaussage über die Eignung der rein mechanischen Parameter machen zu können. Wie Abbildung 2.19 zeigt, ist die Aussagekraft des Modells hinsichtlich der Einhaltung der maximalen Amplituden und des Frequenzfolgeverhaltens sehr gut. Verbesserungspotenziale gibt es noch in der Abbildung des Kraftverlaufs bei Lenkrichtungswechsel über der Zeit. Da in dieser Arbeit jedoch vor allem das Frequenzverhalten bei entsprechender Darstellung der Maximalwerte eine Rolle spielt, gilt das Modell nach diesem Abgleich für niedrige Frequenzen als hinreichend genau validiert.

Zur Bewertung des Rückmeldeverhaltens ist jedoch auch die Aussagekraft des Modells bei höheren Frequenzen wichtig. Aus diesem Grund wurde analog zu Abbildung 2.19 der Vergleich zwischen Messung und Simulation bei einer Lenkfrequenz von 2 Hz und einer gleichbleibenden Amplitude von 50° wiederholt und in Abbildung 2.20 dargestellt. Die gewählte Anregung entspricht einer maxima-

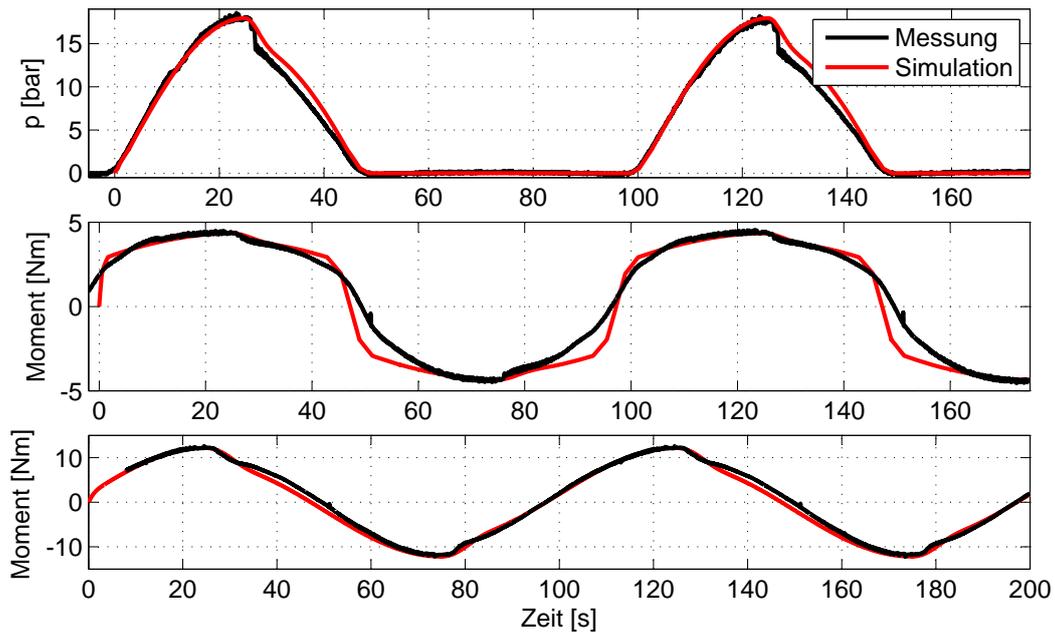


Abbildung 2.19: Vergleich des gemessenen und des simulierten Verhaltens der HPS bei 0,01 Hz Lenkanregung

len Lenkradwinkelgeschwindigkeit von $628 \text{ }^\circ/\text{s}$ bei einer Durchschnittswinkelgeschwindigkeit von $400 \text{ }^\circ/\text{s}$. Diese Anregung entspricht den dynamischen Anforderungen an ein Lenkgetriebe oberhalb des Komfortbereichs, jedoch unterhalb der Maximalforderung. Daher lässt sich über diesen Vergleich eine hinreichend genaue Aussage über die Genauigkeit des Modell im Arbeitsbereich bei höheren und hohen Lenkfrequenzen treffen. In Abbildung 2.20 erkennt man im oberen Zeitschrieb, dass die Modellierung des Druckaufbaus der HPS in ihren Maximalwerten gute Übereinstimmungen ergibt. In der Messung ist jedoch zwischen den dominanten Schwingungen eine Oberwelle zu erkennen, die durch das Modell nicht wiedergegeben wird. Dieser Effekt ist zeitlich genau dort zu finden, wo die untere Halbschwingung nicht dargestellt ist. Wegen des geringen Betrags diese Oberschwingung und der daraus resultierenden geringen Bedeutung für die Maximalwerte der Rückmeldung, kann dieser Effekt jedoch in der weiteren Betrachtung vernachlässigt werden.

Die im mittleren und unteren Diagramm von Abbildung 2.20 dargestellten Verläufe des Drehstabmoments bei aktiver und inaktiver Servounterstützung sind in ihrer Güte auf gleichem Niveau wie ihre korrespondierenden Verläufe aus Abbildung 2.19 bei niedrigen Frequenzen. Auch hier sind Frequenzfolgeverhalten und Amplitudentreue des Modells gegeben. Auf dieser Grundlage kann das Modell der hydraulischen Servolenkung und ihre hier verwendeten Parameter als für den Verwendungszweck hinreichend genau bestätigt werden.

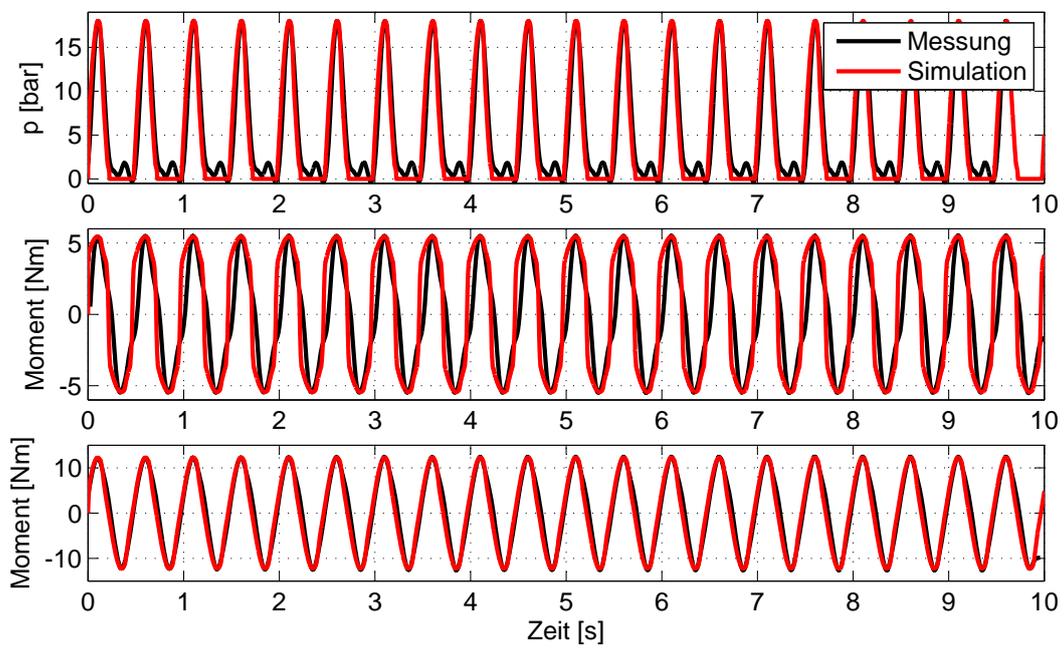


Abbildung 2.20: Vergleich des gemessenen und des simulierten Verhaltens der HPS bei 2 Hz Lenkanregung

Kapitel 3

Systemanalyse

In diesem Kapitel werden die hydraulische und die elektromechanische Servolenkung hinsichtlich ihrer rückmeldungsrelevanten Eigenschaften analysiert. Dazu wird zunächst der rein mechanische Einfluss beider Systeme betrachtet, dies erfolgt mit Hilfe der jeweiligen Übertragungsfunktionen. Anschließend erfolgt eine Bewertung der Auswirkung der hydraulischen und der elektromechanischen Servounterstützung auf die Lenkungsrückmeldung. In diesem Kontext wird eine These abgeleitet, die als Grundgedanke des in dieser Arbeit vorgestellten Regelungsansatzes dient. Abschließend wird das Thema Stabilität und Robustheit des aus der These resultierenden Ansatzes kurz betrachtet.

3.1 Identifikation der dominanten Eigenschaften zur Reduktion der Rückmeldung bei elektromechanischen Servolenkungen

In diesem Abschnitt werden die Systemparameter identifiziert, welche für die Rückmeldung von Lenksystemen dominante Eigenschaften haben. Die Nutz- und Störinformationen der Lenkungsrückmeldung werden im Störübertragungspfad der Lenksysteme an den Fahrer übermittelt. Da die hydraulische Servolenkung bereits über eine mehr als befriedigende Rückmeldung verfügt, wird diese zum Vergleich mit der elektromechanischen Lenkung als Referenz herangezogen. Im Folgenden wird zunächst die Störübertragungsfunktion der mechanischen Komponenten einer hydraulischen und einer elektromechanischen Servolenkung untersucht, bevor auf die spezifischen Eigenschaften der eigentlichen hydraulischen bzw. elektromechanischen Aktoren eingegangen wird.

Störübertragungsfunktion der mechanischen Komponenten einer hydraulischen Servolenkung

Als Ausgangspunkt für die Analyse wird die Bewegungsgleichung der hydraulischen Servolenkung 2.10 herangezogen und an dieser Stelle der Einfachheit halber

noch einmal genannt

$$m_Z \ddot{x}_Z = -d_Z \dot{x}_Z - c_{DS} \frac{x_Z}{i_{RZ}^2} + c_{DS} \frac{\varphi_{LS}}{i_{RZ}} - F_{ext} + F_{hydr} . \quad (3.1)$$

Um ein schwingungsfähiges, rein mechanisches System zu erhalten, wird die Lenksäule als starr eingespannt angenommen und die Unterstützungskraft F_{hydr} zu "Null" gesetzt. Dadurch folgt aus Gleichung 3.1

$$m_Z \ddot{x}_Z = -d_Z \dot{x}_Z - c_{DS} \frac{x_Z}{i_{RZ}^2} - F_{ext} . \quad (3.2)$$

Nach Anwendung der Laplace Transformation (vgl. [Papula, 2000], [Bronstein et al., 2001]) am Arbeitspunkt $[x_Z(0), \dot{x}_Z(0)] = \underline{0}$ folgt die Störübertragungsfunktion der hydraulischen Servolenkung zu

$$G_{dx}(s) = \frac{x_Z(s)}{F_{ext}(s)} = - \frac{\underbrace{\frac{i_{RZ}^2}{c_{DS}}}_{K_1}}{\underbrace{\frac{i_{RZ}^2 m_Z}{c_{DS}}}_{T_2} s^2 + \underbrace{\frac{i_{RZ}^2 d_Z}{c_{DS}}}_{T_1} s + 1} . \quad (3.3)$$

Dabei beschreibt $G_{dx}(s)$ die Auswirkungen einer externen Kraft F_{ext} auf die Position der Zahnstange im Frequenzbereich. Rechnet man durch den Ausdruck

$$M_{DS} = - \frac{c_{DS}}{i_{RZ}} x_Z \quad (3.4)$$

die Störübertragungsfunktion $G_{dx}(s)$ aus Gleichung 3.3 in die Störübertragungsfunktion $G_dM(s)$ mit dem Drehstabmoment als Ausgangsgröße um, so erhält man die Funktion

$$G_dM(s) = \frac{M_{DS}(s)}{F_{ext}(s)} = - \frac{\underbrace{i_{RZ}}_{K_2}}{\underbrace{\frac{i_{RZ}^2 m_Z}{c_{DS}}}_{T_2} s^2 + \underbrace{\frac{i_{RZ}^2 d_Z}{c_{DS}}}_{T_1} s + 1} . \quad (3.5)$$

Man erhält ein Verzögerungsglied 2. Ordnung, welches sich leicht interpretieren lässt.

Im Allgemeinen sind Lenksysteme auf einen hohen Wirkungsgrad ausgelegt. Daher kann man annehmen, dass das Dämpfungsmaß ζ in der Regel kleiner 1 ist. In Analogie zum allgemeinen Einmassenschwinger folgt daraus für die ungedämpfte Eigenfrequenz ω_0 und die Dämpfungsrate ζ der Mechanik einer hydraulischen Servolenkung

$$\omega_0 = \frac{1}{T_2} = \sqrt{\frac{c_{DS}}{i_{RZ}^2 m_Z}} = \frac{1}{i_{RZ}} \sqrt{\frac{c_{DS}}{m_Z}} , \quad (3.6)$$

$$\zeta = \frac{T_1}{2T_2} = \frac{i_{RZ}d_Z}{2\sqrt{m_Z^*c_{DS}}} = i_{RZ} \frac{d_Z}{2\sqrt{m_Z^*c_{DS}}} . \quad (3.7)$$

Störübertragungsfunktion der mechanischen Komponenten einer elektromechanischen Servolenkung

Bei der Bestimmung der Störübertragungsfunktion der elektromechanischen Servolenkung wird analog zu dem Verfahren zur Bestimmung der Störübertragungsfunktion der hydraulischen Servolenkung vorgegangen. Als Ausgangspunkt für die Analyse wird die Bewegungsgleichung der elektrischen Servolenkung 2.81 herangezogen und an dieser Stelle der Einfachheit halber ebenfalls noch einmal genannt

$$m_Z^*\ddot{x}_Z + d_Z^*\dot{x}_Z + c_{DS} \frac{x_Z}{i_{RZ}^2} = -F_{ext} + \frac{i_R}{i_{KGT}} T_{BLDC} + c_{DS} \frac{\varphi_{LS}}{i_{RZ}} . \quad (3.8)$$

Um ein schwingungsfähiges, rein mechanisches System zu erhalten, wird die Lenksäule als starr eingespannt angenommen und das Unterstützungsmoment T_{BLDC} zu "Null" gesetzt. Dadurch folgt aus Gleichung 3.8

$$m_Z^*\ddot{x}_Z + d_Z^*\dot{x}_Z + c_{DS} \frac{x_Z}{i_{RZ}^2} = -F_{ext} . \quad (3.9)$$

Wegen der starken Ähnlichkeit der Gleichungsstruktur von 3.9 und 3.2 wird nachfolgend direkt die Störübertragung von Kräften an der Zahnstange zum Drehstabmoment ohne die Ausführung weiterer Zwischenschritte angegeben:

$$G_d M(s) = \frac{M_{DS}(s)}{F_{ext}(s)} = - \frac{\overbrace{i_{RZ}}^{K_2}}{\underbrace{i_{RZ}^2 m_Z^*}_{T_2^2} s^2 + \underbrace{i_{RZ}^2 d_Z^*}_{T_1} s + 1} . \quad (3.10)$$

Daraus folgt erneut in Analogie zum allgemeinen Ein-Massen-Schwinger für die ungedämpfte Eigenfrequenz ω_0 und die Dämpfungsrate ζ der Mechanik einer elektromechanischen Servolenkung

$$\omega_0 = \frac{1}{T_2} = \sqrt{\frac{c_{DS}}{i_{RZ}^2 m_Z^*}} = \frac{1}{i_{RZ}} \sqrt{\frac{c_{DS}}{m_Z^*}} , \quad (3.11)$$

$$\zeta = \frac{T_1}{2T_2} = \frac{i_{RZ}d_Z^*}{2\sqrt{m_Z^*c_{DS}}} = i_{RZ} \frac{d_Z^*}{2\sqrt{m_Z^*c_{DS}}} . \quad (3.12)$$

Ein Vergleich der Ausdrücke in den Gleichungen 3.6 und 3.11, sowie 3.7 und 3.12 zeigt sofort die Strukturähnlichkeit der beiden mechanischen Systeme. Aus den Gleichungen 3.5 und 3.10 ist zusätzlich abzulesen, dass die Grundverstärkungen der Störübertragungsfunktionen mit $K_2 = i_{RZ}$ für beide Systeme identisch sind. Dem zur Folge sind die prinzipiellen parametrischen Zusammenhänge auch gleich.

Der Frequenzinhalt der Störübertragungsfunktion ist in diesem einfachen linearen Vergleich für beide Systeme abhängig von der ungedämpften Eigenfrequenz ω_0 und der Dämpfungsrate ζ . Dies bedeutet, dass rein mechanisch über die Parameter c_{DS} , i_{RZ} , m_Z , m_Z^* , sowie d_Z und d_Z^* Einfluss auf den Frequenzinhalt der Störübertragung genommen werden kann. In den Gleichungen 3.1 bis 3.12 kommen unverändert nur die Drehstabsteifigkeit c_{DS} und das Übersetzungsverhältnis i_{RZ} vor. Zusätzlich ist es innerhalb schmalere Grenzen am ehesten möglich die Steifigkeit des Drehstabs c_{DS} und/oder das Übersetzungsverhältnis i_{RZ} zu variieren. Im Folgenden wird daher zunächst die Variation dieser Parameter besprochen, bevor der Einfluss der verbleibenden Parameter diskutiert wird.

Aus den Gleichungen 3.6 und 3.11 ist ersichtlich, dass sich die ungedämpfte Eigenfrequenz ω_0 reziprok mit dem Übersetzungsverhältnis zwischen Ritzel und Zahnstange i_{RZ} ändert. Gleichzeitig zeigen die Gleichungen 3.7 und 3.12, dass sich dabei die Dämpfungsrate in einem linearen Verhältnis anpasst. Wird also i_{RZ} reduziert, so verschiebt sich die Eigenfrequenz des Systems in Richtung höherer Werte und das Dämpfungsmaß wird reduziert. Die Anwendung des Anfangswertsatzes der Laplacetransformation auf die Gleichungen 3.5 und 3.10 ergibt jedoch, dass eine Änderung des Übersetzungsverhältnisses i_{RZ} in die Grundverstärkung der Störübertragung K_2 mit dem Faktor i_{RZ} eingeht. Eine Verkleinerung von i_{RZ} hat also auch eine Reduktion des Betrags der Rückmeldung bei kleinen Frequenzen zur Folge. Unter Umständen kann diese dann unterhalb der Wahrnehmungsschwelle des Menschen liegen.

Dem hingegen verhalten sich die Eigenfrequenz ω_0 und die Dämpfungsrate ζ bei einer Veränderung von c_{DS} umgekehrt proportional zum Verhalten bei einer Änderung von i_{RZ} . Außerdem gehen Änderungen der Drehstabsteifigkeit immer nur mit dem Faktor $\sqrt{c_{DS}}$ in die betrachteten Gleichungen ein. Es ist also im Verhältnis zu i_{RZ} eine im Quadrat größere Änderung der Drehstabsteifigkeit notwendig, um die gleichen Effekte zu erzielen. Trotzdem führt eine Erhöhung der Drehstabsteifigkeit natürlich zu einer Verschiebung der Eigenfrequenz ω_0 in Richtung höherer Frequenzen und zu einer Reduktion des Dämpfungsmaßes ζ . Die Grundverstärkung bleibt bei $\omega = 0$ durch eine Änderung der Drehstabsteifigkeit c_{DS} unverändert.

Wie Eingangs erwähnt besteht prinzipiell auch die Möglichkeit, den Frequenzgang der Störübertragung direkt über die Trägheiten m_Z und m_Z^* , sowie die Dämpfungsterme d_Z und d_Z^* zu beeinflussen.

Dabei führt nach den Gleichungen 3.6 und 3.11, sowie 3.7 und 3.12 eine Reduktion der Masse m_Z oder m_Z^* zu einer Erhöhung der Eigenfrequenz ω_0 bei gleichzeitiger Erhöhung der Dämpfungsrate ζ . Allerdings muss dabei beachtet werden, dass bei elektromechanischen Servolenkungen in achsparalleler Bauweise die Ersatzmasse

$$m_Z^* = \left[J_{BLDC} \frac{i_R^2}{i_{KGT}^2} + J_{KGT} \frac{1}{i_{KGT}^2} + m_Z \right] \quad (3.13)$$

ist. Die Tragweite dieses Zusammenhangs wird umso eindeutiger, wenn man Gleichung 3.13 mit realistischen Übersetzungsverhältnissen und Trägheitsmomenten der Komponenten auswertet. Dabei ergeben sich für den Vergleich der Systeme

Verhältnisse von $m_Z^* = 400 \dots 900 \cdot m_Z$. Dies bedeutet, dass systemimmanent die Eigenfrequenz ω_0 der Mechanik einer elektromechanischer Servolenkung um den Faktor 20 bis 30 geringer ist, als bei einem vergleichbaren hydraulischem System.

Die Dämpfungsterme d_Z und d_Z^* haben nach Gleichung 3.7 und 3.12 einen linearen Einfluss auf die Dämpfungsrate ζ . Eine Erhöhung/Verringerung von d_Z bzw. d_Z^* hat also auch eine direkt proportionale Erhöhung/Verringerung der Dämpfungsrate ζ zur Folge. Wie zuvor bei der Ersatzmasse m_Z^* muss aber auch hier beachtet werden, dass die Ersatzdämpfung der elektromechanischen Servolenkung

$$d_Z^* = \left[d_Z + \frac{d_{KGT}}{i_{KGT}} + \frac{d_{BLDCiR}}{i_{KGT}} \right] \quad (3.14)$$

ist. Damit sind die Auswirkungen auf die Dämpfungsrate ζ nicht allgemein quantitativ zu belegen. Inwieweit sich also die Dämpfungsrate ζ bei einer elektrischen Servolenkung gegenüber einer vergleichbaren hydraulischen Lenkung ändert hängt vom Verhältnis $\frac{d_Z^*}{\sqrt{m_Z^*}}$ ab.

Die voranstehend erläuterten Überlegungen haben gezeigt, dass die Parameter c_{DS} und i_{RZ} dazu geeignet sind, das Übertragungsverhalten sowohl der hydraulischen als auch der elektromechanischen Servolenkung zu beeinflussen und dass die verminderte Rückmeldung bei elektromechanischen Lenksystemen in achsparalleler Ausführung bei der Betrachtung der rein mechanischen Komponenten im Wesentlichen auf die stark erhöhte Massenträgheit zurückzuführen ist. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die rein mechanischen Parameter nicht ausreichend Spielraum bieten, um die Rückmeldung einer elektromechanischen Servolenkung auf das volle Frequenzband der Nutzinformationen zu erweitern. Unberücksichtigt blieben in diesem Vergleich die Rolle der hydraulischen bzw. elektrischen Aktoren. Der Beantwortung dieser Frage widmet sich der nächste Abschnitt.

Störübertragungsfunktionen der elektromechanischen und hydraulischen Servolenkungen

Das Störübertragungsverhalten der elektromechanischen und der hydraulischen Servolenkung unter Berücksichtigung ihrer jeweiligen Aktoren lässt sich, wegen der damit verbundenen Erhöhung der Systemordnung, nicht mehr anschaulich durch das Auswerten der analytischen Repräsentationen ihrer Störübertragungsfunktionen behandeln. Aus diesem Grund wird zur Auswertung ihres Übertragungsverhaltens auf die numerische Simulation zurückgegriffen.

Als Basis für die Untersuchungen dienen das vereinfachte Modell der elektromechanischen Servolenkung aus Gleichung 2.76 und das Modell der hydraulischen Servolenkung aus Gleichung 2.34 mit ihren jeweiligen nichtlinearen Erweiterungen zur Berücksichtigung der Reibung. Das Modell der elektromechanischen Servolenkung wurde so parametrisiert, dass innerhalb der technisch möglichen und realistischen Grenzen die Rückmeldung maximal wird. Die genannten Systemgleichungen sind mit Hilfe des Simulationswerkzeugs Matlab/Simulink in entsprechende Simulationsmodelle umgesetzt worden. Ziel ist es, die Störübertragungsfunktionen ge-

eignet zu approximieren. Dazu wird beiden Systemen eine externe Störung in Form eines Sinus-Sweep im Frequenzbereich von 0 bis 30 Hz mit einer Amplitude von 500 N aufgeprägt und die entsprechende Drehstabilitätsantwort aufgezeichnet. Über den Quotienten des Kreuzleistungsdichte- und des Leistungsdichtespektrums P_{Md} und P_{dd}

$$T_{dM}(f) = \frac{P_{Md}(f)}{P_{dd}(f)} \quad (3.15)$$

des Eingangs- und Ausgangssignals $d = F_{ext}$ und $M = M_{DS}$ lässt sich die Störübertragungsfunktion relativ genau ermitteln (vgl. Kapitel 5.2.4, [Hayes, 1996], [Stoica und Moses, 1997], [Welch, 1967]). Matlab® bietet zur Auswertung der Gleichung 3.15 die Funktion *tfestimate* (vgl. [MathWorks, 1992a], [MathWorks, 1992b]). Damit lässt sich der Frequenzgang der Störübertragung der beiden Simulationsmodelle berechnen und anschließend zur Interpretation in einem Bode-Diagramm darstellen.

Zunächst wird das Verhalten der Systeme unter Einbeziehung der Hydraulik bzw. des Elektromotors ohne die Anforderung einer Unterstützungskraft betrachtet. Beide Systeme befinden sich also in einem passiven Zustand. Das Ergebnis der Simulationen ist in einem Vergleich der Frequenzgänge der Störübertragung für die elektromechanische und die hydraulische Servolenkung mit inaktiver Aktorik in Abbildung 3.1 gezeigt. Neben den mechanischen Eigenschaften der beiden

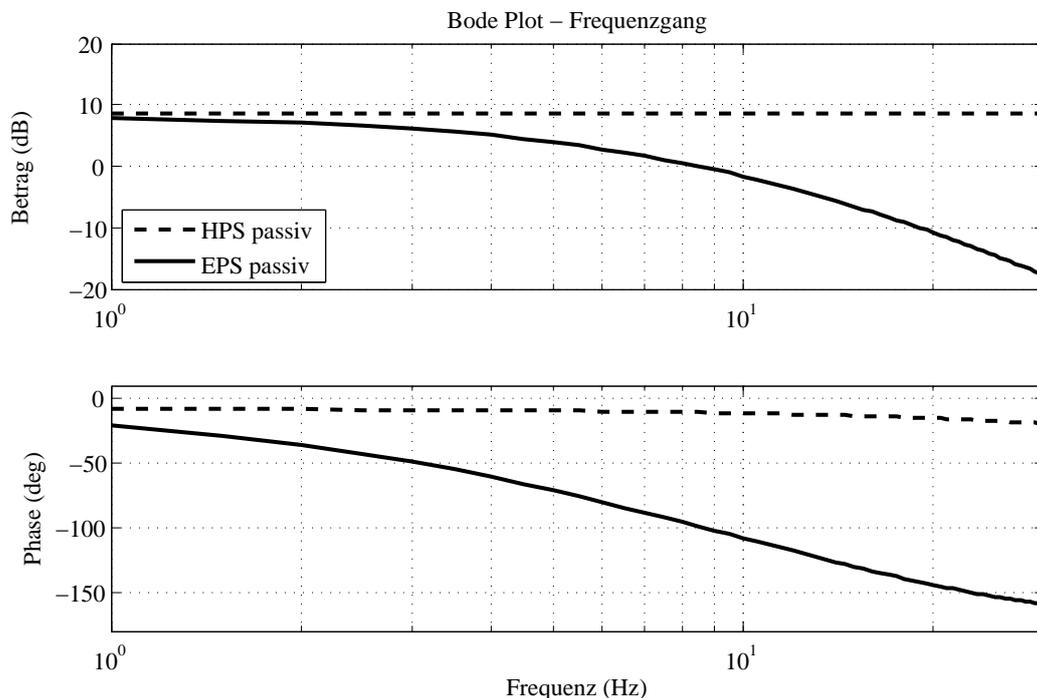


Abbildung 3.1: Vergleich der Frequenzgänge der Störübertragungsfunktionen der HPS und der EPS mit inaktiver Aktorik

Lenksysteme sind nun auch die aus der Aktorik stammenden Effekte und die nicht-lineare Reibung berücksichtigt. Es zeigt sich, dass auch unter Einbeziehung der hy-

draulischen und elektrischen Komponenten der starke Tiefpassfilter-Charakter der elektromechanischen Servolenkung erhalten bleibt. Die nichtlineare Reibung hat einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Absolutwerte der Rückmeldung und senkt die Phase gegenüber den reibungsfreien Modellen leicht ab. Dies ist anhand eines Vergleichs der Frequenzgänge der elektromechanischen und der hydraulischen Servolenkung mit inaktiver Aktorik in Abbildung C.1 im Anhang C gezeigt. Die zuvor auf Basis der rein mechanischen Störübertragungsfunktionen der Systeme getroffenen Aussagen bleiben aber qualitativ unverändert.

Zur Vervollständigung der Untersuchungen zur Störübertragung bei elektromechanischen und hydraulischen Lenksystemen werden abschließend beide Systeme bei aktiver Unterstützung betrachtet. Für die hydraulische Servolenkung wird dabei das Modell aus Gleichung 2.39 verwendet. Für die elektromechanische Servolenkung wird das Modell aus Gleichung 2.76 mit einem einfachen PI-Regler realisiert. Dabei wird als Führungsgröße das Motormoment T_{BLDC} gewählt. Dieses Vorgehen entspricht der bei der *Kennfeldregelung* elektromechanischer Lenksysteme üblichen Realisierung. Die Kennlinien für die Basisunterstützung und die mechanischen Parameter der Systeme sind in gleichen Bauteilen für die hydraulische und die elektromechanische Servolenkung identisch gewählt, um das Simulationsergebnis nicht zu verfälschen. Beide Modelle werden um einen entsprechend angepassten nichtlinearen Reibungsterm ergänzt. Die Ergebnisse der Simulationen sind in Abbildung 3.2 in einem Bode-Diagramm gezeigt. Zum Vergleich sind dabei die Frequenzgänge bei passiv geschalteten Aktoren analog der Abbildung 3.1 erneut dargestellt.

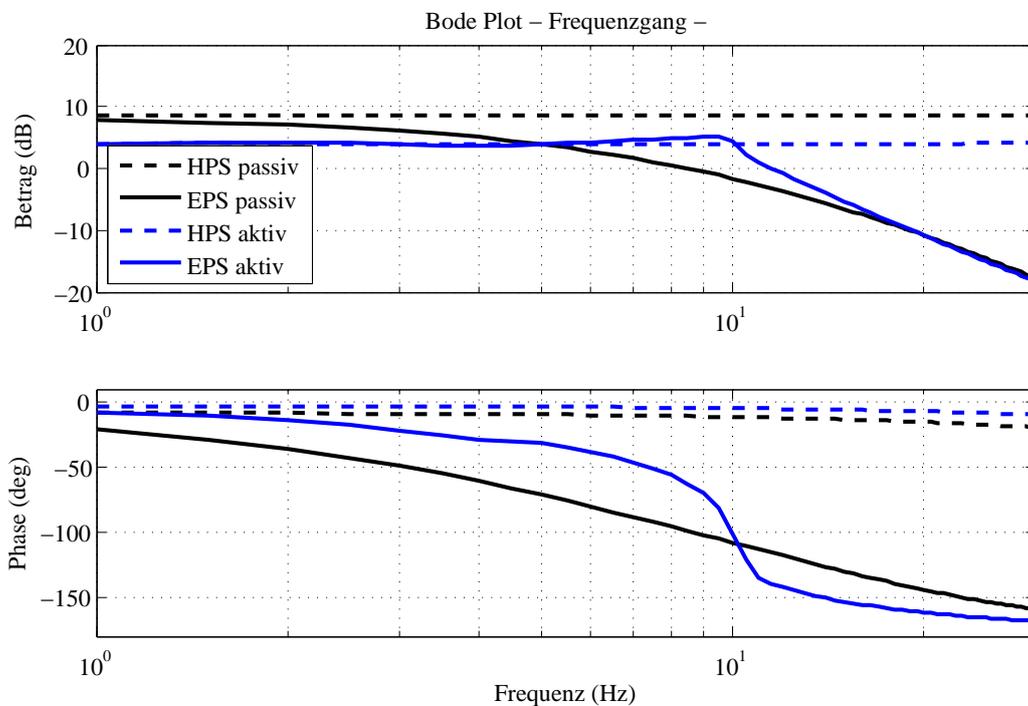


Abbildung 3.2: Vergleich der Frequenzgänge der Störübertragungsfunktionen der HPS und der EPS mit inaktiver und aktiver Aktorik

Anhand der Verläufe im Betragsgang erkennt man deutlich, dass auch bei aktiver Unterstützungskraft der wesentliche Trend bezüglich der Eckfrequenzen von HPS und EPS erhalten bleibt. Die Absolutwerte der Rückmeldung sind dabei in einem weiten Frequenzbereich niedriger als bei den inaktiven Systemen. Lediglich im Resonanzbereich der aktiven elektromechanischen Servolenkung liegt der Betragsgang leicht oberhalb des Betragsgangs des Systems bei inaktiver Aktorik und auch oberhalb des Betragsgangs der aktiven hydraulischen Servolenkung. Die nichtlineare Reibung führt, wie bei den passiven Systemen, zu einer leichten Absenkung der Absolutwerte im Betragsgang. Die Abweichungen sind aber, insbesondere bei der elektromechanischen Servolenkung, geringer als bei den passiven Systemen, wie Abbildung C.2 in Anhang C zeigt. Die Eckfrequenz der Störübertragung der elektromechanischen Servolenkung verschiebt sich zwar weiter in Richtung höherer Frequenzen, bleibt aber dennoch unterhalb von 10 Hz . Da die Grenzfrequenz¹ der Nutzinformationen im Störübertragungspfad nach [Brunn und Harrer, 2004] bei ca. 15 Hz liegt, kann mit dieser Art der Regelung einer elektromechanischen Servolenkung nicht das vollständige Frequenzband an Nutzinformationen erschlossen werden.

Im Abschnitt 2.2.1 wurde gezeigt, dass die hydraulische Servolenkung durch ihre Bauart bedingt über einen P-Regler verfügt. Dieser Reglertyp ist hinreichend und notwendig, um mit einer HPS ein Führungs- und Störgrößenübertragungsverhalten zu realisieren, welches vom Kunden nicht nur akzeptiert, sondern auch geschätzt wird. Großartige Änderungen an der Reglerstruktur sind bei hydraulischen Lenksystemen also weder wünschenswert noch notwendig. Daraus kann der Schluss gezogen werden, dass die wünschenswerten haptischen Eigenschaften der HPS nicht durch die Komplexität ihres Reglers bestimmt werden, sondern eine Struktureigenschaft der hydraulischen Servolenkung sind.

Bei der elektromechanischen Servolenkung ist durch die Verwendung eines Steuergeräts eine weit größere Anzahl an Reglern realisierbar. Im Prinzip lässt sich bei der EPS das volle Potenzial der digitalen Regelungstechnik ausschöpfen. Dennoch ist es bislang nicht gelungen, elektromechanischen Lenksystemen ein authentisches, der HPS ähnliches, Lenkgefühl aufzuprägen. Wünschenswerte haptische und passive Eigenschaften der Systeme werden stattdessen durch komplexe Funktionen künstlich erzeugt, weniger wünschenswerte Eigenschaften werden symptomatisch durch neue Module bekämpft.

Es konnte gezeigt werden, dass der Frequenzgang des rückmeldungsrelevanten Störübertragungspfades der aktiven und inaktiven hydraulischen und elektromechanischen Servolenkung durch die Struktur der Mechanik dominiert wird. Die Eigenschaften der hydraulischen und elektrischen Komponenten spielen für den Vergleich eine untergeordnete Rolle. Bei ausreichender Dimensionierung sorgen sie lediglich für eine leicht stärkere Bedämpfung der Systeme im passiven Zustand und für einen Zeitverzug bei der Vorgabe einer Unterstützungskraft. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass bei elektromechanischen Lenksystemen die Regelungstechnik großen Einfluss auf die Störübertragung hat, ihre Potenziale jedoch noch nicht ausgeschöpft

¹Die Grenzfrequenz der Nutzinformationen ist in Abbildung 4.1 in Kapitel 4.2 beschrieben.

sind. Klassische Regler, die ein hohes Maß an Störgrößenunterdrückung anstreben, sind für elektromechanische Lenksysteme nicht zielführend. Auch die Komplexität eines Regler ist, wenn man die hydraulische Servolenkung zugrunde legt, nicht ausschlaggebend. Vielmehr sollte ein Regelungsansatz gewählt werden, welcher ein gutes Führungsübertragungsverhalten bietet und dabei gleichzeitig die Struktureigenschaften der hydraulischen Servolenkung im Störgrößenübertragungspfad nachahmt.

These *Wenn es gelingt, durch einen geeigneten Regler und eine geeignete Änderung der Reglerstruktur einer elektromechanischen Servolenkung die Systemträgheit der EPS sowohl im Führungs- als auch im Störgrößenübertragungspfad zu kompensieren, so wird sich eine EPS systemimmanent haptisch ähnlich oder im Idealfall identisch einer hydraulischen Servolenkung verhalten.*

Den vorangegangenen Ausführungen und der *These* entsprechend sind sich die hydraulische und die elektromechanische Servolenkung strukturähnlich, wenn die Systemträgheit des Unterstützungsgetriebes die Informationsübertragung für die Rückmeldung nicht behindert und wenn die Unterstützungskraft direkt auf die Zahnstange wirkt. Dazu muss zu jedem Zeitpunkt die Kraft zwischen Zahnstange und Kugelumlaufgetriebe bekannt sein und als Regelgröße festgelegt werden. In diesem Fall wird in einem quasistationären Fahrzustand, in dem sich die Unterstützungskraftanforderung nicht ändern muss, bei einer externen Anregung das Unterstützungsgetriebe der genannten Anregung ausweichen. Als Folge werden dem Fahrer rückmeldungsrelevante Informationen bereitgestellt, die ansonsten durch die Systemträgheit der EPS unter die menschliche Wahrnehmungsschwelle fallen würden.

Die folgenden Abschnitte und Kapitel widmen sich der Umsetzung der oben genannten These in einen Regelungsansatz und dem Vergleich mit bestehenden Ansätzen zur Regelung elektromechanischer Lenksysteme.

3.2 Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit des Systems

Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit sind systemimmanente Eigenschaften dynamischer Systeme. Durch ihre Kenntnis lassen sich wichtige Aussagen über die Lösbarkeit regelungstechnischer Problemstellungen machen, ohne ein dynamisches System vorab lösen zu müssen. Die Begriffe Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit sind um 1960 als erstes von Kalman eingeführt worden [Abel, 2007], [Lunze, 2008b]. Dabei heißt ein dynamisches System der Form

$$\dot{\underline{x}} = \mathbf{A}\underline{x} + \mathbf{B}\underline{u} \quad (3.16)$$

$$\underline{y} = \mathbf{C}\underline{x} + \mathbf{D}\underline{u} \quad (3.17)$$

steuerbar, wenn sein Zustand \underline{x} durch eine geeignete Eingangsgröße \underline{u} von jedem beliebigen Anfangszustand $\underline{x}(t_0)$ in den Endzustand $\underline{0}$ überführt werden kann.

Entsprechend heißt dann ein System der Form 3.16 *beobachtbar*, wenn bei bekannten Eingangsgrößen \underline{u} aus den Messgrößen \underline{y} in endlicher Zeit der Anfangszustand $\underline{x}(t_0)$ bestimmt werden kann [Abel, 2007].

Steuerbarkeit

Um die Steuerbarkeit eines dynamischen Systems zu ermitteln, gibt es verschiedene Verfahren. Die wohl am häufigsten in der Literatur zu findenden Kriterien sind die Steuerbarkeitskriterien nach Kalman, Gilbert und Hautus (vgl. [Lunze, 2008b]). In dieser Arbeit wird das Steuerbarkeitskriterium von Kalman zur Untersuchung der Steuerbarkeit der Systeme herangezogen.

Steuerbarkeitskriterium von Kalman: *Ein System (\mathbf{A}, \mathbf{B}) ist genau dann vollständig steuerbar, wenn die Steuerbarkeitsmatrix \mathbf{S}_S den Rang n hat.*

Dabei gibt n die Ordnung des Systems an und die Steuerbarkeitsmatrix ist definiert durch

$$\mathbf{S}_S = [\mathbf{B} \quad \mathbf{A}\mathbf{B} \quad \mathbf{A}^2\mathbf{B} \dots \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}] . \quad (3.18)$$

Beobachtbarkeit

Um die Beobachtbarkeit eines dynamischen Systems zu ermitteln, gibt es ebenfalls verschiedene Verfahren. In Analogie zu den Steuerbarkeitskriterien sind in der Literatur häufig die Beobachtbarkeitskriterien von Kalman, Gilbert und Hautus (vgl. [Lunze, 2008b]) zu finden. In dieser Arbeit wird das Beobachtbarkeitskriterium von Kalman zur Untersuchung der Beobachtbarkeit der Systeme herangezogen.

Beobachtbarkeitskriterium von Kalman: *Ein System (\mathbf{A}, \mathbf{C}) ist genau dann vollständig beobachtbar, wenn die Beobachtbarkeitsmatrix \mathbf{S}_B den Rang n hat.*

Dabei gibt n die Ordnung des Systems an und die Beobachtbarkeitsmatrix ist definiert durch

$$\mathbf{S}_B = \begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{C}\mathbf{A} \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^{n-1} \end{bmatrix} . \quad (3.19)$$

Anwendung auf das Systemmodell

Zur Realisierung eines Zustandsreglers muss die vollständige Steuerbarkeit eines Systems gewährleistet sein. Mit den Matrizen \mathbf{A} und \mathbf{B} aus dem Entwurfsmodell in Gleichung 2.76 und den Parametern aus Kapitel 2.4 folgt dann, dass der Rang der Steuerbarkeitsmatrix $\mathbf{S}_S = 5$ ist und damit der Systemordnung n entspricht. Das System ist also vollständig steuerbar.

Ein Zustandsregler setzt voraus, dass alle Systemzustände während der Regelung bekannt sind. In der technischen Praxis ist dies häufig aus messtechnischer Sicht nicht möglich oder kommerziell nicht darstellbar. Aus diesem Grund müssen die betrachteten Systeme auch vollständig beobachtbar sein.

Nimmt man für den Beobachter an, dass der Motorlagewinkel φ_{BLDC} und der Motorstrom I bekannt sind, so folgt daraus die Messgleichung

$$\mathbf{y} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}_{obs}} \begin{bmatrix} x_Z \\ \varphi_{BLDC} \\ \dot{x}_Z \\ \dot{\varphi}_{BLDC} \\ I \end{bmatrix}. \quad (3.20)$$

Wobei \mathbf{C}_{obs} die für den Beobachter relevante Messmatrix darstellt. Mit der Matrix \mathbf{A} aus dem Entwurfsmodell in Gleichung 2.76, \mathbf{C}_{obs} und den Parametern aus Kapitel 2.4 folgt dann, dass der Rang der Beobachtbarkeitsmatrix $\mathbf{S}_B = 5$ ist und damit der Systemordnung n entspricht. Das System ist also auch vollständig beobachtbar.

Kapitel 4

Reglersynthese

Neben den traditionellen Verfahren zur Reglersynthese z.B. mittels Phasenreserve, Betrags- und Symmetrischem Optimum sowie dem Wurzelortskurvenverfahren (vgl. [Lunze, 2008a], [Föllinger, 1994], [Unbehauen, 2000a], [Abel, 2007], [Reuter und Zacher, 2004]), haben sich in der modernen Regelungstechnik die Entwurfsmethoden im Zustandsraum etabliert (vgl. [Brogan, 1991], [Lunze, 2008b], [Unbehauen, 2000b], [Abel, 2007]). Diese bieten einen zunächst relativ mathematischen Zugang zu den sonst eher grafisch ausgelegten und überprüften Reglerentwürfen hinsichtlich Führungsgüte, Störgrößenunterdrückung, Stabilität und Robustheit.

Die Regelung im Zustandsraum hat den Vorteil, dass mathematische Methoden der Optimierung zur Auslegung eines Reglers benutzt und auch Systeme mit mehreren Ein- und Ausgangsgrößen mit vertretbarem Aufwand behandelt werden können. Der gesteigerte mathematische Aufwand lässt sich dabei mit Hilfe computergestützter Methoden und geeigneter Software (vgl. [MathWorks, 2008], [Saadat, 1993]) in Grenzen halten. Die Struktur der Regelung, ihre Stabilität und ein gewisses Maß an Robustheit sind bei diesen Entwurfsverfahren prinzipbedingt gegeben. Die Auswahl der Reglerparameter nach den Einstellregeln des klassischen PID-Konzepts entfällt. Die Freiheit des Ingenieurs liegt nun bei der Wahl einer geeigneten Zielfunktion und deren Parameter (vgl. [Unbehauen, 2000c]), bzw. Bewertungsmatrizen (vgl. [Sunar und Rao, 1993], [Tyler und Tuteur, 1966]) zur Gewichtung der Optimierungsziele.

Eine etablierte Methode der Regelung im Zustandsraum ist der LQR- Entwurf (vgl. [Unbehauen, 2000c], [Brogan, 1991]). Die Bezeichnung LQR kommt aus dem englischen Sprachraum und ist die Abkürzung für *Linear Quadratic Regulator*. Der mit dieser Methode bestimmte Regler ist ein linearer Zustandsregler der sich aus der Optimierung eines quadratischen Gütefunktional ergibt (vgl. [Henrichfreise, 2004]).

Sein Entwurf kann nach dem Separationsprinzip in zwei prinzipielle Schritte zerlegt werden (vgl. [Unbehauen, 2000c], [Unbehauen, 2000b]). Der erste Schritt besteht aus der Herleitung eines linearen, bezüglich eines quadratischen Gütefunktional optimalen Zustandsreglers (LQR) (vgl. [Henrichfreise und Witte, 1998]), unter der Annahme, dass alle Zustandsgrößen bekannt sind. Da im Praxisfall höchst

selten alle Zustandsgrößen messbar und damit bekannt sind oder diese Messungen unwirtschaftlich wären, wird im zweiten Schritt ein hinreichend guter Zustandsschätzer entworfen. Unter Zustandsschätzer oder Beobachter versteht man dabei einen Algorithmus zur Rekonstruktion der unbekannt Systemzustände. Dieser Beobachter kann wiederum hinsichtlich eines quadratischen Gütefunktional optimiert oder dessen Dynamik durch Polzuweisung eingestellt werden. Im Falle eines optimierten Zustandsschätzers spricht man auch von einem *Linear Quadratic Estimator* (LQE) (vgl. [Gelb, 1974]).

Im Anhang A ist zunächst anhand eines generischen Zustandsraummodells das genaue Vorgehen zum Entwurf eines LQR beschrieben, bevor in Anhang B der Entwurf eines LQE vorgestellt wird.

4.1 Aufgabe der Regelung

Den Ausführungen in den vorherigen Kapiteln zur Folge besteht die Aufgabe der Regelung einer elektromechanischen Servolenkung in einer geeigneten Ansteuerung des Elektromotors, um dem Fahrer in jeder Fahrsituation eine passende Unterstützungskraft bereitzustellen und ein gutes Lenkgefühl¹ zu gewährleisten.

Die jeweilig passende Unterstützungskraft zur Ausprägung des Lenkgefühls ist in weiten Teilen der Applikation des Führungsgrößenvorgabemoduls geschuldet und damit fahrzeugherstellerabhängig. Der jeweilige Umfang der Teilmodule des Führungsgrößenvorgabemoduls ist wiederum stark vom jeweiligen Lenksystemhersteller abhängig. Häufige vorkommende Teilmodule dienen der Grundunterstützung, dem aktiven Lenkungsrücklauf, der aktiven Dämpfung, der Reibungskompensation und der Fahrbahnrückmeldung. Der Entwurf einiger Basismodule ist für den Konzeptvergleich in Kapitel 5 zwar notwendig, aber nicht eigentlicher Inhalt dieser Arbeit. Daher wird im Weiterem auch nicht näher darauf eingegangen.

Die Nähe zur Serienentwicklung verlangt kostenbewusste Regelungskonzepte. Daher kann keine zusätzliche Sensorik, als die bereits zur Verfügung stehende, angenommen werden. Die Grundlage für den Entwurf der Regelung stellen also die bekannten Messgrößen, respektive der Rotorlagewinkel, der Motorstrom und das Drehstabmoment dar.

Das Kapitel 3 hat gezeigt, dass strukturell unterschiedliche Regelungsansätze das Potenzial haben, die Rückmeldung elektromechanischer Lenksysteme weiter zu verbessern. Daher werden in Abschnitt 4.3 drei strukturell unterschiedlichen Regleransätze vorgestellt. Um den Einfluss stark unterschiedlicher Basisregler auszuschalten, erfolgt die jeweilige Umsetzung der Regelung als LQR.

¹Die Definition von gutem Lenkgefühl ist stark fahrzeugherstellerabhängig und daher nicht eindeutig. Ein Ansatz zur Objektivierung des Lenkgefühls ist jedoch in [Harrer, 2007] beschrieben.

4.2 Anforderungen an den Regler

Der Regler muss zur Erfüllung seiner Aufgabe den Fahrer bei der Durchführung eines Lenkmanövers bis in den maximal für den Menschen darstellbaren Frequenzbereich mit einer passenden Kraft unterstützen und das volle Frequenzband an Nutzinformatoren bei geeigneter Störgrößenunterdrückung übertragen.

Zur Definition von Nutzinformatoren kann auf die Arbeit von [Brunn und Harrer, 2004] zurückgegriffen werden. Basierend auf der Arbeit von [Wolf und Bubb, 2003] argumentieren sie, dass Lenkmomentschwankungen innerhalb eines Zeitintervalls von 50 bis 150 ms vom Fahrer wahrnehmbar sein müssen. Eine Unterschreitung der unteren Intervallgrenze, sorgt dabei für eine zu heftige Rückmeldung, während eine Überschreitung der oberen Intervallgrenze, für ein verzögertes empfinden sorgt. Sie definieren dabei, auf Basis der Auswertung von Fahrversuchen, den Reibwertsprung unter Querschleunigung als die Nutzinformatoren mit dem höchsten Frequenzinhalt. Als wichtigste Nutzinformatoren geben sie an:

- Anzeigen einer Aquaplaningsituation,
- Reibwertänderungen,
- Spurrilleninformation,
- Rückmeldung der vorhandenen Seitenkraftreserve.

Des Weiteren beschreiben Sie ganz allgemein Störinformatoren als:

- Lenkradschwingungen beim Bremsen,
- Lenkradschwingungen durch Unwucht der Räder,
- Lenkradstöße beim Überfahren von Hindernissen,
- Höherfrequente Lenkradschwingungen aller Art.

Durch Approximation des Störübertragungsverhalten eines Lenksystem mittels Butterworth Filter und Vergleich der 100 % Anstiegszeit der Sprungantworten dieser Filter mit dem von [Wolf und Bubb, 2003] hergeleiteten Zeitintervall konnten [Brunn und Harrer, 2004] die untere und obere Grenze im Frequenzbereich bestimmen. Diese sind in ihrer Arbeit mit 3,5 Hz und 10,7 Hz angegeben. Als zweiten Anhaltspunkt zur Definition des relevanten Frequenzbereichs haben [Brunn und Harrer, 2004] das Störübertragungsverhalten einer hydraulischen Servolenkung mit dem verschiedener Butterworth Filter verglichen. Dabei kamen sie zu dem Ergebnis, dass ab einer Eckfrequenz von 40 Hz das Störübertragungsverhalten von Hydrolenkung und Filter in Frequenztreue und Amplitude übereinstimmen. Zusammenfassend kann dadurch die in Abbildung 4.1 gezeigte Klassifizierung eingeführt werden. Dabei bedeutet gemäß den Ausführungen von [Brunn und Harrer, 2004]:

Bereich A: In diesem Bereich können nicht alle Nutzinformatoren ohne einen zu hohen Zeitverzug übertragen werden.

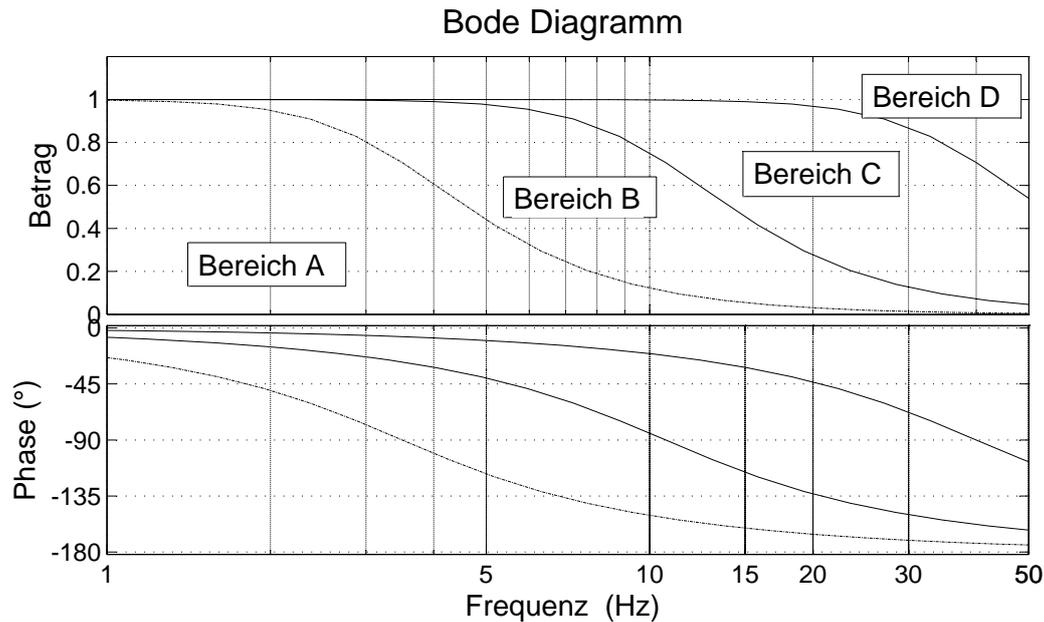


Abbildung 4.1: Veranschaulichung des Zielbereichs für die Störgrößenübertragung eines Lenksystems

Bereich B: Liegt die Störübertragungsfunktion in diesem Bereich, so ist die Lenkungsrückmeldung ausreichend schnell und nicht stößig. Allerdings wird nur bei Erreichung der oberen Grenze auch der Reibwertsprung unter Querbesehleunigung in der Rückmeldung dargestellt.

Bereich C: Dies ist der Zielbereich für gute Lenkungsrückmeldung. Alle Nutzinformationen für den Fahrer können Zeit- und Amplitudengerecht übertragen werden.

Bereich D: Ab der Schwelle zu diesem Bereich kann ein Lenksystem als zu stößig empfunden werden.

Geht man davon aus, dass das Führungsgrößenvorgabemodul zumindest theoretisch eine passende Unterstützungskraft für den Fahrer berechnet, so muss der Regler nur noch ein ausreichend schnelles und genaues Einstellen der gewünschten Unterstützungskraft sicherstellen. Der dabei von vielen Fahrzeuggrößen abhängige variable Unterstützungskraftverlauf beeinflusst die Leistungsfähigkeit des Reglers. Die dadurch entstehenden qualitativen Schwankungen in der Regelabweichung dürfen zu keinem durch den Menschen quantitativ wahrnehmbaren Ereignis führen.

Weiterhin muss der Regler die Anforderungen bezüglich der Zukunftsfähigkeit vollständig erfüllen. Im diesem Sinne ist es üblich, per Superpositionsprinzip evtl. vorhandene Zusatzmodule z.B. zur Umsetzung einer Geradeauslaufkorrektur oder zur Interaktion mit Fahrerassistenzsystemen den anderen Teilmodulen zu überlagern.

Nicht zuletzt gehört zu den Anforderungen an den Regler natürlich auch eine ausreichende Robustheit und Stabilität zum Abfangen der Auswirkungen von Messrauschen, Fertigungsschwankungen und Verschleiß über die Fahrzeuglebensdauer und ein generell akustisch unauffälliges Verhalten.

4.2.1 Die menschliche Wahrnehmung

Wie jedes andere Lenksystem in Personenkraftwagen, so stellt auch die elektromechanische Servolenkung eine Mensch-Maschine Schnittstelle dar. Daher sollte auch die Wahrnehmung des Menschen bei der Definition der Anforderungen an ein solches Lenksystem nicht unberücksichtigt bleiben. In der Literatur lassen sich bereits einige Studien finden, die sich mit der Wahrnehmung von Handmomenten beschäftigt haben. Nachfolgend werden kurz einige wichtige Erkenntnisse zusammengefasst.

Nach [Wolf, 2008] ist der Mensch schlecht in der Lage ein quasistatisches Moment aufzulösen, er nimmt eher Momentenschwankungen wahr. Weiterhin lässt sich keine scharfe Grenze für die Wahrnehmungsschwelle von Handmomentenschwankungen ziehen. So ist z.B. die Wahrnehmungsschwelle von Frauen² oder sehr geübten Fahrern deutlich geringer als die des Durchschnittsfahrers.

Nach [Buschardt, 2002] hängt die menschliche Wahrnehmung von Lenkmomentenschwankungen vom Gradienten der Lenkmomentenänderung ab. Je schneller eine Änderung erfolgt, desto eher wird sie auch wahrgenommen.

Nach [Neukum, 2008] sind sprunghafte (rechteckförmige) Zusatzmomente eher wahrnehmbar als sinusförmige. Weiterhin ist die Wahrnehmungsschwelle des Menschen von der Fahrsituation abhängig. Je konzentrierter und gezielter ein Fahrmanöver durchgeführt wird, desto feinfühlicher ist der Mensch in Bezug auf Handmomentenschwankungen.

[von Groll, 2006] benutzt in seiner Arbeit zur Bewertung von Hand-Arm-Schwingungen die VDI-Richtlinie 2057 [Autorenkollektiv, 1987]. Danach werden harmonische Schwingungen bei konstanter Beschleunigungsamplitude im Frequenzbereich von 8 bis 16 Hz am stärksten bewertet.

Den vorangegangenen Absätzen zur Folge sollte also ein Lenksystem in der Lage sein, Momentenschwankungen in einem weiten Frequenzband möglichst verzugsfrei zu übertragen. Eine zu starke Tiefpassfilterung von Kraftschwankungen am Rad führt zu einer starken Verrundung der Signale. Eine zu starke Verrundung der Handmomentenschwankung ist auch bei gleicher Amplitude schlechter durch den Menschen wahrzunehmen. Dennoch sollte das Lenkgefühl und damit auch die Rückmeldung in weiten Teilen applizierbar sein und die Möglichkeit zur Unterdrückung von Störinformationen bieten.

²Frauen besitzen im statistischen Durchschnitt eine höhere Sensitivität

4.2.2 Lenkverhalten und daraus resultierende Anforderungen

Aus verschiedenen Veröffentlichungen (vgl. [Harrer, 2007], [von Groll, 2006]) und der Erfahrungen der Kraftfahrzeughersteller lassen sich einige generelle Anforderungen an das Lenkverhalten von PKW-Lenkungen ableiten, um ein für den Kunden rundum zufriedenstellendes System zu entwickeln. Einige dieser Anforderungen sind direkt auf die Regelung oder zumindest auf die Sollvorgabe (Basismodule) einer EPS zurückzuführen, andere spiegeln den Leistungsbedarf eines solchen System wieder. Wiederum andere sind nur im Kontext mit der Lenk- und Achskinematik bewertbar. Nachfolgend sollen entsprechend dieser Einteilung die einzelnen Anforderungen kurz geschildert werden.

Reglerabhängige generelle Anforderungen

Zu den direkt vom Regler und in einigen Fällen auch der Sollvorgabe abhängigen Anforderungen gehören die Lenkungsrückmeldung der Nutz- und Störinformationen, die Lenkungsakustik und bedingt auch die Lenkungsrückstellung.

Unter den Nutzinformationen der Lenkungsrückmeldung versteht man diejenigen Informationen, die den Fahrer über den Fahrbahnzustand und die jeweilige Fahrsituation aufklären. Nützliche Informationen über den Fahrbahnzustand werden beispielsweise durch das Übermitteln von Reibwertsprüngen und Fahrbahnebenheiten an den Fahrer kommuniziert. Nützliche Informationen über die Fahrsituation sind z.B. das Wahrnehmen eines über- bzw. untersteuernden Fahrzeugs. Die Nutzinformationen sollen sich für den Fahrer in Form kleiner, nicht störender Lenkmomenten- bzw. Lenkwinkeländerungen bemerkbar machen.

Unter Störinformationen der Lenkungsrückmeldung werden in der Regel alle Lenkungsunruhen und -stöße verstanden, die im Fahrversuch als zu stark spürbar charakterisiert werden. Insbesondere Lenkradreherschwingungen infolge von Unwucht an Rädern, Reifen oder Brems scheiben, sowie direkte Stöße aus der Fahrbahnoberflächenbeschaffenheit zählen zu den Störinformationen. Einige Störinformationen lassen sich durch ihre Periodizität, wie dies z.B. bei den 2π -periodisch mit der Raddrehzahl umlaufenden Unwuchten der Fall ist, als solche identifizieren. Da die Grenze zwischen Nutz- und Störinformationen ansonsten fließend sein kann, muss die jeweilige Ausprägung der Lenkwinkel- bzw. Lenkmomentenwahrnehmung applizierbar sein.

Ein weiterer nicht zu vernachlässigender Punkt ist die Lenkungsakustik. Im Betrieb können bei elektromechanischen Lenksystem unangenehme Geräusche auftreten, die zum Teil natürlich aus der Mechanik (Klappern, Knarzen) aber auch aus der Regelung (Brummen der Leistungselektronik, Kommutierung) stammen können. In der Serie muss sich ein solches System akustisch möglichst unauffällig verhalten.

Zuletzt sei bei den reglerabhängigen Anforderungen noch die Lenkungsrückstellung genannt. Die Lenkungsrückstellung beschreibt die Fähigkeit eines Lenksystems, bei losgelassenem Lenkrad innerhalb einer gewissen Zeit in die "Nulllage" zurückzukehren. Dabei spielt die Rückstellgeschwindigkeit, ihr stetiger Verlauf und ihr Restwinkel eine entscheidende Rolle. Die Lenkungsrückstellung ist aller-

dings nicht nur von der Lenkung selbst und damit von ihrer Mechanik, Regelung und Sollvorgabe sondern auch von der Achskinematik des jeweiligen Fahrzeugs abhängig. Idealerweise läuft eine Lenkung auf den Lenkwinkel am Rad zurück, bei dem die Seitenführungskraft “Null” wird. Elektromechanische Lenksysteme haben häufig einen, im Vergleich zu hydraulischen Lenksystemen, trägen Rücklauf. Aus diesem Grund bieten viele Lenksystemhersteller ein “aktives Rücklauf”-Modul an. Man behilft sich daher häufig damit, die Lenkung auf die Fahrzeuglängsrichtung zurücklaufen zu lassen. Aus diesem Grund wirkt der Rücklauf solcher Systeme, insbesondere bei großen Schwimmwinkeln, manchmal sehr künstlich.

Sollvorgabeabhängige generelle Anforderungen

Bei den sollvorgabeabhängigen Anforderungen an eine elektromechanische Servolenkung gibt es eine Überschneidung zu den reglerabhängigen Anforderungen. Dies bezieht sich insbesondere auf die Lenkungsrückstellung. Entsprechend den Ausführungen im vorangegangenen Abschnitt müssen die Sollvorgabemodule die Rückstellung der Lenkung möglichst “natürlich” begünstigen.

Abhängig von bestimmten fahrdynamischen Größen, wie z.B. der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Lenkwinkel, sollte sich der Lenkkraftverlauf verändern. Dazu sind Basismodule mit entsprechenden Freiheitsgraden zur Gestaltung des Lenkgefühls notwendig.

Zuletzt sei bei den sollvorgabeabhängigen Anforderungen noch das Lenkkraftniveau genannt. Darunter versteht man die Höhe des Handmoments, welches der Fahrer beim Fahren aufbringen muss. Neben den fahrzeugherstellerabhängigen Präferenzen gibt es hierzu auch gesetzliche Anforderungen.

Lenkleistungsabhängige generelle Anforderungen

Auch bei den lenkleistungsabhängigen Anforderungen gibt es eine Überschneidung zum vorangegangenen Abschnitt. Das gewünschte Lenkkraftniveau darf nämlich bei bestimmten Lenkwinkelgeschwindigkeiten nicht unter ein definiertes Maß fallen. Zur Spezifikation und Bewertung behilft man sich mit einem Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm (F-v-Diagramm) ähnlich der Abbildung 4.2. Hierbei ist die Lenkradwinkelgeschwindigkeit auf der Abszisse und die jeweilige Lenkkraft (skaliert in Prozent der maximalen Lenkkraft) auf der Ordinate aufgetragen. Die beiden Auslegungspunkte “Komfort” und “Sicherheit” markieren, ihren Bezeichnungen entsprechend, die Auslegungspunkte für den Komfort- und Sicherheitsbereich. Die für die Fahrerunterstützung mechanisch zur Verfügung stehende Leistung eines Lenksystems berechnet sich nach der einfachen Proportionalitätsgleichung³

$$P_{mechEPS} \approx \dot{\delta}_{LR} F_{ext} . \quad (4.1)$$

³Die physikalisch notwendige Leistung ist das Produkt aus der Geschwindigkeit der Zahnstange und der Zahnstangenkraft. Da in Gleichung 4.1 die Lenkgeschwindigkeit am Lenkrad für den Vergleich herangezogen wurde, kann folglich auch nur eine Proportionalitätsbeziehung beschrieben werden.

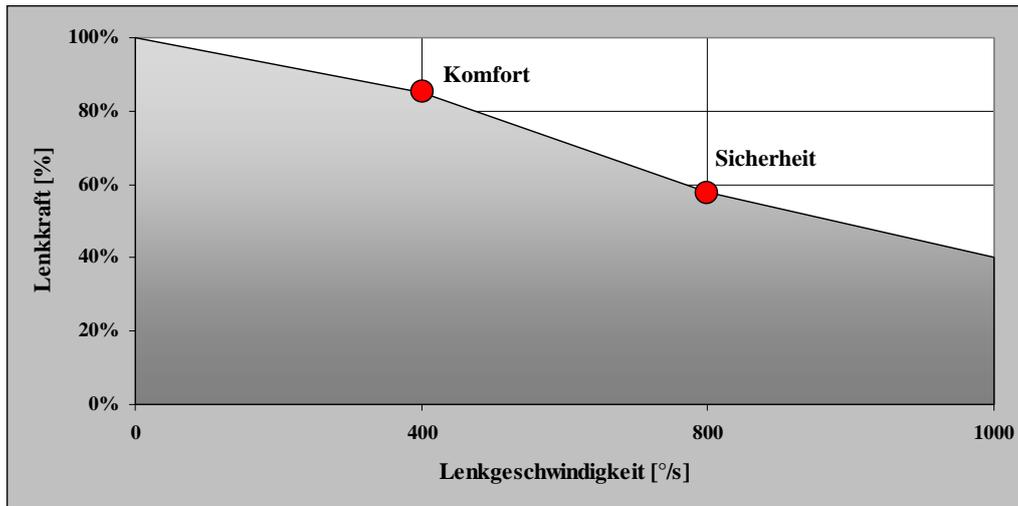


Abbildung 4.2: Kraft-Geschwindigkeit-Diagramm zur Lenkungsauslegung

Dabei ist $\dot{\delta}_{LR}$ die Lenkgeschwindigkeit am Lenkrad und F_{ext} die Kraft, gegen die gelenkt werden muss. Die notwendige Lenkleistung in einem Arbeitspunkt ist also die Fläche eines Rechtecks, welches die F-v-Kennlinie tangiert. Gelingt es einem Fahrer bei einer bestimmten Gegenkraft so schnell zu lenken, dass die F-v-Kennlinie überschritten wird, so wird das Lenksystem schlagartig verhärten. Der Grund dafür liegt darin, dass der Fahrer selbst die fehlende Leistung zur Überschreitung der Kennlinie aufbringen muss. Die Lenkleistung einer elektromechanischen Lenkung sollte also so dimensioniert sein, dass in möglichst keinem Fahrmanöver eine Verhärtung des Systems stattfinden kann. Andererseits sollte ein System auch nicht überdimensioniert gestaltet werden, da man sich ansonsten ökonomische, geometrische und gewichtsbasierte Nachteile einhandelt.

Sonstige generelle Anforderungen

Zu den sonstigen generellen Anforderungen gehört der Wendekreis, der Lenkwinkelbedarf und auch die Lenkungsrückstellung.

Der Wendekreis beschreibt den kleinstmöglich fahrbaren Kreis eines Fahrzeugs und ist im Wesentlichen vom Radeinschlagswinkel und dem Radstand abhängig. Je kleiner der Wendekreis eines Fahrzeugs ist, desto wendiger ist dieses Fahrzeug. Der Wendekreis hat große Bedeutung bei langsamer Fahrt und beim Einparken. Ein Lenksystem sollte so ausgelegt sein, dass durch seinen maximalen Zahnstangehub auch der mit der jeweiligen Achskinematik und dem Radstand gewünschte Wendekreis erzielt werden kann.

Der Lenkwinkelbedarf ist ein Maß für den notwendigen Lenkwinkel am Lenkrad zur Erzielung eines Stellwinkels am Rad. Er wird dementsprechend durch das Übersetzungsverhältnis zwischen Lenkradwinkel und Radwinkel beeinflusst. In der Lenkung selbst wird der Lenkwinkelbedarf durch das Übersetzungsverhältnis zwi-

schen Ritzel und Zahnstange verändert. Auch bei Lenkungen ohne aktive Lenkwinkelüberlagerung in der Lenksäule ist es möglich, über eine variable Ritzel-Zahnstangenübersetzung den Lenkwinkelbedarf über dem Zahnstangenhub zu variieren. In der Regel wird dabei eine indirekte Übersetzung um die Lenkungsmittellage und eine direkte Übersetzung an den Anschlägen angestrebt. Der Grund dafür liegt darin, dass bei hohen Geschwindigkeiten eher Lenkwinkel um die Mittellage der Lenkung vorkommen und durch eine indirektere Übersetzung ein sensibles Führen des Fahrzeugs möglich ist. Dem hingegen kommen bei geringen Geschwindigkeiten z.B. beim Parkieren eher große Lenkwinkel vor. Durch eine direktere Übersetzung ermöglicht man dem Fahrer maximale Radlenkwinkel bei relativ geringen Lenkradwinkeln zu erreichen.

Zuletzt sei wieder die Lenkungsrückstellung genannt. Die Mechanik der Lenkung und der Achskinematik beeinflussen die Lenkungsrückstellung. Aus der Achskinematik resultierende geringe Rückstellmomente verzögern die Lenkungsrückstellung. Im gleichen Maße wirkt eine sehr träge oder stark reibungsbehaftete Lenkung einer gewünschten Rückstellung entgegen. Die Rückstelleigenschaften des Lenksystems sollten daher durch die Mechanik nicht behindert werden.

4.2.3 Reglerspezifikation

Ohne den Anspruch auf Vollständigkeit zu stellen, haben die vorangegangenen Abschnitte gezeigt, dass eine Vielzahl an Anforderungen zu erfüllen sind, um ein rundum zufriedenstellendes Lenksystem zu entwickeln. Um zu überprüfen, ob ein Entwicklungsziel erreicht wurde und um verschiedene Ansätze zu vergleichen, müssen diese Ziele vorab in Form einer Spezifikation definiert werden. Im Rahmen dieser Arbeit kann und soll natürlich keine vollständige Leistungsbeschreibung eines Lenksystems abgeleitet werden. Dennoch macht es Sinn solche Anforderungen zu definieren, die den Regler direkt betreffen und gegen die im nachfolgenden Kapitel 5 geprüft werden kann, um die verschiedenen Ansätze zu vergleichen.

Bei der klassischen Auslegung von Reglern für Lenksysteme wird das Führungs- und Störverhalten, die Stabilität und Robustheit, sowie das Rückstellverhalten der Systeme vorab spezifiziert. Da die in dieser Arbeit gewählten strukturell unterschiedlichen Regler auch unterschiedliche Führungsgrößen haben und der Fokus auf der Übertragung von Informationen auf dem Störgrößenpfad und dem eigenständigen Rücklauf liegt, werden auch nur die hierfür relevanten Kriterien genauer spezifiziert.

Dazu sind im nachfolgenden Abschnitt dieses Kapitels einige Kriterien definiert, die es ermöglichen, die Güte der Lenkungsrückmeldung und ihres eigenständigen Rücklaufs zu bewerten. Teilweise ist dies durch die Definition von skalaren Schwellwerten direkt möglich, in anderen Fällen hilft nur der direkte Vergleich der Systeme untereinander oder mit der hydraulischen Servolenkung als Referenzsystem.

Spezifikation des Störverhaltens

Als Störverhalten wird bei Regelkreisen ganz allgemein das Verhalten der Regelgröße bei einer externen Störung des Systems bezeichnet. Bei elektromechanischen Lenksystemen kann eine Störung der Regelgröße sowohl durch den Fahrer als auch durch die externen Radkräfte hervorgerufen werden. Zur Bewertung der Regelungen soll aus diesem Grund sowohl ein Störgrößensprung durch der Fahrer als auch durch die Straße betrachtet werden. Auch wenn die in diesem Abschnitt definierten Störgrößensprünge aus regelungstechnischer Sicht ihre Berechtigung haben, so ist das Störverhalten bei elektromechanischen Lenksystemen jedoch differenzierter zu betrachten. Nicht jede externe Kraftanregung, die die Regelung stört, ist auch störend für den Fahrer. Es ist vielmehr entscheidend, dass das Lenksystem Nutzinformationen für den Fahrer durchlässt und Störinformationen unterdrückt. Um diesen Umstand erfassen und bewerten zu können, wird die Störgrößenübertragung von Anregungen an der Zahnstange zu Momenten am Lenkrad betrachtet. Dies geschieht in Form des Störgrößenfrequenzgangs von Kräften an der Zahnstange zu Momenten am Lenkrad und in Form definierter Kraftsprünge an der Zahnstange, wie sie z.B. bei einer Schwellenüberfahrt oder bei einem Reibwertabriss zwischen Reifen und Fahrbahn auftreten. Je weiter das Frequenzband dabei geöffnet werden kann, desto wahrscheinlicher ist es, das volle Spektrum an Nutzinformationen dem Fahrer bereitstellen zu können. Für die Einzelanregungen gilt, dass eine hohe Amplitude und eine geringe Phasenabweichung eine gute Rückmeldung bedeuten.

Spezifikation des Rückstellverhaltens

Zur Bewertung der Rückstellverhaltens der unterschiedlichen Ansätze werden die jeweiligen Regler in einem nichtlinearen Einspurmodell integriert. Als Basis der Bewertung wird das Rückstellverhalten der hydraulischen Servolenkung herangezogen und daher auch diese in einem nichtlinearen Einspurmodell dargestellt. Als geeignetes Fahrmanöver wird eine stationäre Kreisfahrt bzw. das Losfahren aus dem Stand mit gelenkter Vorderachse definiert. Bei der stationären Kreisfahrt fährt der Fahrer mit konstanter Geschwindigkeit auf einem Kreis mit definiertem Radius. Zum Zeitpunkt t_0 lässt der Fahrer das Lenkrad los. Es wird das Zeitverhalten der Rückstellung der verschiedenen Regler der EPS mit dem der hydraulischen Servolenkung verglichen. Zielvorgabe ist ein möglichst zügiger fahrphysikalisch richtiger Rücklauf auf den jeweiligen stationären Endwert. Die Details zu den einzelnen Manövern sind in Kapitel 5, dem Konzeptvergleich, an entsprechender Stelle gegeben.

Spezifikation zur Bewertung von Stabilität und Robustheit

Die nichtlineare Regelungstheorie ist sehr aufwendig und verlangt ein hohes Maß an Grundwissen für ihr prinzipielles Verständnis zum Thema Stabilität und Robustheit (vgl. [Föllinger, 1993], [Siebert, 1991]). Eine theoretische Möglichkeit zur Analyse der Stabilität nichtlinearer, dynamischer System ist z.B. über die so-

genannten Lyapunov Funktionen gegeben. In der Praxis ist es jedoch häufig mehr als ausreichend, eigentlich nichtlineare Systeme, mit linearen Regelungsansätzen zu bearbeiten. Dies ist auch in dieser Arbeit der Fall.

Damit die auf Basis linearisierter Modelle entworfenen Regler auch in der nicht-linearen Praxis gut funktionieren und stabil bleiben, müssen diese ausreichend robust sein. Ein ausreichend robuster Regler ist in der Lage, auch dann noch die gewünschten Stabilitätseigenschaften zu liefern, wenn ein reales System Parameterschwankungen unterliegt. Diese Parameterschwankungen kommen in allen realen Systemen auf Grund von sich ändernden Umweltbedingungen, Alterung oder Schwankungen in den Prozessparametern bei der Herstellung vor.

Die in Abschnitt 4.3 gewählte Reglerentwurfsmethode garantiert in der linearen Theorie ein Mindestmaß an Stabilität und Robustheit. Entsprechend konservativ gewählte Gewichtungsfaktoren im Reglerentwurf erhöhen das Maß an Stabilität und Robustheit. Parameterverstimmungen in Rahmen physikalisch möglicher Grenzen erzeugen in Folge auch keine Instabilitäten.

4.3 Regelungsansätze und Entwurf der Regelung

Die in dieser Arbeit vorgestellten Regelungsansätze für eine elektromechanische Servolenkung unterscheiden sich im Wesentlichen durch ihre strukturelle Verschiedenheit. In dem vorliegenden Fall bedeutet dies, dass über die gleiche Stellgröße eine jeweils unterschiedliche Regelgröße beeinflusst werden soll. Bei der Kennfeldregelung ist dies das Motormoment, bei der Momentenregelung das Drehstabmoment und bei der Unterstützungskraftregelung die Kraft zwischen Kugelumlafgetriebe und Zahnstange. Unter der Vielzahl der möglichen Ansätze zum Reglerentwurf einer elektromechanischen Servolenkung, wie beispielsweise PI-, PID-, Zustands-, H_∞ und H_2 -Regler, soll in dieser Arbeit ein optimaler Zustandsregelung mit integraler Ausgangsrückführung verwendet werden. Eine Aufschaltung der Führungs- bzw. Störgrößen bleibt als optionale Erweiterung erhalten. Dieser Ansatz wird verwendet, weil zum Einen bereits gute Ergebnisse mit dieser Methode (vgl. [Henrichfreise und Jusseit, 2003]) erzielt wurden und zum Anderen durch eine leichte Anpassung der Modelle einem relativ einheitlichem Entwurfsverfahren gefolgt werden kann. Qualitative Unterschiede in der Regelung sind durch dieses Vorgehen nicht dem Entwurfsverfahren, sondern der unterschiedlichen Struktur zuzuweisen.

Dem hingegen wurde der Einfluss der unterschiedlichen Entwurfsverfahren auf ein strukturell gleiches Regelsystem für eine elektromechanische Servolenkung bereits am Beispiel der Momentenregelung in der Arbeit von [Dannöhl et al., 2008] gezeigt.

In den nachfolgenden drei Abschnitten wird anhand von Blockschaltbildern der strukturelle Unterschied der drei Ansätze hervorgehoben und diskutiert. Das prinzipielle Vorgehen beim Entwurf eines optimalen Zustandsreglers auf Basis eines quadratischen Gütefunktional ist knapp in Anhang A gegeben. Das prinzipielle Vorgehen beim Entwurf eines Beobachters zur Rekonstruktion der Systemzustände ist kurz in Anhang B gezeigt. Detailliertere Beschreibungen der jeweiligen Ent-

wurfsverfahren können der einschlägigen Fachliteratur z.B. [Lunze, 2008a], [Lunze, 2008b], [Unbehauen, 2000c], [Unbehauen, 2000b], [Unbehauen, 2000a], [Ludyk, 1995], [Föllinger, 1994] oder [Brogan, 1991] entnommen werden.

4.3.1 Die Kennfeldregelung

Die Kennfeldregelung trägt ihren Namen, da in der Regel das gewünschte Unterstützungsmoment in Form eines Kennfeldes, welches im Wesentlichen abhängig vom gemessenen Drehstabmoment und der Fahrzeuggeschwindigkeit ist, bestimmt und über den Elektromotor eingestellt wird. Die Funktionsweise dieser Regelung ist in Abbildung 4.3 gezeigt.

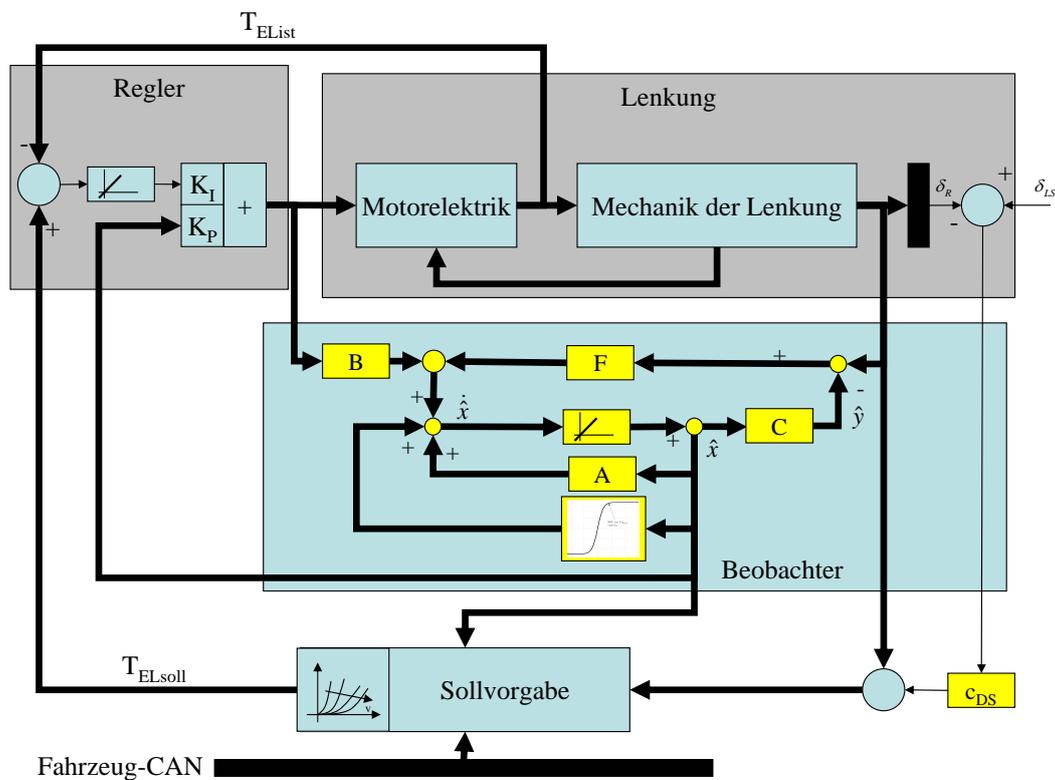


Abbildung 4.3: Generisches Blockschaltbild der Kennfeldregelung

Die Differenz zwischen den Winkellagen der unteren Lenksäule δ_{LS} und des Ritzels δ_R führt bei der Lenkradwinkeleingabe des Fahrers zu einer Torsion des Drehstabs. Über die bekannte Steifigkeit C_{DS} des Drehstabs, ermittelt der Lenkmomentensensor das aktuell anliegende Lenkmoment. Dieser Wert geht direkt in das Basismodul der Sollvorgabe ein. Im Sollvorgabemodul wird proportional zum detektierten Lenkmoment über die sogenannte Boost-Curve das Basisunterstützungsmoment gewählt. Gemäß den Anforderungen aus Kapitel 4.2 werden an dieser Stelle auch die Zusatzmomente zur Darstellung eines guten Lenkgefühls, wie z.B. ein Hysterese-

, Mittengefühl- oder Rücklaufmodul superpositioniert. Die Berechnung dieser Zusatzmomente erfolgt auf Basis allgemeiner Fahrzustandsgrößen, wie z.B. der Fahrzeuggeschwindigkeit, die auf den Fahrzeug-CAN bereitgestellt werden und auf Basis von lenksysteminternen Zuständen, wie z.B. der Zahnstangengeschwindigkeit, die in diesem Fall durch den Beobachter verfügbar sind.

Als Ausgangsgröße der Sollvorgabe wird ein gewünschtes Motormoment an den eigentlichen Regler übermittelt. Dieser Regler ist, wie einleitend erwähnt, in Abbildung 4.3 als beobachterbasierter Zustandsregler mit der Proportionalverstärkung K_p und der integralen Verstärkung K_I dargestellt. Der Proportionalfaktor wirkt dabei direkt auf die, aus dem Beobachter stammenden Systemzustände und stabilisiert bei geeignet gewähltem Vektor K_p das System. Der integrale Verstärkungsfaktor ist bei der gezeigten Umsetzungsvariante ein Skalar, welcher so gewählt ist, dass die Regelabweichung $e = T_{ELsoll} - T_{EList}$ zu Null geführt wird. Der Beobachter gleicht dabei stetig über die sich ändernden Messwerte für den Motorstrom, die Rotorlage und das Drehstabsmoment die berechneten Systemzustände an die geänderten Kraftverhältnisse an.

Bei diesem Regelansatz ist es wichtig darauf hinzuweisen, dass die Regelgröße das Motormoment T_{EL} ist. Zwar versucht man auch hier die Boost-Curve des Sollvorgabemoduls so zu wählen, dass entsprechend der vorliegenden Übersetzungsverhältnisse eine Wunschunterstützungskraft an der Zahnstange bereitgestellt wird. Es gibt jedoch, wie Abbildung 4.3 zeigt, keine direkte strukturelle Rückkopplung dieser Kraft. Daher kann dieser Ansatz aus der globalen Sichtweise des Gesamtsystems nur als Steuerung der Wunschunterstützungskraft verstanden werden.

In der Praxis weist dieser Ansatz die steuerungstypischen Vor- und Nachteile auf. Als realer Vorteil kann z.B. die geringe Reaktionszeit des Systems bei Lenkwinkel eingabe durch den Fahrer verstanden werden. Als realer Nachteil wird das System niemals den exakten Wert für die Unterstützungskraft an der Zahnstange bereitstellen und bei stark veränderten Kraftverhältnissen nur indirekt reagieren. Des Weiteren gibt es, wie Abbildung 4.3 zeigt, keinen strukturellen Anteil, der die sich stetig ändernden Krafteinwirkungen von der Straße implizit in der Regelung oder explizit im Sollvorgabemodul berücksichtigt.

4.3.2 Die Momentenregelung

Der wichtigste Unterschied zwischen der Momentenregelung oder auch Handmomentenregelung aus Abbildung 4.4 zur Kennfeldregelung aus Abbildung 4.3 ist die Definition der Regelgröße. Als Regelgröße ist bei dieser Umsetzungsvariante nämlich das Drehstabsmoment⁴ T_{DS} gewählt.

Zunächst führt, identisch zur Kennfeldregelung, die Differenz zwischen den Winkellagen der unteren Lenksäule δ_{LS} und des Ritzels δ_R zu einer Torsion des Drehstabs. Das dann über den Sensor ermittelte Moment geht sowohl in das Sollvorgabemodul als auch direkt als rückgekoppelte Regelgröße in den eigentlichen Regler ein. Der Regler nutzt dann diese Information, um die Differenz zwischen

⁴In ausgereifter Umsetzung auch ein geschätztes Handmoment des Fahrers

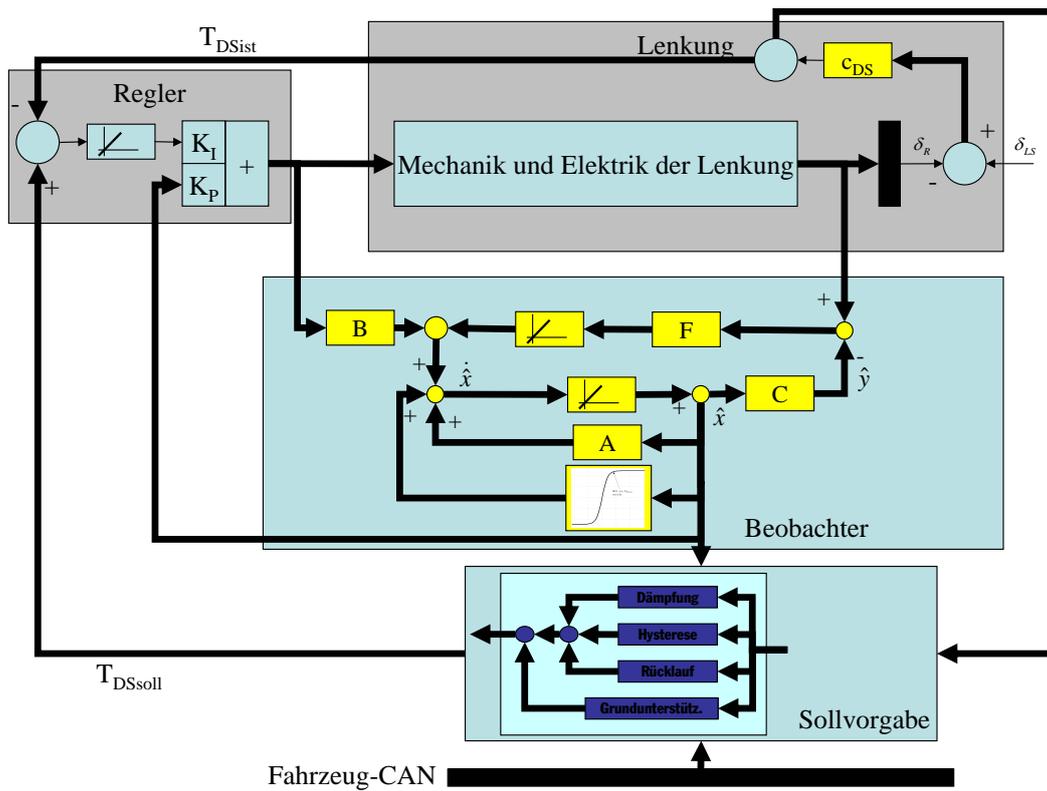


Abbildung 4.4: Generisches Blockschaltbild der Handmomentenregelung

dem vorgegebenen Sollmoment am Drehstab T_{DSoll} und dem übermittelten Istmoment T_{DSist} auf den Wert *Null* zu führen.

Ein weiterer fundamentaler Unterschied liegt darin, dass zur Umsetzung dieses Ansatzes ein Beobachter zwingend erforderlich ist. Bei der Kennfeldregelung ist dem hingegen der beobachtergestützte Ansatz nur aus Gründen des einheitlichen Entwurfsvorgehens gewählt worden. Der Beobachter ist bei der Momentenregelung erforderlich, da im Gegensatz zur Ausgangsgröße der Boost-Curve der Kennfeldregelung bei der Momentenregelung als Grundunterstützung für den Fahrer ein der jeweiligen Zahnstangenkraft entsprechendes Handmoment vorgegeben werden muss. Da die Zahnstangenkraft nur schwierig robust und mit hohen kommerziellen Nachteilen messbar ist, liegt diese nur dann vor, wenn auch ein Beobachter vorhanden ist. Die sonstigen Module der Sollvorgabe der Momentenregelung zur Abstimmung eines guten Lenkgefühls, wie z.B. das Dämpfungsmodul, das Hysteresemodul und das aktive Rücklaufmodul sind dabei konsequenterweise so umgesetzt, dass sie direkt auf das für den Fahrer spürbare Drehstabmoment wirken.

Ein kleines Gedankenspiel hilft bei der weiteren Verdeutlichung der strukturellen Unterschiede zwischen der Kennfeld- und Momentenregelung. Wenn man annimmt, dass das Sollvorgabemodul bei beiden Ansätzen fehlen würde, so hätte dies bei der Kennfeldregelung zur Folge, dass der Fahrer ohne Unterstützungskraft aus-

kommen müsste. Das Fahrzeug wäre noch lenkbar⁵ und die gewünschten Zusammenhänge zwischen Seitenkraftaufbau am Rad und Lenkmomentanstieg gegeben. Bei der Momentenregelung hingegen käme das Fehlen des Sollvorgabemoduls der Führungsgrößenvorgabe *Null* gleich. Dies bedeutet, dass der Fahrer in diese Situation gar kein Lenkmoment mehr spüren würde⁶. Auch hier bliebe das Fahrzeug noch fahrbar, jedoch gäbe es keinen Zusammenhang zwischen Seitenkraftaufbau am Rad und Lenkmoment mehr. In jeder Fahrsituation wäre quasi das gleiche unbedeutend geringe Lenkmoment zu spüren.

Ein realer Vorteil besteht in der Praxis jedoch durch die prinzipbedingte erheblich bessere Fahrbahnrückmeldung der Momentenregelung gegenüber der Kennfeldregelung. Dies ist dadurch begründet, dass der Beobachter in der Lage ist, Kraftschwankungen aus Fahrbahnrückmeldungen zu berechnen und diese implizit über die Grundverstärkung weiterzugeben. Soweit der Beobachter also in der Lage ist eine hochfrequente Straßenanregung aufzulösen, wird diese sich auch im Drehstabmoment bemerkbar machen. Ob der Fahrer diese Kraftschwankung wahrnimmt, hängt dann vom Verstärkungsfaktor der Grundverstärkung ab. Man kann also entweder die Grundverstärkung auf ein Wunschniveau einstellen oder die Rückmeldung über das komplette Betrachtungsspektrum auf den Zielwert bringen. Ein weiterer Vorteil liegt darin, dass die Momentenregelung nahezu unverändert auf Steer-By-Wire Systeme übertragbar ist. Auch wenn heute offen ist, wann sich diese Technologie durchsetzen wird, so ist dieser Ansatz dennoch vollständig übertragbar. Ein letzter nennenswerter Vorteil besteht darin, dass auch bei der Handmomentenregelung die Grundanforderung zum Superpositionsprinzip aus Kapitel 4.2 eingehalten wird. Zusätzlich lassen sich jedoch lenkmomentbasierte Fahrerassistenzfunktionen, wie z.B. die Fahrbahnverlassenswarnung, besonders einfach implementieren.

Der einzige durch die Struktur gegebene nennenswerte Nachteil liegt in der Tatsache, dass nur solche Momente im Drehstab und damit für den Fahrer spürbar sind, die in der Sollvorgabe berücksichtigt wurden. Man kann also sagen, dass bei dieser Reglerstruktur das Lenkgefühl synthetisch, jedoch auf Basis real detektierter Größen dargestellt wird.

4.3.3 Die Unterstützungskraftregelung

Auch bei der Unterstützungskraftregelung führt zunächst die Differenz zwischen den Winkellagen der unteren Lenksäule δ_{LS} und des Ritzels δ_R zu einer Torsion des Drehstabs. Das anschließend über den Momentensensor detektierte Handmoment wird dem Sollvorgabemodul zugeführt. Im Gegensatz zur Kennfeld- oder Momentenregelung ist bei dieser neuen Reglervariante die Unterstützungskraft F_{UE} als Regelgröße definiert. Dabei ist F_{UE} die Kraft, die vom Kugelumlaufgetriebe direkt auf die Zahnstange wirkt. Weil diese Kraft ebenfalls nur schwer und mit hohen kommerziellen Nachteilen messbar ist, basiert die Unterstützungskraftregelung wie die

⁵Dies wäre wegen der recht hohen Lenkmomente sehr unkomfortabel

⁶Das verbleibende Moment am Lenkrad wäre nur durch die Trägheit und Reibung der Lenksäule bis zum Drehstab bestimmt

Momentenregelung auf einem Beobachter. In Ergänzung zur Momentenregelung muss dieser Beobachter jedoch eine bestimmte Struktur aufweisen. Dies bedeutet, dass der Krafteingriffspunkt zwischen der Zahnstange und dem Kugelumlaufgetriebe der betrachteten Lenkung im Modell des Beobachters abgebildet sein muss. In 4.5 ist diese notwendige Erweiterung durch die Rückkopplung der virtuellen Systemzustände \hat{x} über die Matrix F_{Bx} dargestellt.

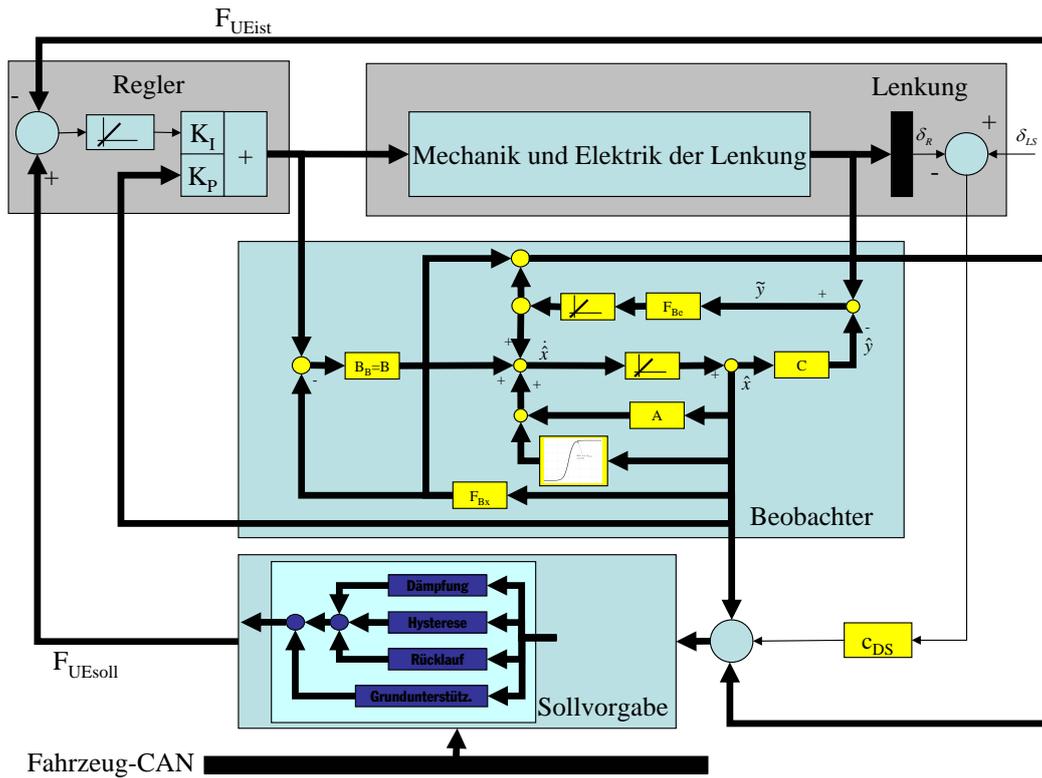


Abbildung 4.5: Generisches Blockschaltbild der Unterstützungskraftregelung

Als Grundlage stützt man sich dabei auf die Annahme, dass das Lenkgetriebe im Modell inkl. des genannten Krafteingriffspunktes hinreichend genau abgebildet werden kann. Des Weiteren sind die Störeingänge sowie die Momenteneinleitungspunkte am Ritzel und am Elektromotor bei der Umsetzung eines solchen Modells als Beobachter bekannt. Abweichungen zwischen den Systemzuständen des Modells und den realen Zuständen des Systems führen zu veränderten Korrekturgrößen des Beobachters. Der Beobachter führt über seinen jeweiligen Korrekturwert die virtuellen und realen Zustände wieder zusammen. Modellbasiert ist daher jedoch nicht nur deren Betrag, sondern auch der Krafteingriffspunkt bekannt.

Wählt man nun im Folgenden die Kraft zwischen Kugelumlaufgetriebe und Zahnstange F_{UE} als Regelgröße, so kann man dadurch über das Sollvorgabemodul die gewünschte Unterstützungskraft direkt an der Zahnstange einstellen. Dies ist in Abbildung 4.5 durch den Abgleich zwischen der Sollunterstützungskraft F_{UEsoll}

und der Istunterstützungskraft F_{UEist} dargestellt. Der unvermeidliche Berechnungsfehler liegt dann nur noch in der Größenordnung des Abbildungsfehlers der Systemreibung. In Kapitel 2.4.2 wurde nachgewiesen, dass die maximale Abweichung zwischen der modellbasiert berechneten und der real gemessenen Reibung in der Größenordnung $< 50 N$ liegt. Bei den üblichen Drehstabsteifigkeiten und Übersetzungsverhältnissen zwischen Ritzel und Zahnstange führt dies zu Momentenschwankungen von $< 0.5 Nm$ am Drehstab. Dieser Wert liegt in aller Regel unterhalb der Wahrnehmungsschwelle des Menschen.

Diese strukturelle Veränderung der Regelung einer elektromechanischen Servolenkung hat nun zur Folge, dass externe Kraftschwankungen, also potenzielle Nutzinformationen für den Fahrer verbessert an diesen weitergegeben werden.

Diese Tatsache soll erneut anhand eines kleinen Beispiel erläutert werden. Betrachtet man einen quasistationären Zustand, in dem z.B. $1000 N$ Unterstützungskraft bereitgestellt werden, und wird dieses Gleichgewicht z.B. durch einen Reibwertabfall auf der Fahrbahn gestört, so dass nur noch $900 N$ Unterstützungskraft bereitgestellt werden müssten, so bricht das damit korrespondierende durch den Fahrer bereitzustellende Handmoment ein, bis sich die neue Gleichgewichtslage eingestellt hat. Die sonst hinderliche Massenträgheit des Getriebestrangs der Unterstützungseinheit wird dabei aktiv durch den Regler mitgeführt. Ähnlich verhält es sich auch bei einem abrupten Anstieg der von außen wirkenden Kräfte. Hierbei weicht das Unterstützungsgetriebe wiederum aktiv der von außen wirkenden Anregung aus bis sich die neuen Gleichgewichtslage eingestellt hat. Da der Fahrer in beiden Fällen die kurzfristig zu hohe bzw. zu geringe Unterstützungskraft am Lenkrad kompensieren muss, nimmt er beide Ereignisse als Lenkungsrückmeldung wahr.

Strukturbedingt hat dieser Ansatz also den Vorteil implizit bereits eine bessere Rückmeldung zu liefern, ohne dass hierfür ein Rückmeldungsmodul notwendig wäre. Wie bei den beiden anderen vorgestellten Regelansätzen, so sind auch bei der Unterstützungskraftregelung die Zusatzmodule superpositionierbar, so dass die Zukunftsfähigkeit und generelle Applizierbarkeit des Systems erhalten bleibt.

Ein weiterer Vorteil liegt in der rücklaufunterstützenden Wirkung dieses Ansatzes. Lässt der Fahrer z.B. nach dem Scheitelpunkt einer Kurve das Lenkrad durch seine Hände gleiten, so fällt die durch die Torsion des Drehstabs angeforderte Unterstützungskraft erheblich ab. Die durch die Achse aufgeprägten Rückstellkräfte drücken jedoch gegen den Regeleingriffspunkt zwischen Zahnstange und Kugelumlaufgetriebe, wodurch der Regler dafür sorgt, dass das Unterstützungsgetriebe der von außen wirkenden Kraft ausweicht. Im Ergebnis kann auf diese Weise die hohe Massenträgheit des Unterstützungsgetriebes den Rücklauf der Achse nicht behindern.

Ein nennenswerter Nachteil ist, dass durch den Regler nicht nur für den Fahrer nützliche Informationen von der Straße bereitgestellt werden. Auch real vorhandene Störgrößen werden durch den Regler verstärkt an den Fahrer weitergegeben. Dieser Umstand macht die Einführung von Zusatzmodulen zur Unterdrückung nicht gewollter Momentenschwankungen am Drehstab notwendig, die teilweise die

grundsätzlich positiven Eigenschaften der Unterstützungskraftregelung reduzieren können.

Zusammenfassend kann man im Vergleich zur Momentenregelung also sagen, dass bei der Unterstützungskraftregelung die Fahrbahnrückmeldung natürlich, jedoch nicht automatisch störgrößenfrei gegeben ist.

Kapitel 5

Konzeptvergleich

In diesem Kapitel werden die Eigenschaften der verschiedenen Regelungskonzepte hinsichtlich ihrer Eignung zur Übertragung von Nutzinformatoren und ihrer unterstützenden Wirkung auf das Achsrückstellverhalten in der Simulation und anhand von Messungen am realen System verglichen.

Zunächst wird dazu in Kapitel 5.1 das Augenmerk ganz kurz auf die zur Bewertung der Ergebnisse wichtigsten Eigenschaften gelenkt, um die Interpretation der Darstellungen zu vereinfachen.

Danach werden in Kapitel 5.2 ausgewählte Simulationsergebnisse herangezogen, die eine Aussage über das Rückstellverhalten, das Verhalten bei impulsartiger Störkraftanregung und -reduzierung, sowie das generelle Übertragungsverhalten über dem relevanten Frequenzband erlauben. Als Referenzwert gilt jeweils das Verhalten des Modells der hydraulischen Servolenkung.

Im Anschluss daran wird im Kapitel 5.3 die prinzipielle Umsetzbarkeit des Beobachters auf Basis von Messungen an einem realen System gezeigt und abschließend die rückmeldungsrelevanten Eigenschaften der Unterstützungskraftregelung mit denen der Kennfeldregelung anhand von ausgewählten Messergebnissen an einem, bis auf den Regler, identischen realen System verglichen.

5.1 Kriterien zum Vergleich der Regelungskonzepte

Als Bewertungskriterien werden die in Kapitel 4 genannten harten und weichen Anforderungen zu Grunde gelegt. Ganz allgemein gefasst sollen dabei Anregungen von der Straße, die im weitesten Sinne als Nutzinformatoren für den Fahrer interpretiert werden können, hervorgehoben werden. Gemäß Kapitel 4 sind dabei steile Gradienten in Handmomentenverlauf und den damit korrespondierenden Bewegungsgrößen, das Überschreiten der menschlichen Wahrnehmungsschwelle, also der Betrag einer Nutzinformatoren, sowie ein breites Frequenzband der von der Straße an den Fahrer übermittelten Informationen vorteilhaft.

5.2 Simulationsergebnisse

Als Basis für die Simulationen dienen die in Kapitel 2 vorgestellten Modelle der Systeme. Soweit möglich wurden dabei die eigenschaftsbestimmenden Parameter identisch gewählt. Dies bezieht sich sowohl auf die mechanischen und elektrischen Eigenschaften der Systeme, als auch auf die Applikationsparameter der verschiedenen Lenkungen. So ist z.B. das in Kapitel 3 untersuchte und für die Rückmeldung relevante Lenkkraftniveau durch eine für alle Systeme identisch applizierte Basisunterstützungskennlinie gleich. Alle sonstigen Applikationsmodule, die die Systemeigenschaften zwar beeinflussen können, aber nicht einheitlich ausführbar sind, wurden zu Gunsten des Vergleichs weggelassen.

Zur Umsetzung der einzelnen Manöver in der Simulation, wurde jeweils ein geeignetes Modell aus Kapitel 2 gewählt und dieses um den individuell notwendigen Umfang erweitert. Der jeweilige Erweiterungsumfang sowie die Wahl des Modells und die Diskussion der Ergebnisse sind in den folgenden Abschnitten ausgeführt.

5.2.1 Rückstellverhalten und Eigenstabilisierung

Zur Bewertung des Rückstellverhaltens der verschiedenen Systeme und der damit verbundenen Eigenstabilisierung des Fahrzeugs, wurde das Drei-Massen-Modell der EPS aus Abbildung 2.7 mit dem Modell des Elektromotors aus Abbildung 2.8 kombiniert und die drei strukturell unterschiedlichen Regelansätze aus den Blockdarstellungen in Abbildung 4.3, 4.4 und 4.5 darauf angewandt. Als Vergleichsobjekt dient das Modell der hydraulischen Servolenkung, welches in seiner Zustandsraumdarstellung für den geschlossenen Regelkreis in Gleichung 2.39 vollständig gegeben ist. Die Verknüpfung der einzelnen Teilmodelle, inkl. der für die Rückstellsimulation notwendigen Erweiterungen, ist am Beispiel der beiden beobachterbasierten Regelansätze in Abbildung 5.1 gezeigt. Zur Vollständigkeit der Darstellung sind die Verknüpfungen der Teilmodelle für die Kennfeldregelung und die hydraulische Servolenkung in den Abbildungen D.1 und D.2 in Anhang D gezeigt.

Als Manöver wurde eine stationäre Kreisfahrt bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h und einem Lenkradwinkel von 120° gewählt, wobei der Fahrer zum Zeitpunkt t_0 das Lenkrad loslässt. Beobachtet wird dabei der generelle Verlauf des Lenkradwinkels über der Zeit. Da nach dem Loslassen des Lenkrades nur noch die Eigendynamik der Systeme und die anliegenden Seitenkräfte am Rad die Rückstellung der Lenkung beeinflussen, wurden die Modelle um ein entsprechendes Einspurmodell mit nichtlinearer Beschreibung der Seitenkraft¹ eines potenziellen Zielfahrzeugs erweitert. Um dem Drehstab der Lenkungen auch nach dem Loslassen des Lenkrades noch ein Widerlager zu bieten und um ein ergebnisverfälschendes Zurückschnappen der Lenksäule zu vermeiden, wurde diese als gedämpfte Massen­trägheit an den Drehstab gekoppelt². Das Simulationsergebnis für die vier verschiedenen Systeme ist in Abbildung 5.2 gezeigt. Wie in Abbildung 5.2 zu er-

¹Eine Beschreibung des verwendeten Einspurmodells ist in Anhang H gegeben

²Das Modell der Lenksäule ist in Anhang I.1 beschrieben

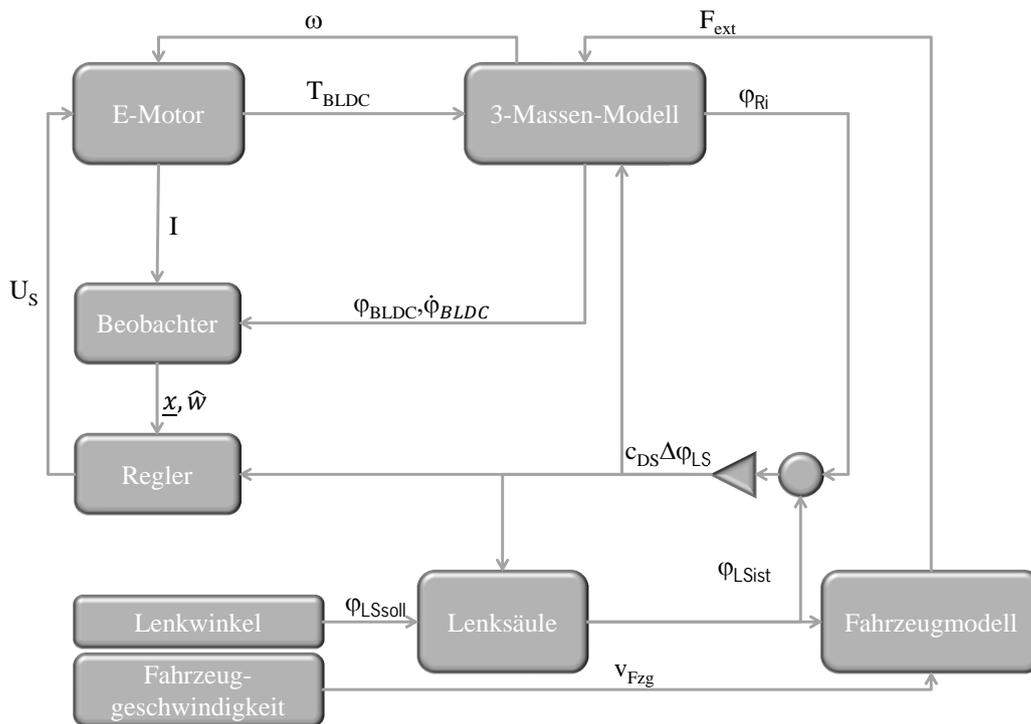


Abbildung 5.1: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Rückstellverhaltens bei UKR und HMR

kennen ist, sind die Rücklaufeigenschaften der Handmomentenregelung, der Unterstützungskraftregelung und der hydraulischen Servolenkung in diesem Vergleich sehr ähnlich. Alle drei Systeme erreichen ihren stationären Endwert nach ca. 800 ms. Der Rücklauf der auf Basis einer Kennfeldregelung umgesetzten Standard-EPS verhält sich dem hingegen sehr behäbig. So kann man vom Erreichen des stationären Endwerts des Standardreglers erst nach ca. 1,3 s reden. Dieses Verhalten ist ohne Zweifel auf das im Vergleich fehlende, jedoch in der Praxis vorhandene, aktive Rücklaufmodul zurückzuführen. Dem hingegen ist der Rücklauf der Handmomentenregelung und der Unterstützungskraftregelung auf Basis ihrer Grundstruktur konkurrenzfähig zur hydraulischen Servolenkung.

Dies ist für die beobachterbasiert funktionierende Handmomentenregelung dadurch zu erklären, dass bei einer detektierten Zahnstangekraft der Regler versucht, das korrespondierende Moment am Drehstab einzustellen. Da das Lenkrad jedoch in dem beschriebenen Manöver nicht durch den Fahrer fixiert wird, entspannt sich der Drehstab, was den Regler wiederum dazu anregt, dem sich entspannenden Drehstab zu folgen. Dies wirkt in der Summe für das beschriebene Manöver rücklaufunterstützend. Als Nachteil kann dabei die starke Abhängigkeit von der Reibung an der Lenksäule gesehen werden. Ein sehr hohes Maß an Dämpfung für die Lenksäule behindert den Rücklauf erheblich, während ein geringes Maß an Reibung sehr heftige Reglerreaktionen hervorrufen würde.

Bei der Unterstützungskraftregelung fällt nach Loslassen des Lenkrades die

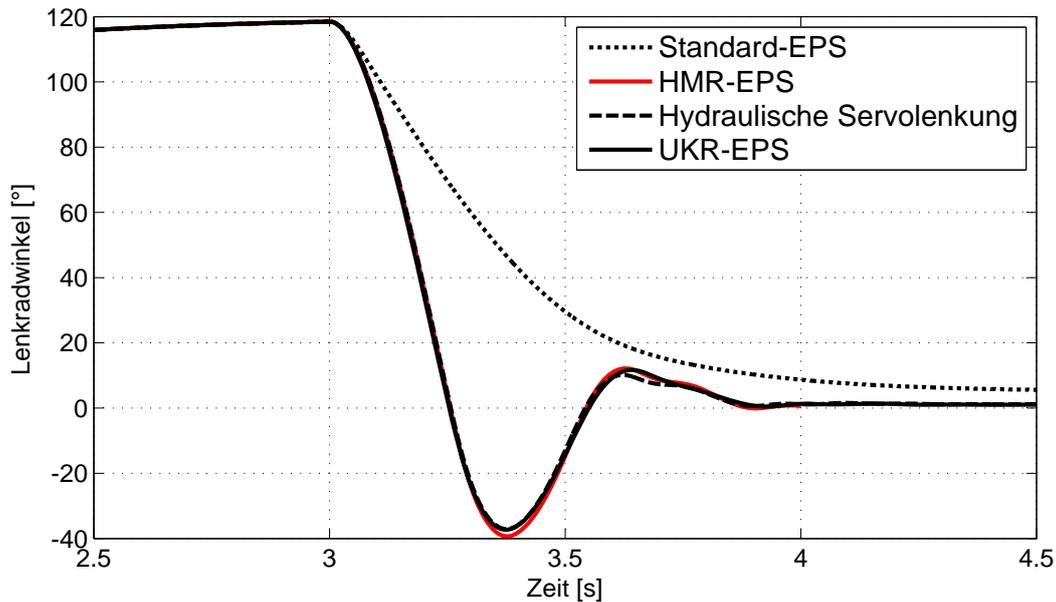


Abbildung 5.2: Verlauf des Lenkradwinkels der Vergleichssysteme bei stationärer Kreisfahrt und Loslassen des Lenkrads durch den Fahrer

angeforderte Servokraft mit der Entspannung des Drehstabs ab. Ist die von außen anliegende Zahnstangenkraft höher als die Servokraft der Lenkung, so weicht die Unterstützungseinheit der äußeren Kraft sogar aus. Dieser Zusammenhang begünstigt den Rücklauf erheblich. Auch bei diesem Regelansatz besteht der gleiche Zusammenhang, wie bei der Handmomentenregelung, hinsichtlich Dämpfung der Lenksäule und Rücklaufverhalten. Daher verwundert es auch nicht, dass sich beide Ansätze unter den gegebenen Bedingungen so ähnlich verhalten.

5.2.2 Schwellenüberfahrt

Zur Bewertung des Transparenz der verschiedenen Systeme hinsichtlich einer abrupten Erhöhung der anliegenden Zahnstangenkraft wurde das vormals in Abschnitt 5.2.1 verwendete Drei-Massen-Modell in gleicher Kombination mit dem Modell des Elektromotors aus Abbildung 2.8 verwendet. Die Regler aus den Blockdarstellungen in Abbildung 4.3, 4.4 und 4.5 müssen daher nicht angepasst werden. Als Vergleichsobjekt dient wieder das Modell der hydraulischen Servolenkung aus Gleichung 2.39. Die Verknüpfung der einzelnen Teilmodelle, inkl. der für die Schwellenüberfahrt notwendigen Erweiterungen, ist am Beispiel der beiden beobachterbasierten Regelansätze in Abbildung 5.3 gezeigt. Zur Vollständigkeit der Darstellung sind die Verknüpfungen der Teilmodelle für die Kennfeldregelung und die hydraulische Servolenkung in den Abbildungen D.3 und D.4 in Anhang D gezeigt.

Bei diesem Manöver fährt das Fahrzeug mit einer quasistationären Geschwindigkeit von 50 km/h geradeaus. Im Gegensatz zum Manöver zur Bewertung des

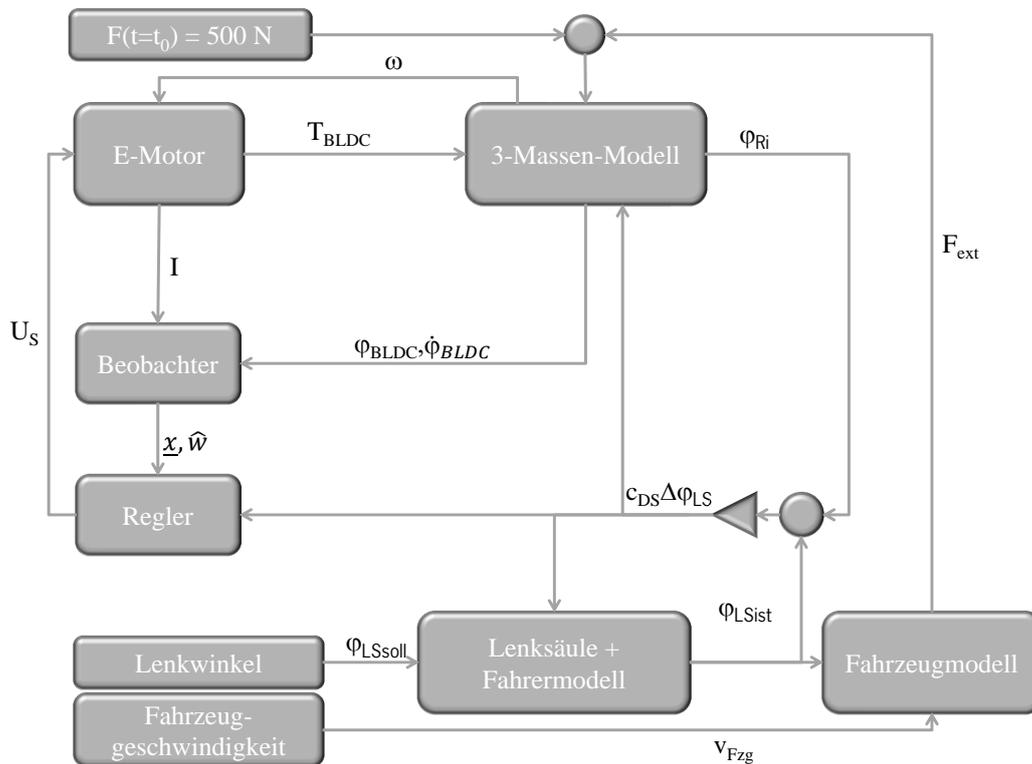


Abbildung 5.3: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation einer Schwellenüberfahrt bei UKR und HMR

Rückstellverhalten aus Abschnitt 5.2.1 wird hierbei jedoch zum Zeitpunkt t_0 die Seitenführungskraft impulsartig um 500 N erhöht. Beobachtet wird hierbei die Lenkradwinkelbeschleunigung über der Zeit. Als Widerlager des Drehstabs dient ein stark vereinfachtes Fahrermodell in Verbindung mit der durch eine gedämpfte Massenträgheit dargestellten Lenksäule. Das Fahrermodell versucht dabei den ursprünglich gewählten Lenkwinkel von 0° beizubehalten. Das Simulationsergebnis für die vier verschiedenen Systeme ist in Abbildung 5.4 gezeigt. In Abbildung 5.4 fällt sofort auf, dass sich das Verhalten der Unterstützungskraftregelung erneut sehr dem des Modells der hydraulischen Servolenkung annähert. Beide Systeme haben einen nahezu kollinearen Verlauf. Auf die Darstellung der Handmomentenregelung ist zu Gunsten der Übersichtlichkeit und wegen des sehr ähnlichen Verhalten zur Unterstützungskraftregelung verzichtet worden. Der Standardregler hingegen zeigt im Zeitraum $t_0 = 3\text{ s} < t < 3,025\text{ s}$ ein leicht verzögertes Anschwingverhalten. Auch das erste lokale Minimum wird mit einer um etwa 1 rad/s^2 kleineren Amplitude bei gleichbleibendem Zeitverzug erreicht. Beim darauffolgenden Maximum bei $t = 3,06\text{ s}$ liegt die Differenz zwischen den Absolutwerten der Amplituden dann schon bei ca. 2 rad/s^2 . Aus dieser um ca. 20% höheren maximalen Ausprägung der Impulsantwort der UKR-EPS und der HPS und den damit korrelierenden steileren Gradienten gegenüber dem Standardregler ist davon auszugehen, dass auch geringe-

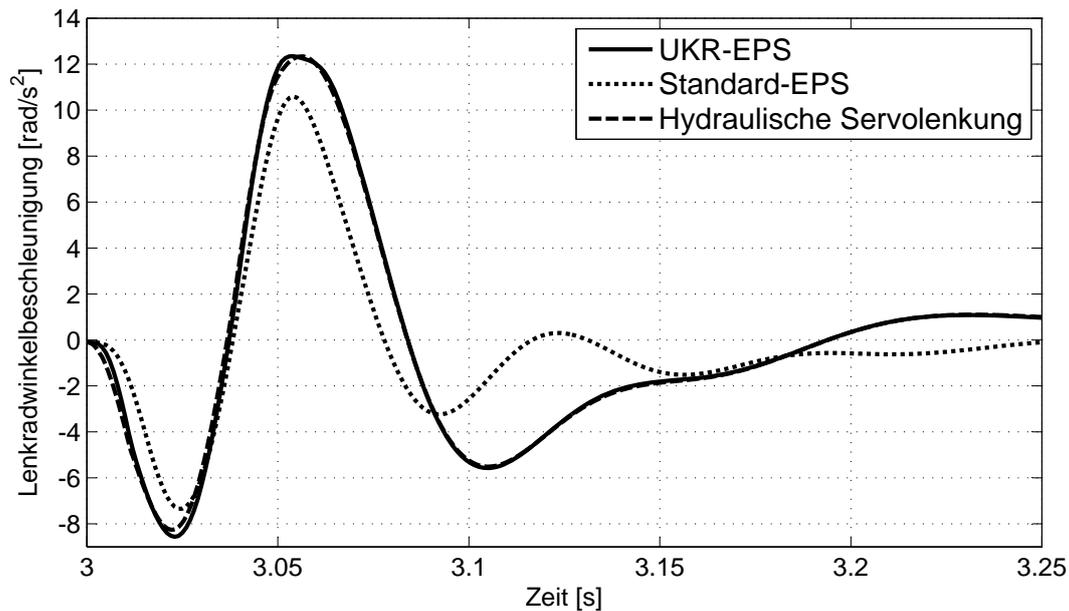


Abbildung 5.4: Lenkradwinkelbeschleunigungen der Vergleichssysteme bei einer impulsartigen Fahrbahnanregung

re Anregungen an der Zahnstange noch oberhalb der menschlichen Wahrnehmungsschwelle liegen. Der geringe Zeitverzug im Anschwingverhalten des Standardreglers von ca. 10 ms liegt dem hingegen so weit unter der Echtzeitwahrnehmung des Menschen, dass daraus folgend keine negativen Auswirkungen ableitbar sind.

5.2.3 Reibwertsprung

In Ergänzung zur impulsartigen Erhöhung der Zahnstangenkraft bei einer Schwellenüberfahrt soll die Transparenz der verschiedenen Systeme hinsichtlich einer abrupten Reduktion der anliegenden Zahnstangenkraft bei einem Reibwertsprung ebenfalls bewertet werden. Das vormals in Abschnitt 5.2.1 verwendete Drei-Massen-Modell in Kombination mit dem Modell des Elektromotors aus Abbildung 2.8 bleibt dabei, so wie die Regler aus den Blockdarstellungen in Abbildung 4.3, 4.4 und 4.5 unangetastet. Als Vergleichsobjekt dient wieder das Modell der hydraulischen Servolenkung aus Gleichung 2.39. Die Verknüpfung der einzelnen Teilmodelle inkl. der für den Reibwertsprung notwendigen Erweiterungen ist am Beispiel der beiden beobachterbasierten Regelansätze in Abbildung 5.5 gezeigt. Zur Vollständigkeit der Darstellung sind die Verknüpfungen der Teilmodelle für die Kennfeldregelung und die hydraulische Servolenkung in den Abbildungen D.5 und D.6 in Anhang D gezeigt.

Dazu bedient man sich des Manövers der stationären Kreisfahrt aus Abschnitt 5.2.1 bei gleicher Geschwindigkeit und gleichem Lenkwinkel. Im Gegensatz zum Manöver zur Bewertung des Rückstellverhaltens wird hierbei jedoch zum Zeitpunkt t_0 die Seitenführungskraft auf 50% des Ursprungswerts reduziert. Dazu wird die aus

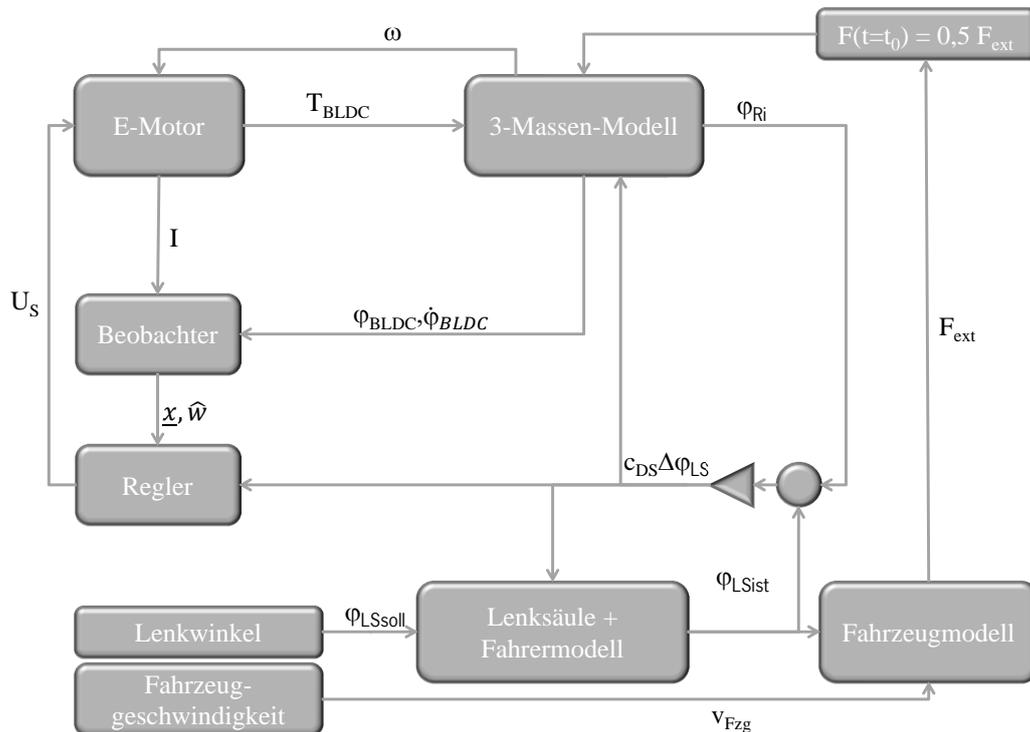


Abbildung 5.5: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation eines Reibwertsprungs bei UKR und HMR

dem Einspurmodell resultierende Seitenkraft mit dem Faktor 0,5 skaliert. Beobachtet wird hierbei wieder die Lenkradwinkelbeschleunigung über der Zeit. Als Widerlager des Drehstabs dient ein stark vereinfachtes Fahrermodell in Verbindung mit der durch eine gedämpfte Massenträgheit dargestellten Lenksäule. Das Fahrermodell versucht dabei den ursprünglich gewählten Lenkwinkel von 120° beizubehalten. Das Simulationsergebnis für die vier verschiedenen Systeme ist in Abbildung 5.6 gezeigt. In Abbildung 5.6 ist ersichtlich, dass sich das Anschwingverhalten der drei System im Zeitintervall $t_0 = 3 \text{ s} < t < 3,025 \text{ s}$ stark unterscheidet. Das Modell der UKR-EPS zeigt dabei die heftigste Reaktion und hat sein Maximum bei ca. 24 rad/s^2 . Allerdings zeigt der zeitliche Verlauf der Lenkradwinkelbeschleunigung des Systems auch einen zweiten Zwischenschwinger, der jedoch eher auf das relativ einfache Fahrermodell als auf den Regler zurückzuführen ist. Die hydraulische Servolenkung hat im Anfangsbereich den steilsten Gradienten, bleibt jedoch hinsichtlich der maximalen Amplitude mit 16 rad/s^2 hinter der UKR. Der Standardregler zeigt mit einem Maximum von 13 rad/s^2 die geringste Transparenz und weist den schon bei der Schwellenüberfahrt bemerkten zeitlichen Verzug auf. Ab $t = 3,025 \text{ s}$ ist der Verlauf der Lenkradwinkelbeschleunigungen der HPS und der UKR-EPS wieder nahezu kollinear. Der Standardregler zeigt ab diesem Zeitpunkt ein Abklingverhalten mit im Vergleich zu den beiden anderen Systemen etwa halber Amplitude.

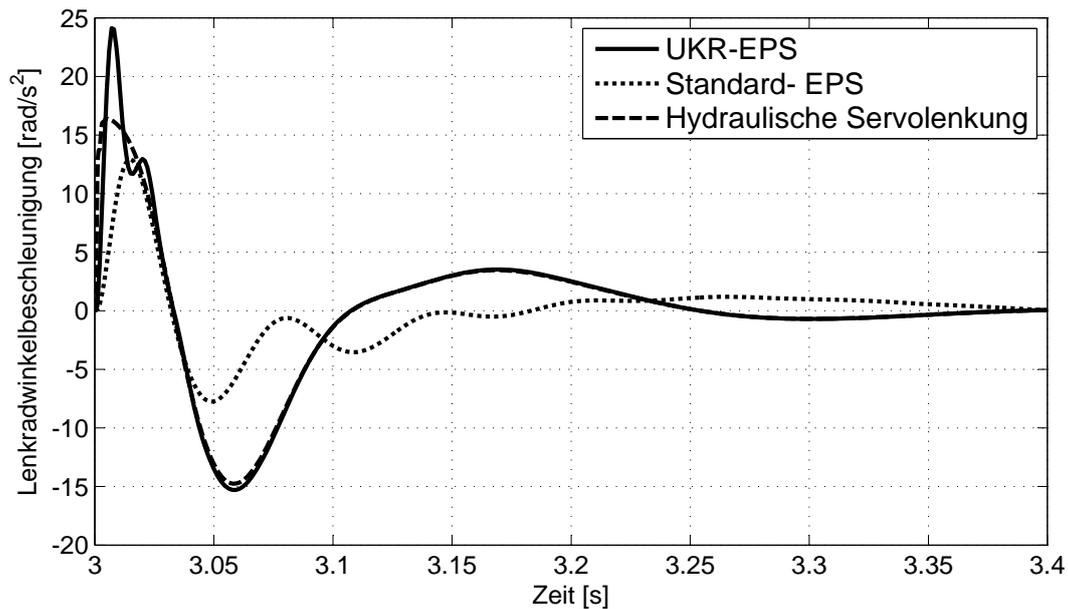


Abbildung 5.6: Lenkradwinkelbeschleunigungen der Vergleichssysteme bei einem Reibwertsprung

Wie zuvor bei der Schwellenüberfahrt, so ist auch beim Reibwertsprung ein deutlich prägnanteres Verhalten der HPS und der UKR-EPS erkennbar. Aufgrund der deutlich höheren Amplituden der HPS und der UKR sind diese beiden Systeme jedoch sensitiver gegenüber der Detektion von Reibwertschwankungen zwischen Reifen und Fahrbahn. Dies ermöglicht es dem Fahrer sich genauso sensibel an die geänderten fahrphysikalischen Zusammenhänge anzupassen. Die Reaktionsfähigkeit des Fahrers auf Reibwertänderung bleibt also bei diesen beiden Systemen länger erhalten, als dies beim Standardregler der Fall ist.

5.2.4 Störverhalten

Zur Bewertung der Transparenz der unterschiedlichen Systeme über dem relevanten Frequenzband von 0 Hz bis 15 Hz und des dabei entstehenden Phasenverzugs wurde analog zur Spezifikation aus Kapitel 4 jeweils der Betrag und der Phasengang simulativ ermittelt. Dazu wurde für die Unterstützungskraftregelung auf das Zwei-Massen-Schwingermodell aus Abbildung 2.9 und für die Kennfeldregelung auf das Ein-Massen-Schwingermodell aus Abbildung 2.10 zurückgegriffen. Das Motormodell aus Abbildung 2.8 bleibt dabei für beide Systeme unverändert. Durch die geänderte Anzahl der Zustandsgrößen der hier verwendeten Modelle müssen konsequenterweise die strukturell unterschiedlichen Regelansätze aus den Abbildungen 4.3, 4.4 und 4.5 auf die reduzierten Modellstrukturen erneut angewendet werden. Das Modell der hydraulischen Servolenkung muss dem hingegen nicht angepasst werden.

Zur Erzeugung der Übertragungsfunktionen der Systeme wird das Modell vir-

tuell am Drehstab fest eingespannt. Dies bedeutet, dass der Lenkwinkel der unteren Lenksäule mit dem konstanten Wert 0° parametrisiert wird. Im Anschluss daran werden die Modelle mit einer Kraftanregung auf die Zahnstange in Form eines Sinussweeps von 0 Hz bis 30 Hz ³ mit einer konstanten Amplitude von 500 N beaufschlagt. Das systemabhängig daraus resultierende Drehstabmoment und die Kraftanregung werden dabei zur Auswertung gespeichert.

Die Verknüpfung der einzelnen Teilmodelle zur Bewertung des Störverhaltens ist am Beispiel der beiden beobachterbasierten Regelansätze in Abbildung 5.7 gezeigt. Zur Vollständigkeit der Darstellung sind die Verknüpfungen der Teilmodelle für die Kennfeldregelung und die hydraulische Servolenkung in den Abbildungen D.7 und D.8 in Anhang D gezeigt.

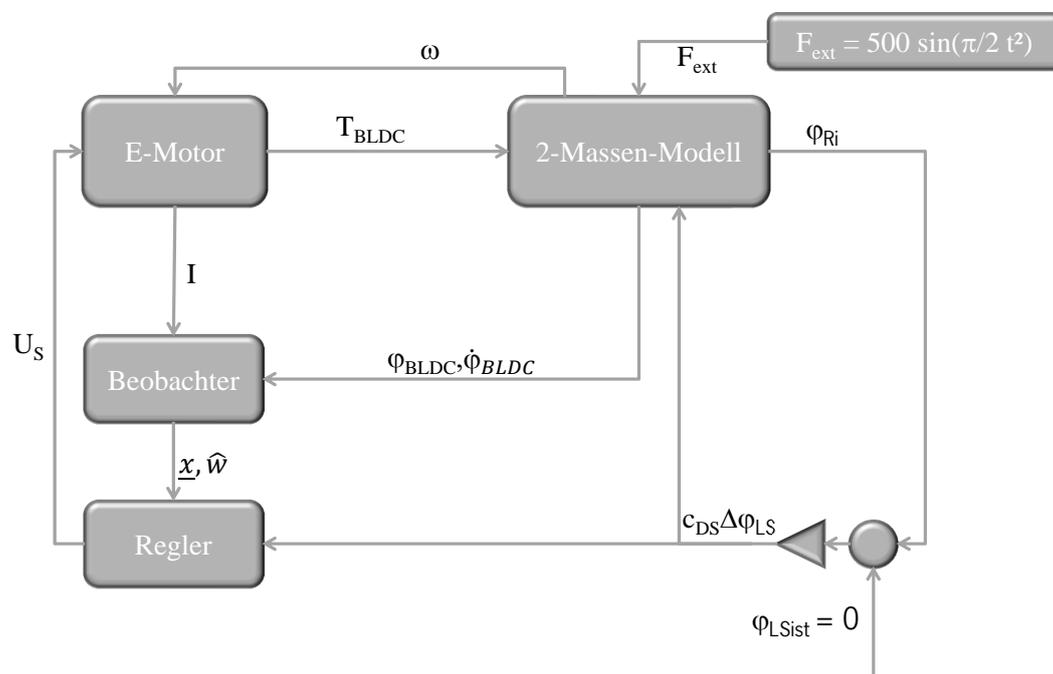


Abbildung 5.7: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Störverhaltens bei UKR und HMR

Aus dem jeweiligen Quotienten des Kreuzleistungsdichtespektrums der Ein- und Ausgangssignale F_{ext} und M_{DS} und der spektralen Leistungsdichteverteilung von F_{ext} lassen sich anschließend die Übertragungsfunktionen der Systeme numerisch approximieren. Hierzu steht die MATLAB-Funktion *tfestimate* zur Verfügung. Vertiefende Literatur zu den Grundlagen des Algorithmus ist für das Kreuzleistungsdichtespektrum mit [Rabiner und Gold, 1975], [Oppenheim und Schaffer, 1999] und [Welch, 1967] und für die spektrale Leistungsdichteverteilung mit [Welch, 1967], [Hayes, 1996] und [Stoica und Moses, 1997] gegeben. Die Auswertung der Simulationsergebnisse für den Betrags- und Phasengang der Kennfeld- und Un-

³Die Frequenz wird dabei innerhalb von 60 s linear bis auf den Endwert erhöht.

terstützungskraftregelung sowie der hydraulischen Servolenkung ist in Abbildung 5.8 gezeigt. Aus dem Betragsgang in Abbildung 5.8 ist ersichtlich, dass die Grund-

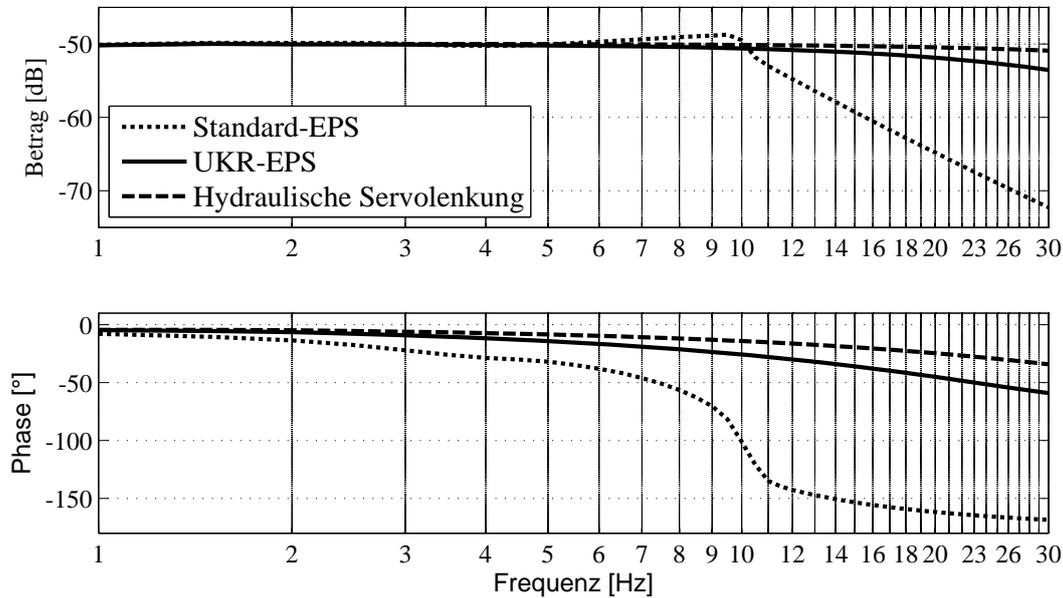


Abbildung 5.8: Vergleich der Frequenzgänge zur Störübertragung einer hydraulischen Servolenkung mit denen einer Kennfeld- und Unterstützungskraftregelung

verstärkung der hydraulischen Servolenkung über das betrachtete Frequenzband nahezu konstant bleibt. Auch die UKR-EPS und der Standardregler können Informationen mit unverändertem Betrag bis zu einer Frequenz von ca. 6 Hz übertragen. Der Betragsgang des Standardreglers steigt dann bis zu seiner Resonanzfrequenz bei 9,5 Hz um ca. 2 dB an, bevor dieser mit einem Gradienten von 1,25 dB/Hz steil abfällt. Der Betragsgang der UKR-EPS hingegen fällt schon ab ca. 6 Hz kontinuierlich mit einem relativ flachen Gradienten ab. So beträgt der Abfall bis zum Ende des relevanten Frequenzbereichs bei 15 Hz nur ca. 1 dB.

So ist es nicht verwunderlich, dass der Phasengang des Standardreglers bereits bei 9,5 Hz eine Phasendrehung von 90° aufweist, während die UKR-EPS 30° Phase erst bei 15 Hz und die hydraulische Lenkung sogar erst bei 30 Hz erreicht. Geht man bezogen auf die Resonanzfrequenz des Standardreglers von einer sinusoidalen Störkraftanregung aus, so beträgt das Zeitintervall für eine Viertelschwingung ca. 26 ms. Da man bis zu einem Intervall von 100 ms von Echtzeitwahrnehmung durch den Menschen ausgeht, sollte die Rückmeldung des Standardreglers jedoch ebenfalls als authentisch empfunden werden. In dieser Arbeit nicht weiter betrachtete zeitliche Verzögerungen der Rückmeldung, z.B. aus elastisch gelagerten Spurlenkern, können jedoch dazu führen, dass die Rückmeldung des Lenksystems nicht mehr mit der Gesamtfahrzeuganregung korreliert. Die Ausprägung dieser potenziellen Unstimmigkeit ist jedoch vor allem vom Betrag der Rückmeldung abhängig. Liegt dieser Wert, abhängig von der Frequenz der Störkraftanregung, unterhalb der menschlichen Wahrnehmungsschwelle, so kann auch keine Unstimmigkeit auffal-

len.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass sich im Frequenzgang der Systeme auch die Simulationsergebnisse aus der Schwellenüberfahrt und dem Reibwertsprung wieder finden. Beide Manöver haben einen entsprechend hohen Frequenzinhalt, was dazu führt, dass die Rückmeldung des Standardreglers im Vergleich zur UKR und der hydraulischen Lenkung mit reduzierter Amplitude und leichter zeitlicher Verzögerung auftritt. Der Verlauf des Betrags- und Phasengangs der UKR-EPS ist formähnlich zu dem der HPS, bleibt jedoch leicht hinter der Rückmeldefrequenz einer HPS zurück. Der große Unterschied im Rücklaufverhalten der Systeme ist nicht im Frequenzgang erklärbar, da es sich hierbei um ein vergleichsweise niederfrequentes Manöver handelt.

5.3 Messungen am realen System

Zur finalen Validierung und zur Prüfung der generellen Umsetzbarkeit der vorgestellten Unterstützungskraftregelung wurde zunächst der notwendige Beobachter im Rahmen einer Diplomarbeit auf einem real verfügbaren System umgesetzt. Die durch die verfügbare Hardware gegebenen Einschränkungen hinsichtlich der erforderlichen Diskretisierung und Skalierung der Algorithmik verändern die Eigenschaften aus der Theorie erheblich. Des Weiteren bestand die Notwendigkeit, sich in eine bestehende Software-Architektur zu integrieren, um Basiskomponenten der hardwarenahen Software sowie bestehende Applikationsmodule und Sicherheitsfunktionen zu übernehmen. Insbesondere die Sicherheitsfunktionalitäten reduzieren die Potenziale des vorgestellten Ansatz signifikant.

In den folgenden Abschnitten wird daher zunächst die prinzipielle Eignung des Beobachters auf einem echtzeitfähigen Rapid-Control-Prototyping-System⁴ anhand des Vergleichs ausgewählter Messdaten und Rechenergebnissen des Beobachters in einem realen System gezeigt. Anschließend werden die zuvor in der Simulation gezeigten Vorteile des Konzepts mit Hilfe des Vergleichs zwischen einem EPS-Standardregler und dem neuartigen Ansatz dargelegt. Auch hier erfolgt der Nachweis über Messungen, die im Rahmen aussagekräftiger Testfahrten erhoben wurden.

5.3.1 Güte des Beobachters

Zur Umsetzbarkeit des Konzepts ist es wichtig, dass die Systemzustände, sowie die Zahnstangenkraft ausreichend genau durch den Beobachter erfasst werden. Die Systemzustände sind zum einen wichtig, um den dargestellten Zustandsregler tatsächlich zu verwenden und zum anderen stellen sie eine wichtige Komponente für den Zugriff auf den virtuellen Messpunkt der Unterstützungskraft zwischen Kugellumlaufgetriebe und Zahnstange dar. Die Zahnstangenkraft wiederum komplettiert

⁴Hierbei wurde eine Autobox der Firma dSpace verwendet. Die Vernetzung mit dem Fahrzeug und die Einbindung der externen Messtechnik (Messspurstangen) ist in Anhang G gezeigt.

die Summe aller Unbekannten, um verlässlich auf die gewählte Regelgröße zugreifen zu können.

Kantholzüberfahrt

Aus den vorangegangenen Kapiteln ist hervorgegangen, dass insbesondere Manöver mit hohem Frequenzinhalt und trotzdem verhältnismäßig kleinen auf die Zahnstange wirkenden Kräften besonders anspruchsvoll zu detektieren sind. Aus diesem Grund ist zur Validierung das Überfahren eines Kantholzes gewählt worden. Hierbei fährt der Fahrer bei einer konstanten Geschwindigkeit von ca. 15 km/h mit einem Rad über ein Kantholz mit quadratischem Querschnitt und ca. 10 cm Kantlänge. Die dabei entstehende Vertikalbewegung des Radträgers sorgt über die bestehende Radhubkinematik für einen impulsartige Kraftstoß in Zahnstangenrichtung.

In Abbildung 5.9 und 5.10 sind die dabei durch den Beobachter berechneten Systemzustände für die Rotorlage ϕ_{BLDC} , seine Rotorgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{BLDC}$ sowie die damit korrespondierende Position der Zahnstange x_Z und ihre Geschwindigkeit \dot{x}_Z im Vergleich zu entsprechenden Messungen am realen System gezeigt. Aus Ab-

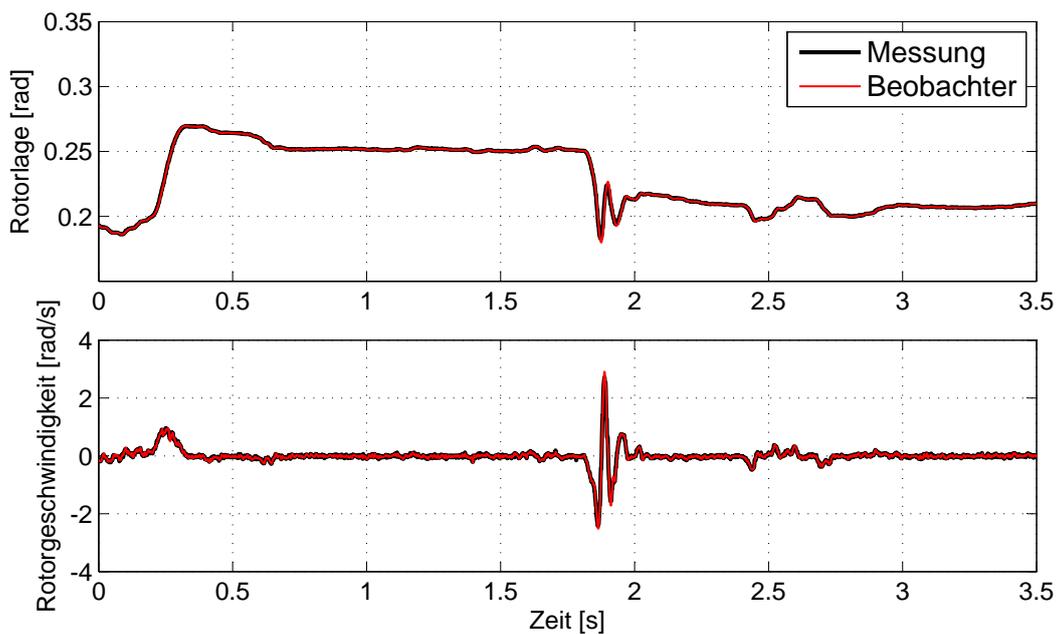


Abbildung 5.9: Vergleich zwischen Messung und Beobachtung der Rotorlage und ihrer Geschwindigkeit beim Überfahren eines Kantholzes

bildung 5.9 ist ersichtlich, dass der Beobachter in der Lage ist, die Zustände des Motors nahezu perfekt wiederzugeben. Dies ist auch nicht verwunderlich, da über den Kommutierungssensor des Elektromotors die Rotorlage ϕ_{BLDC} gleichzeitig eine Messgröße des Systems darstellt. Dass die daraus resultierende Rotorgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{BLDC}$ ebenfalls sehr gut abgebildet wird, ist dem direkten numerischen

Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen zu verdanken. Erstaunlich ist viel-

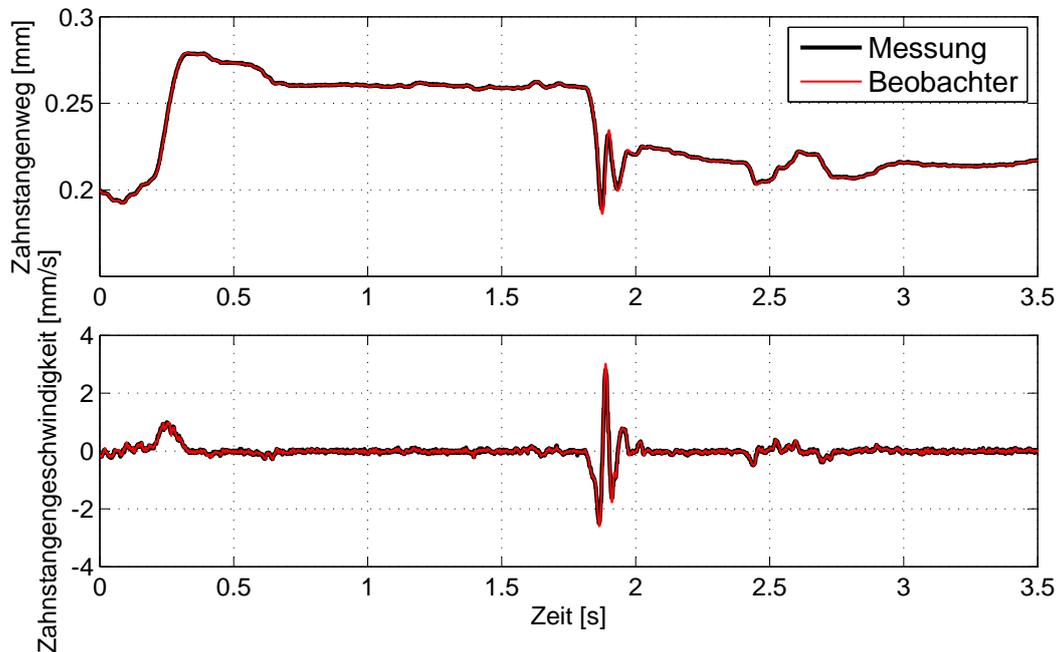


Abbildung 5.10: Vergleich zwischen Messung und Beobachtung der Zahnstangenposition und ihrer Geschwindigkeit beim Überfahren eines Kantholzes

mehr das Ergebnis aus Abbildung 5.10 für die Berechnung der Zahnstangenposition x_Z und ihrer Geschwindigkeit \dot{x}_Z , die ebenfalls sehr gut abgebildet werden. Dieses Ergebnis ist den verhältnismäßig geringen wirkenden Kräften bei dem ausgewählten Manöver zuzuschreiben (vgl. Abbildung 5.11). Hierdurch spielt die Elastizität des Riemens eine untergeordnete Rolle, wodurch man von einer nahezu starren Kopplung zwischen Zahnstange und Rotor ausgehen kann. Dieser Rückschluss wird auch durch den formähnlichen Verlauf der oberen Zeitschriebe aus Abbildung 5.9 und 5.10, sowie der unteren Zeitschriebe der gleichen Abbildungen untermauert.

Der in Abbildung 5.11 gezeigte Vergleich zwischen der gemessenen und der beobachteten externen Kraft zeigt dem hingegen durchaus einige Abweichungen. Der Verlauf der Kraft über der Zeit wird nur beim eigentlichen Ereignis bei ca. 1,8 s hinreichend genau wiedergegeben. Dies war auch nicht anders zu erwarten, da vor dem Erreichen der Losbrechkraft der Zahnstange auch keine Bewegung im Lenkgetriebe stattfindet. Dieser Umstand wiederum unterbindet die Berechnung einer externen Kraft. Nach dem Ereignis $t > 1,8$ s ist durch die impulsartige Kraftanregung die Losbrechkraft überwunden, so dass der Beobachter auch relativ schnell einen zutreffenden Wert errechnet. Dies ist nachvollziehbar, da im Intervall $1,8$ s $< t < 1,85$ s der Gradient der Berechnung zunächst stetig ansteigt und beim Richtungswechsel der Kraft bei $t > 1,85$ s dem real gemessenen Sprung recht gut folgen kann.

Im Anhang E sind weitere Abbildungen zur Validierung der Beobachtergüte ge-

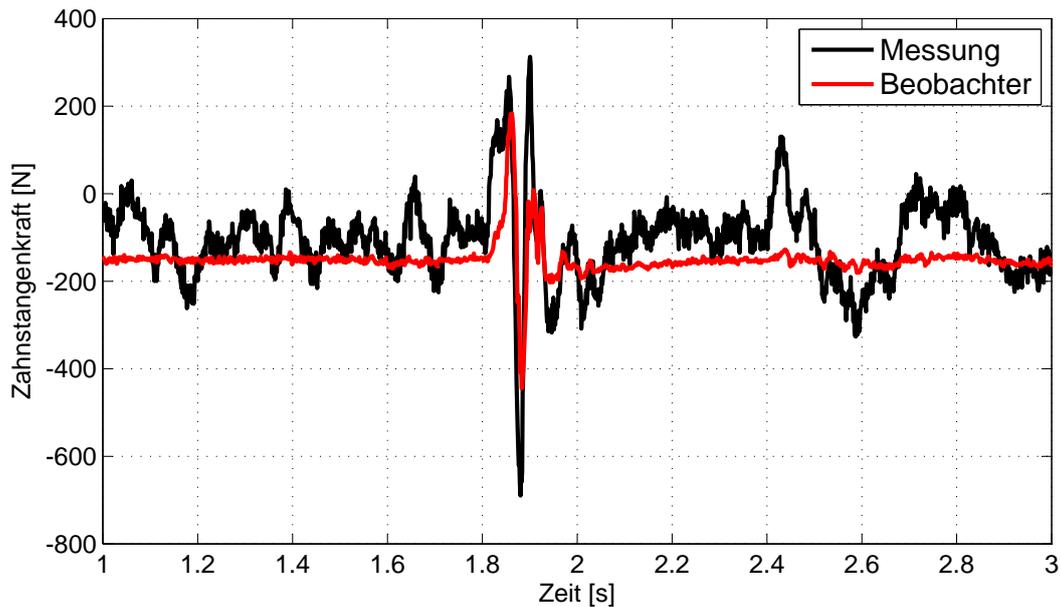


Abbildung 5.11: Vergleich zwischen Messung und Beobachtung der Zahnstangenkraft beim Überfahren eines Kantholzes

zeigt. Die recht gute Abbildung der Systemzustände lässt sich in allen Diagrammen, genauso wie die Schwäche bei der Berechnung der externen Kraft an der Schwelle zum Losbrechmoment der Zahnstange nachvollziehen. Als Rückschluss empfiehlt sich zur Umsetzung des Ansatzes in der Serienentwicklung auf detailliertere Reibungsmodelle zurückzugreifen oder z.B. durch ein Toggeln um die quasistationäre Ruhelage des Systems das Losbrechmoment auf ein niedrigeres Niveau zu senken.

5.3.2 Rücklaufverhalten

Das Rücklaufverhalten des neuartigen Regelungsansatzes wurde im Vergleich mit einem bereits bestehenden und in der Serie verfügbaren Regler untersucht. Um einen möglichst hohen Grad der Vergleichbarkeit zu erhalten, wurden die beiden Konzepte in einem identischen Fahrzeug auf dem gleichen Lenksystem untersucht. Dadurch sind sowohl Einflüsse aus anderen Fahrzeugparametern, wie z.B. die Reifen und die Fahrzeugmasse, als auch durch das Lenksystem selbst ausgeschlossen. Die Parameter der Applikationsmodule, wie z.B. die Kennlinien zur Basisunterstützungskraft, sind ebenfalls, soweit möglich, identisch gewählt worden. Einschränkungen zu diesem Identitätsprinzip gab es nur dort, wo z.B. aus Stabilitätsgründen andere Parameter gewählt werden mussten oder wo konzeptbedingte Unterschiede bestehen. So ist z.B. das aktive Rücklaufmodul des Standardreglers aktiv, während dieses bei der Unterstützungskraftregelung nicht existiert. Zur Bewertung der Rücklaufeigenschaften wurden zwei Manöver ausgewählt, die sich auch durch weniger geübte Fahrer leicht reproduzieren lassen und auch im Alltag eine gewisse Relevanz haben. Dies sind das *Hands-Off Manöver* und das *Losfahren aus dem*

Stand mit gelenkter Vorderachse.

Hands-Off Manöver

Beim *Hands-Off Manöver* fährt der Fahrer mit einer niedrigen konstanten Geschwindigkeit auf einer Kreisbahn und zieht dabei die Lenkung solange zu, bis er sich an der Grenze zum Untersteuern des Fahrzeugs befindet. Nach Erreichen dieses Arbeitspunktes nimmt der Fahrer beide Hände vom Lenkrad und beobachtet bzw. misst den Lenkradrücklauf. Die niedrige Geschwindigkeit ist gewählt, um relativ hohe Lenkradwinkel bis zum Untersteuern zuzulassen. Die Grenze des Untersteuern wird angefahren, da diese mit einem bestimmten Wert für die Querbesehleunigung, also auch für die Seitenkraft am Rad korreliert. So lassen sich relativ einfach die gleichen Bedingungen für den Konzeptvergleich erzeugen. Das Manöver hat eine gewisse Relevanz im Alltag, da der Fahrer nach jedem Abbiegevorgang die eigenständige Rückstellung der Lenkung erwartet. Manche Fahrer nutzen sogar diese Eigenschaft und lassen das Lenkrad beim Herausfahren aus der Kurve durch die Hände gleiten. In Abbildung 5.12 ist der Vergleich der Rück-

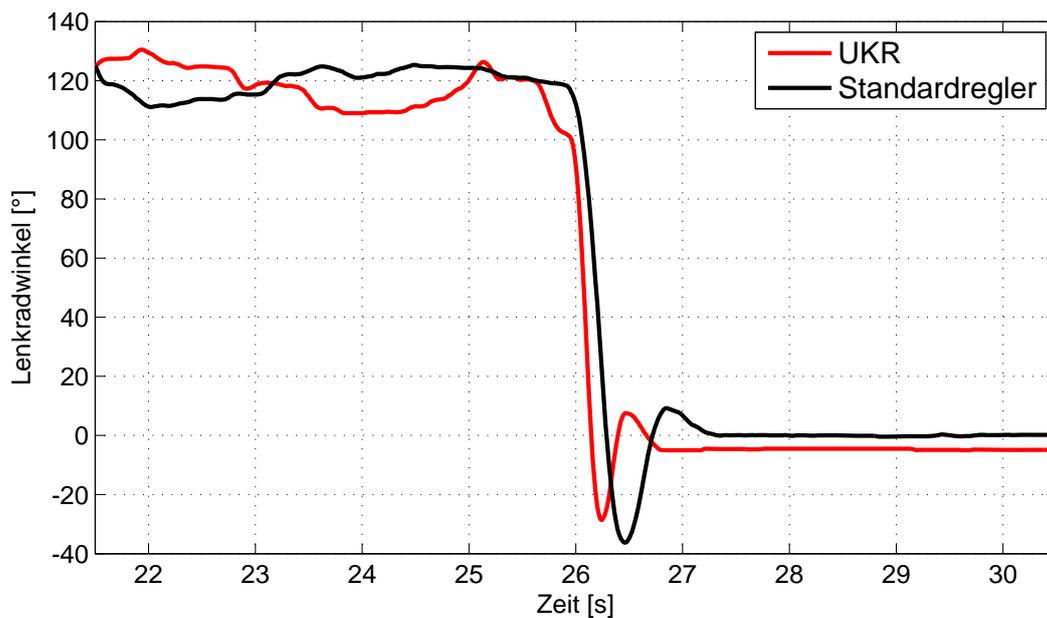


Abbildung 5.12: Lenkradwinkelverlauf beim Hands-off Manöver

laufeigenschaften zwischen der EPS mit Standardregler und der gleichen EPS mit Unterstützungskraftregelung gezeigt. Zum Zeitpunkt des Lenkradloslassens bei $t = 25,6 \text{ s}$ liegt bei beiden Systemen ein Lenkradwinkel von ca. 120° an. Es ist sofort ersichtlich, dass die UKR wesentlich schneller auf ihren stationären Endwert zurückläuft, als dies beim Standardregler der Fall ist. Das System beginnt bereits zum Zeitpunkt des Lenkradloslassens sofort mit dem Rücklauf, während das Rücklaufmodul des Standardreglers einer Verzögerung von ca. 250 ms unterliegt. Der erste Nulldurchgang ist bei der Unterstützungskraftregelung bereits $0,5 \text{ s}$

nach dem Loslassen des Lenkrads erreicht. Der stationäre Endwert wird nach 1,2 s erreicht. Beim Standardregler erfolgt hingegen der erste Nulldurchgang erst 200 ms nach der UKR. Der stationäre Endwert ist beim Standardregler erst 500 ms nach der UKR erreicht. Zudem ist der Überschwinger bei der UKR ca. 8° geringer als beim Standardregler.

Allerdings ist auch erkennbar, dass der stationäre Endwert der UKR nicht genau bei *Null*, sondern bei -5° Lenkwinkel erreicht ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die von außen wirkenden Kräfte unterhalb der Detektionsschwelle des Beobachters liegen. Daher gibt es keine treibende Kraft mehr, die dem System eine weitere Korrektur auf den Endwert *Null* aufprägen würde. Weiterhin muss man zugestehen, dass auch das aktive Rücklaufmodul des Standardreglers wesentlich aggressiver appliziert werden könnte. Es ist dann jedoch zu erwarten, dass sich auch der Überschwinger des Standardreglers noch auffälliger darstellen sollte.

Als wesentlicher Vorteil bleibt jedoch, dass die kraftorientierte Rückstellung der Unterstützungskraftregelung immer auf den stationären Endwert zurücklaufen wird, der durch die Zahnstangenkraft *Null* gegeben ist⁵. Der stationäre Endwert des Standardreglers bleibt hingegen in jeder Fahrsituation auf den Lenkwinkel *Null* fixiert.

Losfahren aus dem Stand

Beim *Losfahren aus dem Stand* mit gelenkter Vorderachse wird bei Fahrzeugstillstand und laufendem Motor der Lenkung bis in den Endanschlag eingeschlagen. Danach beschleunigt der Fahrer ohne die Hände am Lenkrad zu haben moderat, bis ein stationärer Endwert für den Lenkwinkel erreicht ist. Die Hände werden dabei nicht am Lenkrad gehalten, um hierdurch dem System keine zusätzliche Dämpfung zu überlagern und damit den Vergleich zu verfälschen. Bewertet wird wie zügig die Lenkung in der Lage ist auf den stationären Endwert zurückzulaufen. Dieses Manöver kommt im Alltag z.B. beim Wenden vor. Allerdings ist anzunehmen, dass im Straßenverkehr der Fahrer seine Hände am Lenkrad hält.

In Abbildung 5.13 ist die Lenkungsrückstellung der Unterstützungskraftregelung im Vergleich zum Standardregler gezeigt. Das Fahrzeug fährt in beiden Fällen bei dem Zeitstempel $t = 19,5$ s an. Der Unterstützungskraftregler hat dabei im Intervall $20,75$ s $< t < 22,25$ s einen steileren Gradienten als der Standardregler und kommt daher bei $t = 23$ s auf einen stationären Endwert für den Lenkwinkel von ca. 15° . Der gleiche Endwert ist beim Standardregler erst ca. 1 s später erreicht. Beide Rückstellverläufe sind kontinuierlich und wirken sehr harmonisch.

Auch in diesem Manöver zeigt sich die rücklaufunterstützende Wirkung der Unterstützungskraftregelung. Da auch in diesem Fall der Standardregler aggressiver applizierbar ist und beide Regler gleichermaßen harmonisch auf den selben Endwert zurücklaufen, kann hier weder von einem Vor- noch von einem Nachteil der UKR

⁵Durch den Rücklauf auf die Zahnstangenkraft *Null* stellt sich ein Handmomentenminimum ein, welches dem Fahrer den Lenkwinkel zum Beibehalten des stationären Fahrzustandes anzeigt. Auch beim Powerslide mit großen Schwimmwinkeln zeigt sich ein natürlicher Lenkungsrücklauf.

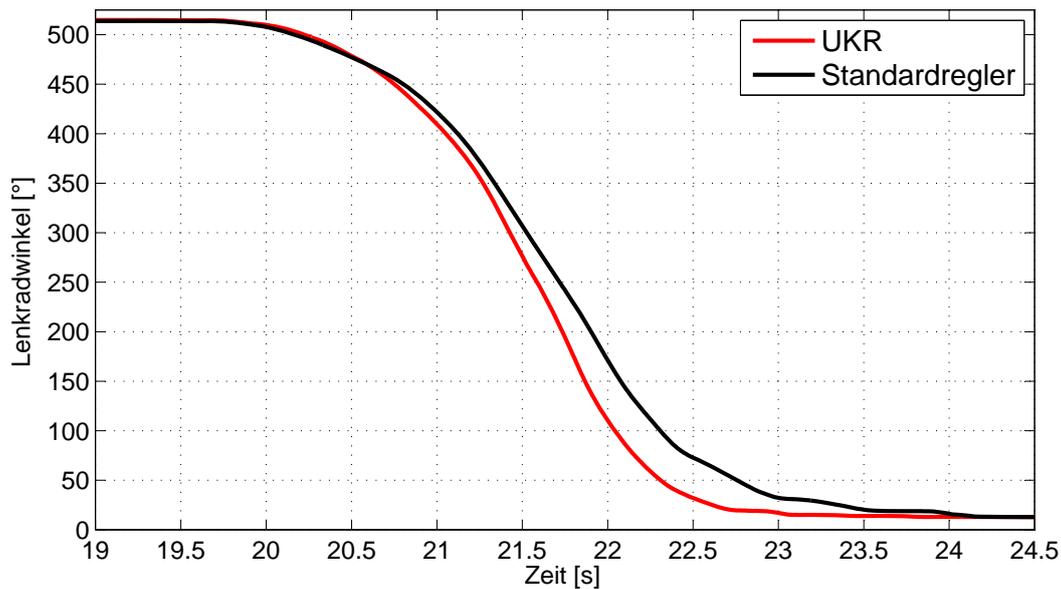


Abbildung 5.13: Lenkradwinkelverlauf beim Losfahren aus dem Stand

gesprochen werden. Dennoch bleibt bemerkenswert, dass die positiven Lenkungsrückstelleigenschaften der Unterstützungskraftregelung ganz ohne das Vorhandensein eines aktiven Rückstellmoduls erreicht werden.

5.3.3 Lenkungsrückmeldung

Kantholzüberfahrt

Bei der *Kantholzüberfahrt* fährt der Fahrer mit einer Geschwindigkeit von 20 km/h mit dem rechten Vorderrad über ein Kantholz mit quadratischem Querschnitt und einer Kantenlänge von 10 cm . Die dabei auftretende Vertikalbewegung des Radträgers sorgt über die vorhandene Radhubkinematik für eine impulsartige Kraftanregung in die Bewegungsrichtung der Zahnstange. Der Fahrer hat dabei die Hände nicht am Lenkrad, um die daraus resultierenden Varianz in der Bedämpfung der Lenksäule unberücksichtigt lassen zu können.

Bewertet wird, mit welcher Amplitude und mit welchem zeitlichen Verzug eine Informationsweitergabe dieser Anregung an den Fahrer erfolgt. Der Vergleich des Handmoments über der Zeit für die Unterstützungskraftregelung und den Standardregler ist in Abbildung 5.14 gezeigt. Aus Abbildung 5.14 ist sofort ersichtlich, dass beide Regler mit einem ähnlich steilen Gradienten auf die Anregung von der Straße reagieren. Allerdings kann anhand der vorliegenden Messdaten nicht bewertet werden, ob sich der zeitlicher Verzug zwischen dem Kraftstoß und der Darstellung im Handmoment unterscheidet. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass zum Vergleich der Messdaten ein *Offset*-Abgleich im Zeitvektor durchgeführt werden musste. Auffällig sind jedoch die erheblich höheren Amplituden des Handmomen-

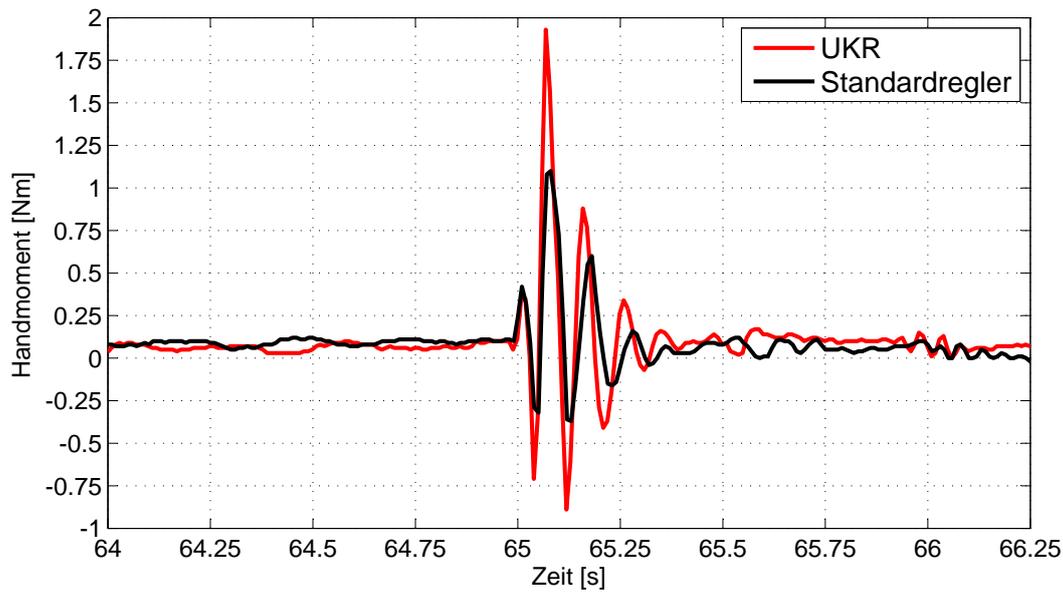


Abbildung 5.14: Vergleich des Handmomentenverlaufs der UKR und des Standardreglers beim Überfahren eines Kantholzes

tenverlaufs bei der Unterstützungskraftregelung. Der Maximalausschlag der UKR ist sogar um ca. 70% höher als der des Standardreglers. Beim Überfahren des Kantholzes besteht mit Sicherheit kein Zweifel, dass beide Lenksysteme in der Lage sind dieses Ereignis an den Fahrer zu kommunizieren. Viel wichtiger ist jedoch der Rückschluss, dass Kraftanregungen an der Zahnstange mit hohem Frequenzinhalt durch die Unterstützungskraftregelung mit nicht unbedeutend höheren Amplitude wiedergegeben werden, als dies beim Standardregler der Fall ist. Dies bedeutet, dass der Fahrer eines Fahrzeugs mit UKR auch dann noch in der Lage ist kleine und hochfrequente Anregungen aufzulösen, wenn die Rückmeldung des Standardreglers bereits unterhalb der menschlichen Wahrnehmungsschwelle liegt.

Untersteuern

Beim *Untersteuern* fährt der Fahrer mit einer konstanten Geschwindigkeit von ca. 50 km/h auf einer Kreisbahn und zieht dabei die Lenkung solange zu, bis das Fahrzeug über die eingeschlagenen Vorderräder schiebt. Der Haftungsabriss zwischen Reifen und Fahrbahn an der Vorderachse sorgt für einen Einbruch der Zahnstangenkraft. Der Fahrer behält dabei beide Hände am Lenkrad und beobachtet bzw. misst den damit korrespondierenden Einbruch des Lenkradmomentes. Die Kombination von moderater Geschwindigkeit und langsamen zuziehen der Lenkung wurde gewählt, da sich hierbei relativ leicht der Untersteuervorgang einleiten und reproduzieren lässt. Des Weiteren besteht bei diesem Manöver durchaus eine Korrelation mit einer möglichen Situation aus dem Straßenverkehr. Fährt man z.B. in eine Autobahnabfahrt, so kommt es recht häufig vor, dass sich der Kurvenradius mit zu-

nehmender Strecke reduziert. Um dem Verlauf der Straße weiter zu folgen, ist man gezwungen die Lenkung weiter zu schließen oder die Geschwindigkeit zu reduzieren. Lässt sich die Geschwindigkeit nicht schnell genug reduzieren, so kommt es zum Untersteuern. Ein frühzeitiges Erkennen dieser Situation ist also durchaus der Sicherheit im Straßenverkehr zuträglich.

In Abbildung 5.15 ist der Vergleich des Handmoments über der Zeit bei einer EPS mit Standardregler und mit Unterstützungskraftregler in einer Untersteuersituation gezeigt. Die Untersteuersituation beginnt ca. zum Zeitpunkt $t = 39,25 \text{ s}$. Es

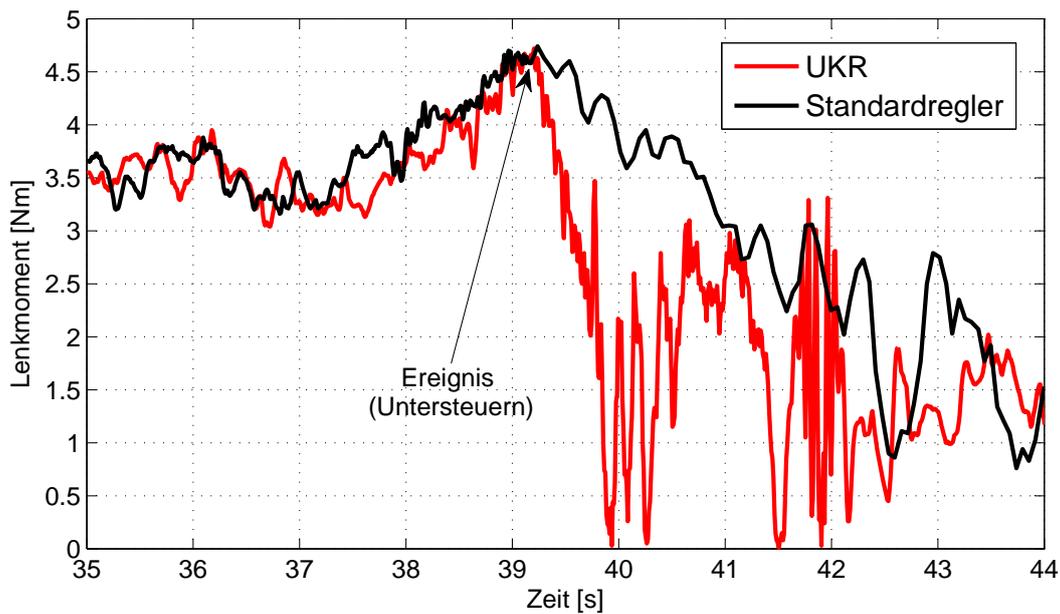


Abbildung 5.15: Vergleich des Lenkmomentenverlauf beim Untersteuern

ist sofort ersichtlich, dass die UKR im Zeitintervall $39,25 \text{ s} < t < 39,75 \text{ s}$ mit einem Handmomenteneinbruch von etwa 2 Nm reagiert. Auch wenn sich kein scharfer Grenzwert der menschliche Wahrnehmungsschwelle zur Auflösung von Handmomentschwankungen festlegen lässt, so ist der praktisch angenommene Grenzwert von $0,5 \text{ Nm}$ bereits nach etwa 250 ms erreicht. Dies meldet dem Fahrer die Untersteuersituation deutlich zurück, so dass dieser im folgenden Intervall von $39,75 \text{ s} < t < 40 \text{ s}$ die Lenkung so weit öffnet, dass das Handmoment auf *Null* abfällt. Dies entspricht auch der fahrphysikalisch richtigen Reaktion, um die Kontrolle über das Fahrzeug zu behalten.

Im Gegensatz dazu erfolgt der Momentenabfall beim Standardregler wesentlich verhaltener. Die rein pragmatisch festgelegte Grenze zur menschlichen Wahrnehmung von Handmomentschwankungen wird erst nach ca. 750 ms erreicht. Zusätzlich ist anders als bei der UKR im Handmomentenverlauf des Standardreglers auch keine deutliche Fahrerreaktion ersichtlich.

5.3.4 Störgrößenempfindlichkeit

Lenkrad anreißen

Beim Manöver *Lenkrad anreißen* fährt der Fahrer mit einer konstanten Geschwindigkeit von 60 km/h geradeaus und reißt die Lenkung dann auf einen Lenkradwinkel von ca. 90° an. Dieses Manöver soll dazu dienen, das Sollwertfolgeverhalten der Unterstützungskraftregelung zu bewerten. Ein Vergleich mit dem Standardregler hinsichtlich dieses Kriteriums macht keinen Sinn, da dieser auf der gewählten Betrachtungsebene als reine Steuerung fungiert und es daher keinen Soll-Ist-Abgleich gibt. Des Weiteren soll gezeigt werden, dass auch mit dem beobachterbasierten Regelungsansatz die Unterstützungskraft hinreichend schnell aufgebaut werden kann, ohne dass sich die Lenkung übermäßig stark verhärtet.

Im Alltag kann diese Situation vorkommen, wenn in einem engen Straßenzug mit seitlich geparkten Fahrzeugen unvermittelt die Fahrertür eines parkenden PKW geöffnet wird und der Vorbeifahrende zum Durchführen eines Notausweichmanövers gezwungen wird.

Der Vergleich zwischen dem Soll- und Istwert der Unterstützungskraftregelung ist in Abbildung 5.16 oben dargestellt. In der mittleren und letzten Darstellung aus Abbildung 5.16 sind die jeweiligen Lenkradwinkeleingangssignale und die korrespondierenden Handmomentenverläufe gezeigt. Aus dem oberen Diagramm

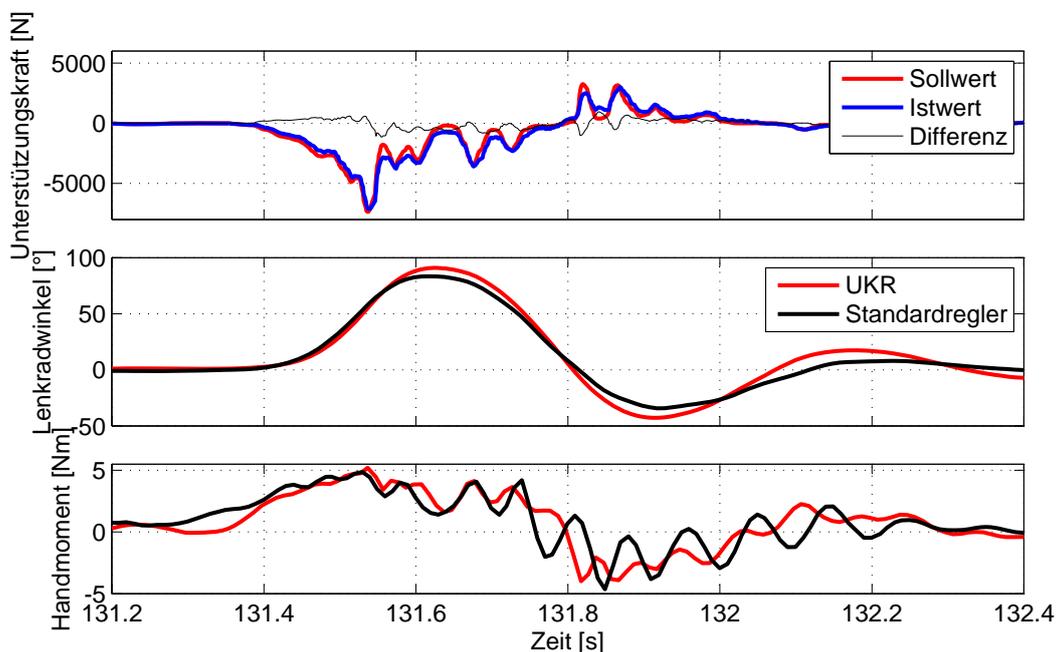


Abbildung 5.16: Vergleich zwischen Soll- und Istunterstützungskraft beim Anreißen des Lenkrads

aus Abbildung 5.16 ist ersichtlich, dass der Regler recht gut in der Lage ist dem Sollwert zu folgen. Zwar ist über den kompletten Manöververlauf eine Differenz

zwischen dem Soll- und Istsignal erkennbar, dies scheint jedoch keinen erheblichen Einfluss auf den Aufbau des Handmoments zu haben, wie das dritte Diagramm zeigt. Die Schwankungen im Handmoment sind eher der nicht vollständigen Reproduzierbarkeit des Manövers zuzuschreiben. Erwähnenswert ist zudem die Tatsache, dass trotz des leicht größeren Lenkwinkels beim Anreißen mit der Unterstützungskraftregelung die Schwankungen im Momentenverlauf eine geringere Amplitude aufweisen. In diesem Kontext kommt man daher zu dem Rückschluss, dass die UKR gegenüber dem Standardregler zumindest vergleichbar unempfindlich hinsichtlich plötzlicher Lenkwinkeländerungen ist.

Störgrößenübertragung

Zur Bestimmung der Störgrößenübertragung über dem kompletten relevanten Frequenzband wurde das betrachtete Lenksystem am Prüfstand mit den zwei verschiedenen Regelungsansätzen untersucht⁶. Dazu wurde das System am Drehstab fest eingespannt und von außen durch elektromagnetische Linearaktoren mit einem Sinus-Sweep von 0 Hz bis 30 Hz und einer konstanten Kraftamplitude von 1000 N beaufschlagt. Aufgezeichnet wurden dabei das Moment am Drehstab und die tatsächlich durch den Prüfstand aufgebrachte Kraft. Die jeweilige Übertragungsfunktion zur Darstellung des Frequenzgangs der beiden Systeme lässt sich mit Hilfe des Quotienten aus dem Kreuzleistungsdichtespektrum und dem Autoleistungsdichtespektrum der beiden Signale numerisch approximieren. Das Ergebnis des Vergleichs ist in Abbildung 5.17 gezeigt. Der Betragsgang aus Abbildung 5.17 verläuft bei beiden

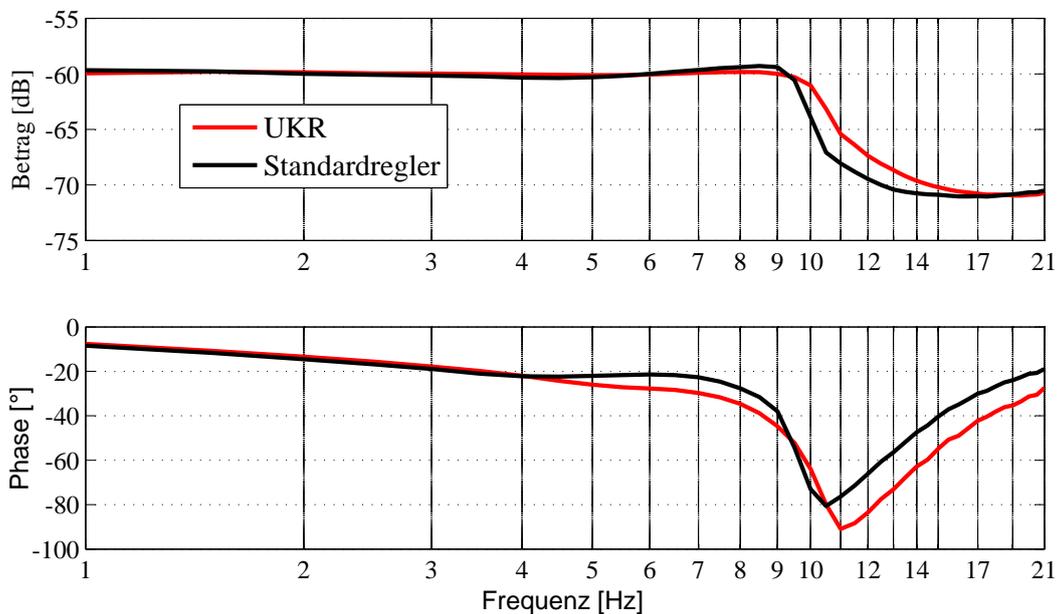


Abbildung 5.17: Vergleich der Frequenzgänge der Störgrößenübertragung

⁶Eine Beschreibung des verwendeten Prüfstands befindet sich in Anhang F

Ansätzen bis zu einer Frequenz von 7 Hz nahezu kollinear. Im Bereich von 7 Hz bis 9 Hz ist die Verstärkung des Standardreglers sogar ein wenig höher. Im Bereich von 9 Hz bis 17 Hz liegt jedoch die Verstärkung der Unterstützungskraftregelung im Durchschnitt ca. 2 dB oberhalb der Verstärkung des Standardreglers.

Der Phasengang beider Konzepte verläuft bis zu einer Frequenz von 4 Hz nahezu gleich. Im Frequenzintervall $4\text{ Hz} < \omega < 9,5\text{ Hz}$ ist die Phasendrehung des Standardreglers sogar durchschnittlich 7° geringer als bei der UKR. Im nachfolgenden Intervall von $9,5\text{ Hz} < \omega < 10,5\text{ Hz}$ ist wiederum die Phasendrehung der UKR um ebenfalls ca. 7° geringer. Ab einer Frequenz von ca. 11 Hz bis zum Messungsende bleibt die Phasendrehung des Standardreglers durchschnittlich etwa 10° geringer als die der UKR. Dieser scheinbare Vorteil im Phasengang relativiert sich, wenn man in Betracht zieht, dass die Viertelschwingung einer sinusoidalen Anregung, also 90° Phase, gerade mal $16,7\text{ ms}$ andauert. Dieser Wert liegt weit unter der Schwelle zur Echtzeitwahrnehmung des Menschen.

Kapitel 6

Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird zum Abschluss noch einmal der wesentliche Inhalt der Arbeit zusammengefasst. Im Anschluss daran wird im Sinne einer Selbstreflexion der wissenschaftliche Beitrag der Arbeit herausgestellt. Abschließend wird basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen ein Ausblick auf weiterführende wissenschaftlichen Nutzungsmöglichkeiten des erarbeiteten Wissens und Hinweise zur technischen Realisierung des dargestellten Regelkonzepts gegeben.

6.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde zunächst in das Thema der servounterstützten Lenksysteme eingeführt und die mit dem Technologiewandel von hydraulisch zu elektrisch unterstützten Systemen einhergehenden Vor- und Nachteile erklärt. Die verminderte Rückmeldung elektromechanischer Lenksysteme wurde als Thema dieser Arbeit aufgegriffen. In der darauffolgenden Literaturrecherche wurden die bislang untersuchten Methoden und Möglichkeiten zur Verbesserung der Rückmeldung elektromechanischer Lenksysteme erörtert. Dabei konnte festgehalten werden, dass rein mechanische Optimierungsmethoden zwar möglich sind, jedoch wegen der Vielzahl an Entwicklungskompromissen schnell an ihre Grenzen stoßen und daher die Regelungstechnik in den Fokus der Bemühungen rückt.

Zur theoretischen und simulativen Untersuchung der hydraulischen und elektromechanischen Systeme, sowie für den Entwurf der Regelung wurden im weiteren Verlauf der Arbeit geeignete Modelle entworfen. Die Validierung der Modelle und ihrer Parameter für den jeweiligen Verwendungszweck wurde anhand des Vergleichs von Messdaten und Simulationsprognosen nachgewiesen.

In der nachfolgenden theoretischen Systemanalyse wurden die rückmeldungsrelevanten Eigenschaften der Systeme und ihre dominanten Beitragsgeber identifiziert. Daraus entstand die These dass durch ein rein strukturelles Umlegen des Regeleingriffspunktes über eine virtuelle Messstelle zwischen Kugelumlaufgetriebe und Zahnstange, ein der hydraulischen Servolenkung ähnliches Rückmeldeverhalten erzeugt werden kann.

Um die These zu prüfen, wurden auf Basis der entworfenen Modelle die be-

kannten Konzepte der Kennfeldregelung und der Handmomentenregelung sowie das neue Konzept der Unterstützungskraftregelung in der Simulation abgebildet und ihre aus der jeweiligen Struktur ableitbaren Eigenschaften diskutiert. Das neuartige Konzept ist dabei in der Lage, die vorher spezifizierten Anforderungen an ein modernes Lenksystem vollständig abzubilden. Des Weiteren sind die Konzepte so dargestellt, dass auf die generische LQR/LQE-Entwurfsmethodik für einen beobachterbasierten linear quadratischen Regler zurückgegriffen werden kann. Die Vergleichbarkeit wird so erheblich erhöht, da der Einfluss der Entwurfsmethodik damit ausgeschlossen ist.

Zum Abschluss der Arbeit wurden die unterschiedlichen Konzepte der Kennfeldregelung, Handmomentenregelung und der Unterstützungskraftregelung anhand ausgesuchter Simulationsergebnisse hinsichtlich ihrer rückmeldungsrelevanten Eigenschaften mit der hydraulischen Servolenkung verglichen. Um die bis zu diesem Punkt rein rechnerisch nachgewiesenen Vorteile des neuen Konzepts vom Vorwurf der rein theoretischen Machbarkeit frei zu sprechen, wurde das Konzept der Unterstützungskraftregelung auf ein reales System übertragen und am Prüfstand, sowie im Fahrzeug im Vergleich zu einer Kennfeldregelung vermessen. Die Auswertung der Messdaten zeigt, dass trotz der aus der Praxis stammenden notwendigen Beschränkungen die Grundtendenz zur Verbesserung der Lenkungsrückmeldung erhalten bleibt.

Es konnte gezeigt werden, dass durch eine geeignete Wahl der Regelstrecke bei Verwendung der gleichen Reglerentwurfsmethodik, sowohl in der Theorie als auch in der Praxis eine signifikante Verbesserung der Rückmeldung elektromechanischer Servolenkungen erzielt werden kann. Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass durch den vorgestellten Ansatz die elektromechanische Servolenkung in die Lage versetzt wird nahezu die Rückmeldungscharakteristik einer hydraulischen Servolenkung anzunehmen ohne die sonstigen Vorteile eines solchen Systems, wie z.B. Applikationsfreiheit, Kopplung mit Fahrerassistenzsystemen und *Power-On-Demand*-Funktionalität zu verlieren. Als positiver Nebeneffekt führt die strukturell gegebene umfängliche Trägheitskompensation, sowohl im Führungs- als auch im Störgrößenübertragungspfad durch den fahrphysikalisch richtigen Lenkungsrücklauf zur gewünschten Eigenstabilisierung des Fahrzeugs.

6.2 Wissenschaftlicher Beitrag der Arbeit

Die bisherigen Verfahren zur Verbesserung der Eigenschaften elektromechanischer Lenksysteme beruhen im Wesentlichen auf mechanischen Optimierungen, der Entwicklung von Zusatzmodulen in der Führungsgrößenvorgabe oder der Wahl unterschiedlicher Reglerentwurfverfahren auf strukturell gleiche Ansätze. Der erste strukturell unterschiedliche Ansatz, die Handmomentenregelung, wurde schwerpunktmäßig entwickelt, um das Lenkgefühl auf andere Fahrzeugklassen übertragbar zu machen und *Steer-By-Wire*-Lenkungen darzustellen, weist jedoch schon auf das Potenzial struktureller Änderungen hin.

Im Gegensatz dazu zeigt die vorliegende Arbeit, dass die systematischen Erfas-

sung von strukturellen Eigenschaften elektromechanischer Lenksysteme durch den Vergleich mit hydraulischen Lenksystemen und die Ausnutzung dieses Wissens zur Erweiterung des Funktionsumfangs führen kann, ohne die Systemkomplexität für den applikationsverantwortlichen Entwicklungsingenieur weiter zu erhöhen. Dabei konnte gezeigt werden, dass beherrschbare Änderungen in der Struktur der Regelung elektromechanischer Lenksysteme gleich zwei relevante Kritikpunkte heutiger Regelungsansätze ohne das Anfallen von Sondermodulen beseitigen können. Hierbei ist von der verminderten Lenkungsrückmeldung und dem Lenkungsrücklauf die Rede. Darüber hinaus bietet der Ansatz die Möglichkeit weitere, das Lenkgefühl verbessernde und den Funktionsumfang erweiternde, Module zu implementieren. Der Handlungsspielraum und die Zukunftsfähigkeit werden also nicht eingeschränkt.

In der vorliegenden Arbeit wurden die theoretischen Grundlagen zur Umsetzung eines neuartigen Regelansatzes für eine elektromechanische Servolenkung erarbeitet. Dabei konnte gezeigt werden, dass es zur Darstellung einer rückmeldungsoptimierten elektromechanischen Servolenkung notwendig ist zwischen dem "Hinpfad", also der Lenkwinkelvorgabe durch den Fahrer, und dem "Rückpfad", also der kraftorientierten Rückmeldung des Lenksystems von der Straße, zu unterscheiden. Der vorgestellte Ansatz bietet dabei die Möglichkeit beide Übertragungspfade voneinander entkoppelt zu beeinflussen.

Der aufgezeigte beobachterbasierte Lösungsweg erzeugt mit der Berechnung der Zahnstangenkraft eine zusätzliche lenkungsintern vorhandene Größe, die das volle Frequenzband der Nutzinformationen für den Fahrer enthält. Damit wurde das Fundament für weiterführende Arbeiten geschaffen. Das Prinzip "Weglassen ist einfacher als Hinzufügen" wird dabei durch eine bedarfsgerechten Verstärkung von Nutzinformationen oder der Unterdrückung von Störinformationen zur Darstellung nutzerspezifischer Rückmeldungseigenschaften erst möglich. Denkbar wäre hierbei sicherlich die Umsetzung frequenzorientierter Filter mit dem Ziel Anregungen von der Straße in einem besonders relevanten Frequenzband bewusst zu verstärken. Die Einführung einfacher Tiefpass-, Bandpass-, und Hochpassfilter ist jedoch mit einer weiteren Phasenverschiebung der Nutzinformationen verbunden (vgl. [Best, 1982]).

Als Nebenprodukt dieser Arbeit haben sich noch weitere theoretischen Ansätze ergeben, die im Nachgang als Anregung für die Funktionsentwicklung dienen können. So zeigen z.B. die Untersuchungen zum Lenkungsrücklauf bei losgelassenem Lenkrad, dass, solange der Drehstab noch verspannt ist, der Regler noch eine Gegenkraft zu den Rückstellkräften aus der Achse aufbringt. Dieser Umstand kann weiter optimiert werden, wenn das bestehende Konzept der Unterstützungskraftregelung um einen *Lenkrad-/Lenksäulenbeobachter* erweitert würde. Dadurch ließe sich das durch den Fahrer real aufgebrachte Handmoment erkennen. Würde man dieses Handmoment statt des gemessenen Drehstabmoments als Eingangsgröße verwenden, so könnte die Lenkkraftunterstützung bei einem *Hands-Off-Manöver* schlagartig zurückgenommen werden, wodurch sich der Lenkungsrücklauf weiter beschleunigen ließe.

6.3 Ausblick

Ein in der Praxis zu lösendes Problem stellt das verwendete Reibungsmodell dar. Wie in dieser Arbeit bereits gezeigt, führt die Nichtüberschreitung der Losbrechkraft der Zahnstange dazu, dass der Beobachter quasi “blind“ ist. Es empfiehlt sich daher weitere Untersuchungen mit komplexeren Reibungsmodellen zur Verbesserung der Ergebnisse in der praktischen Umsetzung anzustreben.

Ein breites Arbeitsfeld zur weiteren Verfolgung des Konzepts, sowohl aus der praktischen als auch aus der theoretischen Sicht, steckt im Entwurf von Applikationsmodulen und Sonderfunktionen für ein solches Lenksystem. Denkbar wäre auf Basis der beobachterbasiert berechneten Zahnstangekraft einen *Geländemodus* für SUV umzusetzen. In diesem Falle würde die bekannte Zahnstangenkraft benutzt werden, um bei gewähltem Geländemodus, eine entsprechende Kompensationskraft durch den Elektromotor bereitzustellen.

Des Weiteren besteht durchaus die Möglichkeit mechanische Parameter einer bestehenden Achse, wie z.B. den *Nachlauf* oder die *Gewichtsrückstellung* noch nachträglich zu optimieren. Ein naheliegender Ansatz wäre hierbei die algorithmische Abbildung einer Zielachse mit den entsprechenden Wunscheigenschaften. Über ein inverses Modell der Achse ließe sich darüber ein Sollwert für die betrachtete Eigenschaft als *Offset* der bereits bestehenden Unterstützungskraft generieren.

Ein offenes Feld an weiteren Potenzialen zur Nutzung der Zahnstangekraft ist über die Schätzung des Reibwertes zwischen Reifen und Fahrbahn oder die Verwendung der mit der Zahnstangenkraft in Verbindung stehenden Rückstellkräfte gegeben. Methoden zur modellbasierten Schätzung des Reibwertes sind z.B. in den Arbeiten von [Peussa et al., 2008] und [Shim und Margolis, 2004] gegeben. In den Arbeiten von [Yoshiyuki et al., 2004], [Hsu et al., 2006c] und [Hsu et al., 2007], [Hsu et al., 2006a], [Hsu et al., 2006b] wird bei der Schätzung des Reibwertes sogar direkt auf die Rückstell- bzw. Lenkkräfte zurückgegriffen. Durch den bekannten Reibwert lassen sich Fahrzustandschätzungen erheblich verbessern und adaptive Gesamtfahrzeugregelansätze zur Optimierung des Kontakts zwischen Reifen und Fahrbahn erst umsetzen. Dies ist unter anderem in den Arbeiten von [Tuononen und Sainio, 2008], [Boßdorf-Zimmer et al., 2006], [Goebel, 2005] und [Merouki et al., 2004] gezeigt. [Nakajima et al., 2005] und [Nakajima und Kifuku, 2005] gehen in ihren Veröffentlichungen als Grundlage für ihre Fahrzustandschätzungen sogar von einem bekannten Rückstellmoment der Achse aus.

Abschließend bleibt als letztes Untersuchungsfeld noch die Möglichkeit der Detektion von periodischen Schwingungen in der Zahnstangenkraft. Solche Schwingungen können z.B. durch Brems Scheibendickevariationen oder die Unwucht eines Rades entstehen und werden im Allgemeinen zu den Störinformationen gezählt. Ließen sich solche Schwingungen verlässlich in Frequenz und Amplitude detektieren, so würde sich die Möglichkeit bieten durch Superpositionierung der entsprechenden Gegenschwingung in der Führungsgröße der Unterstützungskraftregelung, diese unerwünschten Signale zu kompensieren. Dies könnte wiederum dem praktischen Mehrwert des Ansatzes von [von Groll, 2006] dienen.

Im Nachgang an diese Arbeit erfolgte die erste Inbetriebnahme auf dem Steuergerät eines realen Lenksystems ohne die Verwendung von Werkzeugen des Rapid-Prototyping. Die auch subjektiv gut wahrnehmbaren Vorteile des Konzepts haben dazu geführt, dass im Rahmen eines Kooperationsprojektes mit einem Lenkungshersteller der Ansatz zur Serienreife weiterentwickelt wird.

Anhang A

Linear-Quadratischer Regler (LQR)

Wie zuvor erwähnt soll in diesem Anhang der Entwurf eines LQ-Reglers beschrieben werden. Die hier wiedergegebenen Ausführungen stellen im Wesentlichen keine eigenen Herleitung dar, sondern sind den Ausführungen von [Unbehauen, 2000c] entliehen und werden hier auf den Anwendungsfall bezogen zusammengefasst. Dies ist notwendig, um die Grenzen des Entwurfsverfahrens und seiner Gültigkeit vollumfänglich darzustellen und die Ergebnisse dieser Arbeit unabhängig von dem gewählten numerischen Werkzeug nachstellen zu können.

A.1 Nullpunktregelung

Als Basis aller Überlegungen soll angenommen werden, dass man ein allgemeines Regelgesetz der Form

$$u^*(t) = -F(t) \cdot x^*(t) \quad (\text{A.1})$$

sucht, welches die Regelungsaufgabe hinsichtlich des quadratischen Gütefunktional als der Form

$$I = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} [x^T Q x + u^T R u] dt = \int_{t_0}^{t_e} L(x, u, t) dt \quad (\text{A.2})$$

optimiert. Hierbei kennzeichnet * den optimalen Zustand für die Stellgrößen $u(t)$ und die Zustandsgrößen $x(t)$. Dieser Zustand ist dann erreicht, wenn das Gütefunktional aus Gleichung A.2 unter Berücksichtigung von Gleichung A.3 minimal wird. Das Integral im Gütefunktional kann aufgrund der quadratischen Terme als Energie interpretiert werden, wobei sowohl die im System gespeicherte Energie als auch die Stellenergie bewertet wird. Als Endwert der Regelung wird im Allgemeinen der Nullpunkt des Zustandsraum $x(t_e) = 0$ angenommen, wobei $t = t_0$ den Anfangszeitpunkt der Regelung und $t = t_e$ den Zeitpunkt markiert, zu dem der Nullpunkt im Zustandsraum erreicht wird.

Nachfolgend soll mit Hilfe des Hamilton-Verfahrens [Unbehauen, 2000c] das optimale Regelgesetz zur Erreichung des Nullpunktes im Zustandsraum hergeleitet werden. Im Anschluss wird aufgezeigt wie diese Form der Optimierung eines Reglers auf eine Folgeregelung erweitert werden kann.

Zu optimieren ist das Gütefunktional aus Gleichung A.2 unter der Nebenbedingung

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) = f(x, u, t) . \quad (\text{A.3})$$

Entsprechend der üblichen Vorgehensweise beim Hamilton-Verfahren, muss zunächst die Hamilton-Funktion gebildet werden. Diese lautet mit Gleichung A.2 und A.3

$$H(x, u, t, \psi) = -L(x, u, t) + \psi^T f(x, u, t) \quad (\text{A.4})$$

oder indem für L der Integrand des Gütefunktionals und für f die Zustandsgleichung A.3 eingesetzt wird

$$H(x, u, t, \psi) = -\frac{1}{2}[x^T Qx + u^T Ru] + \psi^T [A(t)x(t) + B(t)u(t)] , \quad (\text{A.5})$$

wobei ψ einen Vektor der Dimension n von Lagrange-Faktoren darstellt und n die Anzahl der Zustandsgrößen ist. Unter der Annahme, dass die Bewertungsmatrix Q positiv semidefinit und die Bewertungsmatrix R positiv definit ist¹, folgen aus der allgemeinen Lösung der Optimierungsaufgabe für diskontinuierliche, zeitvariante Systeme [Unbehauen, 2000c] die Optimalitätsbedingungen für kontinuierliche, zeitvariante Systeme

$$\left. \frac{\partial H}{\partial u} \right|_* = -R(t)u^*(t) + B^T(t)\psi^*(t) = 0 , \quad (\text{A.6})$$

$$\left. \frac{\partial H}{\partial x} \right|_* = -Q(t)x^*(t) + A^T(t)\psi^*(t) = -\dot{\psi}^*(t) , \quad (\text{A.7})$$

$$\left. \frac{\partial H}{\partial \psi} \right|_* = A(t)x^*(t) + B(t)u^*(t) = \dot{x}^*(t) . \quad (\text{A.8})$$

Aus der Gleichung A.6 folgt dann direkt das optimale Stellgesetz in Abhängigkeit von den Lagrange-Multiplikatoren ψ^* zu

$$u^*(t) = R^{-1}(t)B^T(t)\psi^*(t) . \quad (\text{A.9})$$

An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Matrix R wegen der Forderung, positiv definit zu sein, immer invertierbar ist. Setzt man die letzte Gleichung in Gleichung A.8 ein, so erhält man

$$\dot{x}^*(t) = A(t)x^*(t) + B(t)R^{-1}(t)B^T(t)\psi^*(t) . \quad (\text{A.10})$$

Mit der Abkürzung

$$E(t) = B(t)R^{-1}(t)B^T(t) \quad (\text{A.11})$$

erhält man schließlich

$$\dot{x}^*(t) = A(t)x^*(t) + E(t)\psi^*(t) . \quad (\text{A.12})$$

¹Die Notwendigkeit dieser Annahme wird in [Unbehauen, 2000c] gezeigt. Positiv definit ist dabei eine Matrix W , wenn für jeden Vektor v gilt, dass $v^T W v > 0$. Analog dazu ist eine Matrix W positiv semidefinit, wenn für jeden Vektor v gilt, dass $v^T W v \geq 0$ ist.

Die Transversalitätsbedingung aus [Unbehauen, 2000c]

$$\psi^*(t_e) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{1}{2} x^T(t) S x(t) \right] \Big|_{t_e, *} = -S x^*(t_e) \quad (\text{A.13})$$

liefert dabei die adjungierte Randbedingung für $t = t_e$.

Die beiden Differentialgleichungen A.7 und A.12 lassen sich zusammenfassen zu dem $2n \times 2n$ Hamilton-System

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}^*(t) \\ \dot{\psi}^*(t) \end{bmatrix}}_{\tilde{x}^*(t)} = \underbrace{\begin{bmatrix} A(t) & E(t) \\ Q(t) & -A^T(t) \end{bmatrix}}_{\tilde{A}(t)} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} x^*(t) \\ \psi^*(t) \end{bmatrix}}_{\tilde{x}^*(t)}. \quad (\text{A.14})$$

Die Systemmatrix $\tilde{A}(t)$ wird hierbei auch als Hamilton-Matrix bezeichnet. Die Lösung der Zustandsgleichung A.14 kann mit Hilfe der Fundamentalmatrix $\Phi(t, t_e)$ als

$$\tilde{x}(t) = \Phi(t, t_e) \tilde{x}(t_e) \quad (\text{A.15})$$

angegeben werden. Zur weiteren Erläuterung der allgemeinen Lösung autonomer Systeme sei auf [Brogan, 1991] verwiesen. Die Fundamentalmatrix $\Phi(t, t_e)$ aus Gleichung A.15 lässt sich hierbei in $4n \times n$ -Teilmatritzen aufspalten. Damit erhält man aus der Gleichung A.15 die Lösungen des Systems als

$$x^*(t) = \Phi_{11}(t, t_e) x^*(t_e) + \Phi_{12}(t, t_e) \psi^*(t_e), \quad (\text{A.16})$$

$$\psi^*(t) = \Phi_{21}(t, t_e) x^*(t_e) + \Phi_{22}(t, t_e) \psi^*(t_e). \quad (\text{A.17})$$

Unter Berücksichtigung der Transversalitätsbedingung aus Gleichung A.13 können Gleichung A.16 und A.17 allein in Abhängigkeit der optimalen Größe $x^*(t_e)$ dargestellt werden. Dies ergibt

$$x^*(t) = [\Phi_{11}(t, t_e) - \Phi_{12}(t, t_e) S] x^*(t_e), \quad (\text{A.18})$$

$$\psi^*(t) = [\Phi_{21}(t, t_e) - \Phi_{22}(t, t_e) S] x^*(t_e). \quad (\text{A.19})$$

Man kann nun Gleichung A.18 nach $x^*(t_e)$ auflösen und in die Gleichung A.19 einsetzen und erhält danach

$$\psi^*(t) = [\Phi_{21}(t, t_e) - \Phi_{22}(t, t_e) S] [\Phi_{11}(t, t_e) - \Phi_{12}(t, t_e) S]^{-1} x^*(t). \quad (\text{A.20})$$

Unter Einführung der Abkürzung

$$K(t) = -[\Phi_{21}(t, t_e) - \Phi_{22}(t, t_e) S] [\Phi_{11}(t, t_e) - \Phi_{12}(t, t_e) S]^{-1}, \quad (\text{A.21})$$

folgt dann durch Einsetzen von Gleichung A.21 in A.20

$$\psi^*(t) = -K(t) x^*(t) \quad (\text{A.22})$$

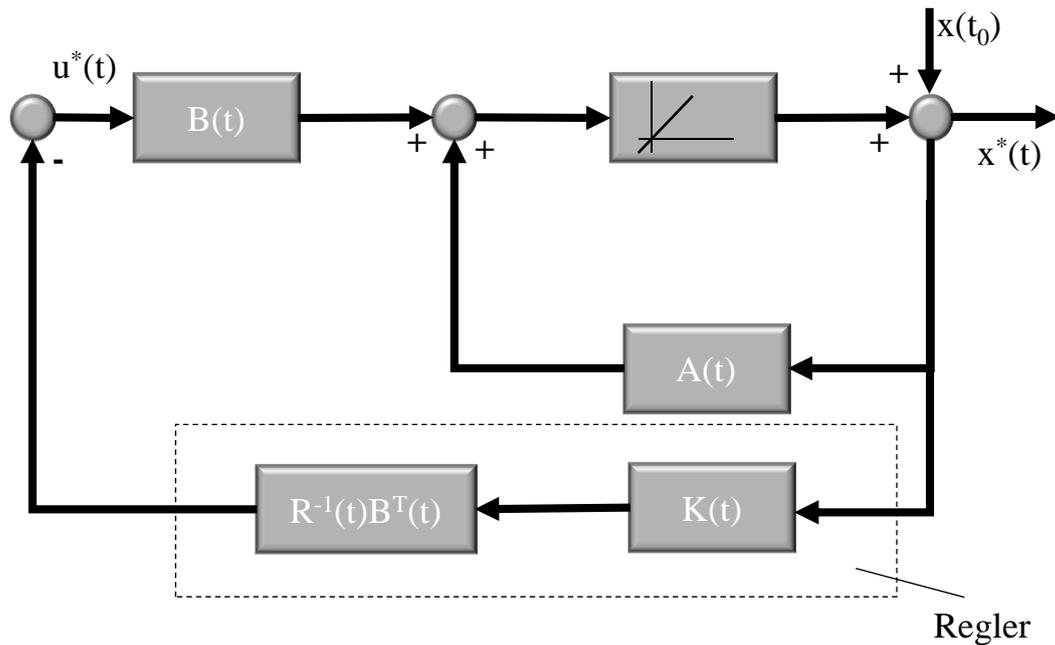


Abbildung A.1: Blockschaltbild zum optimalen linearen Regler

und anschließend durch Einsetzen von Gleichung A.22 in Gleichung A.9 das optimale Stellgesetz in Abhängigkeit von den Zustandsgrößen $x^*(t)$ zu:

$$u^*(t) = - \underbrace{R^{-1}(t)B^T(t)K(t)}_{F(t)} x^*(t) . \quad (\text{A.23})$$

In Abbildung A.1 ist dann der geschlossene Regelkreis gezeigt.

Zur vollständigen Lösung fehlt in der Darstellung aus Gleichung A.23 noch die Matrix $K(t)$. Formal ist die Lösung für diese Matrix zwar durch Gleichung A.21 gegeben, allerdings ist der rechnerische Aufwand mit steigender Komplexität der Systeme zu groß, um auf diesem Wege zu einer zufriedenstellenden Lösung zu gelangen. Daher wird nachfolgend ein weiterer numerischer Weg zur Ermittlung der Matrix $K(t)$ aufgezeigt. Zunächst wird dazu Gleichung A.22 in Gleichung A.12 eingesetzt und man erhält

$$\dot{x}^*(t) = [A(t) - E(t)K(t)]x^*(t) . \quad (\text{A.24})$$

Setzt man außerdem Gleichung A.22 in Gleichung A.7 ein, dann folgt

$$\dot{\psi}^*(t) = [Q(t) + A^T(t)K(t)]x^*(t) . \quad (\text{A.25})$$

Aus der Differentiation von Gleichung A.22 nach der Zeit erhält man

$$\dot{\psi}^*(t) = -\dot{K}(t)x^*(t) - K(t)\dot{x}^*(t) . \quad (\text{A.26})$$

Substituiert man nun in Gleichung A.26 die Ableitung des optimalen Zustandsgrößenvektors $x^*(t)$ durch Gleichung A.24, so ergibt dies

$$\dot{\psi}^*(t) = -\dot{K}(t)x^*(t) - K(t)[A(t) - E(t)K(t)]x^*(t) . \quad (\text{A.27})$$

Setzt man $\dot{\psi}(t)$ aus Gleichung A.27 in Gleichung A.25 ein, so erhält man nach Division durch $x^*(t)$

$$-\dot{K}(t) - K(t)[A(t) - E(t)K(t)] = Q(t) + A^T(t)K(t) \quad (\text{A.28})$$

und durch Rücksubstitution der Abkürzung $E(t)$ aus Gleichung A.11 abschließend

$$\dot{K}(t) + K(t)A(t) + A^T(t)K(t) - K(t)B(t)R^{-1}(t)B^T(t)K(t) + Q(t) = 0 . \quad (\text{A.29})$$

Die letzte Gleichung A.29 ist allgemein als die *Matrix-Riccati-Differentialgleichung* bekannt. Die Lösung dieser Gleichung ist für die jeweils gegebene Endzeit t_e gesucht. Kennzeichnend für diese Form der Gleichung ist der quadratische Anteil von $K(t)$. Die *Matrix-Riccati-Differentialgleichung* ist also eine nichtlineare Matrix-Differentialgleichung. Verschiedene Ansätze zur numerischen Lösung dieses Problems sind in [Unbehauen, 2000c] gegeben.

Für kontinuierliche, zeitinvariante Systeme vereinfacht sich die Lösung dieser Optimierungsaufgabe. Die Systemmatrizen A, B, C, D und auch die Bewertungsmatrizen Q und R können als zeitlich invariant und damit als konstant angenommen werden. Die *Matrix-Riccati-Differentialgleichung* degeneriert dabei, wegen ihrer zeitlich konstanten Lösungsmatrix K , zur *algebraischen Matrix-Riccati-Gleichung*. Diese lautet

$$KA + A^T K - KBR^{-1}B^T K + Q = 0 . \quad (\text{A.30})$$

Damit ist die Lösung der Optimierungsaufgabe komplett gegeben. Angemerkt sei abschließen noch, dass neben dem Hamilton-Verfahren zur Herleitung der Lösung dieser Aufgabe der Variationsrechnung auch das Euler-Lagrange-Verfahren geeignet wäre [Unbehauen, 2000c]. Beide Methoden lassen sich, wie zu erwarten, auf die Lösung der *Riccati-Gleichung* zurückführen und ergeben somit identische Resultate.

A.2 Erweiterung der Nullpunktsregelung zur Folgeregelung

In vielen Anwendungen, wie auch in diesem Fall, beschreibt eine Regelung auf den Nullpunkt des Zustandsraum nicht das eigentliche Ziel der Aufgabe. Häufig sind Folgeregelungen gefragt, bei denen die Regelgröße einem Sollwert folgen muss. Dies kann auf den Anwendungsfall einer elektromechanischen Servolenkung bezogen das Motormoment, das Handmoment oder die Unterstützungskraft sein. Weiterhin soll sichergestellt werden, dass auch unbekannte Störungen ausgeglet werden können. Daher ist es notwendig einige Modifikationen bei der Definition des Regelproblems und der idealen Lösung vorzunehmen, um den Anforderungen an reale

Regelprobleme gerecht zu werden. Im Folgenden wird gezeigt, dass sich durch geeignete Umformungen die Folgeregelung auf die Struktur der bereits vorgestellten Nullpunktregelung zurückführen lässt und wie Störungen durch deren Aufschaltung hinreichend kompensiert werden können.

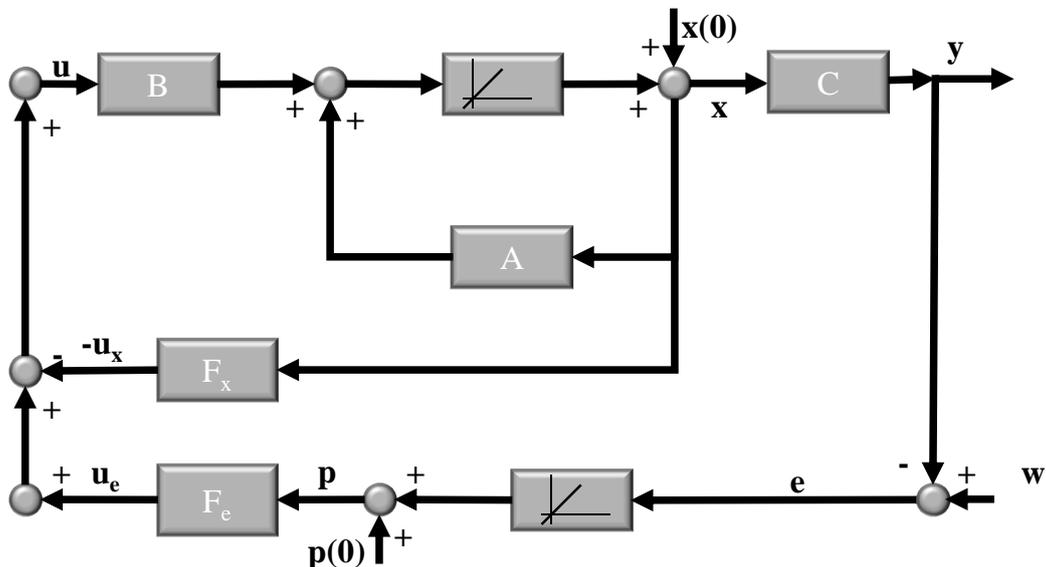


Abbildung A.2: Blockschaltbild zum optimalen linearen Regler mit integraler Ausgangsvektorrückführung und Führ- und Störgrößenaufschaltung

A.2.1 Optimale Zustandsregler mit integraler Ausgangsvektorrückführung

Zunächst soll die externe Störgröße in der Darstellung der Regelstrecke durch den Störgrößenvektor z berücksichtigt werden. Daraus folgt für die Zustandsraumdarstellung:

$$\dot{x} = Ax + Bu + B_z z, \quad (\text{A.31})$$

$$y = Cx + D_z u. \quad (\text{A.32})$$

Zur Erreichung der zuvor beschriebenen Ziele wird der optimale Regler mit einer integralen Ausgangsvektorrückführung versehen. Genauer gesagt wird der Reglerdifferenzvektor

$$e = w - y, \quad (\text{A.33})$$

der die Abweichung der Ausgangsgröße von der Führungsgröße beschreibt über einen Integrator auf den Eingang zurückgeführt (siehe dazu Abbildung A.2). Dadurch lässt sich die Bedingung

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = 0 \quad (\text{A.34})$$

erfüllen und damit eine bleibende Regelabweichung vermeiden. Für das Entwurfsmodell wird dann die erweiterte Zustandsgleichung

$$\dot{p} = e, \quad p(0) = p_0 \quad (\text{A.35})$$

eingeführt. Das Entwurfsproblem lässt sich nun auf die Struktur des bekannten optimalen Reglerproblems zurückführen, wenn man die erweiterte Regelstreckendarstellung

$$\begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{p} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -C & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ p \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} Bu + B_z z \\ w \end{Bmatrix} \quad (\text{A.36})$$

eingeführt. Im Allgemeinen werden die Vektoren x und p in dieser Konfiguration allerdings gegen einen endlichen Wert ungleich Null konvergieren, so dass das gewöhnliche Gütefunktional aus Anhang A.1 divergiert. Um dies zu vermeiden müssen der neue Zustandsvektor

$$\tilde{x} = \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ e \end{Bmatrix} \quad (\text{A.37})$$

und der neue Stellvektor

$$\tilde{u}(t) = \dot{u}(t) \quad (\text{A.38})$$

eingeführt werden. Aus Gleichung A.36 folgt dann die Definition der erweiterten Zustandsraumbeschreibung zu

$$\dot{\tilde{x}} = \tilde{A}\tilde{x} + \tilde{B}\tilde{u}; \quad \tilde{x}(0) = \begin{bmatrix} \dot{x}(0) \\ e(0) \end{bmatrix} \quad (\text{A.39})$$

mit

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -C & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.40})$$

und

$$\tilde{B} = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (\text{A.41})$$

Die Lösung der vorliegenden Regelungsaufgabe entspricht in seiner neuen Struktur in den Koordinaten \tilde{x} und \tilde{u} , wie in Anhang A.1 beschrieben, der Lösung eines gewöhnlichen optimalen Reglerproblems mit vollständiger Zustandsvektorrückführung. Analog zu Anhang A lautet das gesuchte Stellgesetz in den Koordinaten \tilde{x} und \tilde{u} dann

$$\tilde{u} = -\tilde{F}\tilde{x} \quad (\text{A.42})$$

und das zu minimierende Gütefunktional

$$I = \frac{1}{2} \int_0^t [\tilde{x}^T \tilde{Q} \tilde{x} + \tilde{u}^T \tilde{R} \tilde{u}] dt. \quad (\text{A.43})$$

Es sei an dieser Stelle ohne Beweis darauf hingewiesen, dass die ursprüngliche Regelstrecke aus Gleichung A.31 stabilisierbar und die Gleichung

$$\text{rank} \begin{bmatrix} A - BF_x & B \\ C & 0 \end{bmatrix} = n + m \quad (\text{A.44})$$

erfüllt sein muss, um eine optimale Lösung der Aufgabe zu garantieren [Unbehauen, 2000c]. Aus diesem Hinweis kann man ableiten, dass mindestens genauso viele Steuereingänge wie zu regelnde Ausgänge vorhanden sein müssen.

Aus der Lösung \tilde{K} der algebraischen *Matrix-Riccati-Gleichung* für die erweiterte Regelstrecke

$$\tilde{Q} + \tilde{K}\tilde{A} + \tilde{A}^T\tilde{K} - \tilde{K}\tilde{B}\tilde{R}^{-1}\tilde{B}^T\tilde{K} = 0 \quad (\text{A.45})$$

ergibt sich das optimale Stellgesetz für die Folgeregelung zu:

$$\tilde{F} = \tilde{R}^{-1}\tilde{B}^T\tilde{K} . \quad (\text{A.46})$$

Die berechnete Rückführmatrix \tilde{F} lässt sich gemäß der Definition des Zustandsvektors der erweiterten Regelstrecke in zwei Anteile aufteilen

$$\tilde{F} = \begin{bmatrix} F_x & -F_e \end{bmatrix} . \quad (\text{A.47})$$

Analog dazu kann der Stellvektor \tilde{u} in seine entsprechenden Anteile zerlegt werden. Daraus folgt:

$$\tilde{u}(t) = \dot{u}(t) = \dot{u}_x(t) + \dot{u}_e(t) \quad (\text{A.48})$$

mit

$$u_x(t) = -F_x x(t) \quad (\text{A.49})$$

und

$$\dot{u}_e(t) = F_e e(t) . \quad (\text{A.50})$$

Durch geeignete Integration von Gleichung A.48 folgt anschließend das optimale Stellgesetz in den ursprünglich gesuchten Koordinaten zu

$$u(t) = -F_x x(t) + F_e \int_0^t e(\tau) d\tau + p(0) . \quad (\text{A.51})$$

Das hier gezeigte optimale Regelgesetz enthält einen proportionalen und einen integralen Anteil ähnlich dem konventionellen PI-Regler. Es eignet sich für das gemischte Problem der Ausregelung von Zustandsgrößen und der Beseitigung von Regelabweichungen, verursacht durch sprungförmige Störanregungen beliebiger Amplitude. Die Regelgüte und Bandbreite der Regelung sind wie zuvor durch die Wahl der Gewichtungsmatrizen \tilde{Q} und \tilde{R} einzustellen.

A.2.2 Lösungsbeispiel zur optimalen Folgeregelung

Durch die weite Verbreitung numerischer Hilfsmittel, wie der Software MATLAB, ist die Lösung der *Matrix-Riccati-Gleichung* relativ einfach zu generieren. MATLAB selber verfügt bei installierter *Control-Systems-Toolbox* über eine Funktion namens *lqr*, die als Übergabewerte die Matrizen A und B (bzw. \tilde{A} , \tilde{B}), sowie Q und R (bzw. \tilde{Q} , \tilde{R}) erwartet und als Ergebnis die Lösung K der *Matrix-Riccati-Gleichung* und die Matrix F (bzw. \tilde{K} , \tilde{F}) der Rückführverstärkung liefert.

Für die in dieser Arbeit beschriebenen Systeme ist nur die Verwendung der mit *Tilde* gekennzeichneten Matrizen zielführend. Um das jeweils richtige Regelgesetz

für die Kennfeld-, Handmomenten-, oder Unterstützungskraftregelung zu bekommen, sind dann die jeweils relevanten Matrizen A , B , C und D der Zustandsraummodelle zu verwenden. Wichtig ist dabei, dass der jeweilige Messausgang in der Messmatrix C richtig angegeben wird.

Zur Berechnung der optimalen Lösung ist dann noch die Wahl der Einträge in den Matrizen \tilde{Q} und \tilde{R} , bzw. deren Verhältnis zueinander von Bedeutung. Da das System nur über einen Steuereingang, nämlich die Spannung am Elektromotor verfügt, reduziert sich die Matrix \tilde{R} auf einen Skalar und kann auf den Wert $\tilde{R} = 1$ gesetzt werden. Die Matrix \tilde{Q} ist eine Diagonalmatrix und die mit den Systemzuständen korrespondierenden Einträge sind mit dem jeweils reziproken Wert ihres physikalischen Maximums gewählt. Einzige Ausnahme ist der Eintrag zur *Bestrafung* der Regelabweichung. Dieser Wert wird möglichst hoch gewählt, um bei der Lösung der Optimierungsaufgabe eine Reglerrückführung zu bekommen, die nur geringe Regelabweichungen zulässt. Zum besseren Verständnis sind nachfolgend die relevanten Codezeilen für das 2-Massen-Modell der Unterstützungskraftregelung (inkl. E-Motor) gezeigt.

```
AI = [A zeros(5,1);C 0];
BI = [B;D];
Q = eye(6); Q(1,1)=1/282; Q(2,2)=1/0.18; Q(3,3)=0;
Q(4,4)=1/245; Q(5,5)=1/85; Q(6,6)=1e6;
R = 1;
K = lqr(AI,BI,Q,1);
KiUKRs = K(6);
KpUKRs = K(1:5);
```

Hierbei repräsentieren die Matrizen AI , BI die Matrizen \tilde{A} , \tilde{B} und die Lösung ist gegeben durch $KiUKRs$ und $KpUKRs$, welche den Matrizen F_e und F_x entsprechen. Diese sind dann nur noch gemäß dem numerischen Blockschaltbild A.2 in das jeweilige Modell einzupflegen.

Anhang B

Linear-Quadratischer Beobachter (LQE)

Im vorangegangenen Anhang A wurde ausführlich beschrieben wie ein optimaler Zustandsregler, unter der Voraussetzung, dass alle Zustandsgrößen bekannt sind, entworfen werden kann. Dies ist wie schon einleitend angemerkt in der Regel nicht der Fall. Aus diesem Grund wird in diesem Kapitel die allgemeine Funktionsweise eines Zustandsbeobachters erläutert und gezeigt wie ein optimaler Zustandsgrößenschätzer realisiert werden kann.

Einleitend sei hierzu die Zustandsgleichung der realen Regelstrecke gegeben durch

$$\dot{x} = Ax + Bu , \quad (\text{B.1})$$

$$y = Cx . \quad (\text{B.2})$$

Die Grundgleichungen eines vollständigen Identitätsbeobachters ergeben sich dann zu¹

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + F_B (y - \hat{y}) , \quad (\text{B.3})$$

$$\hat{y} = C\hat{x} . \quad (\text{B.4})$$

Die Beobachtergleichungen B.3 bilden ein Modell der realen zu beobachteten Regelstrecke ab. Eingangsgrößen des Beobachters sind die bekannten Stellgrößen u und die Messgrößen y der realen Strecke. Als Ausgänge werden vom Beobachter die geschätzten Zustandsgrößen \hat{x} geliefert. Die Abweichungen zwischen den Ausgangsgrößen des Beobachters und der realen Strecke $\tilde{y} = y - \hat{y}$ werden dabei genutzt, um über die Verstärkungsmatrix F_B die Abweichungen zwischen den Zustandsgrößen des Beobachters und der realen Regelstrecke gegen Null zu führen (siehe dazu Abbildung B.1). Dazu muss gelten, dass die Abweichung \tilde{y} mit fortschreitender Zeit gegen Null geht, also

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (y - \hat{y}) \approx 0 . \quad (\text{B.5})$$

¹Die Grundgleichungen und Herleitungen können einschlägiger Standardliteratur z.B. [Föllinger, 1994], [Lunze, 2008b], [Brogan, 1991], [Unbehauen, 2000b] entnommen werden. Einen speziellen Ansatz für elektromechanische Positionierantriebe stellt [Henrichfreise und Jusseit, 2003] und [Henrichfreise, 2004] dar.

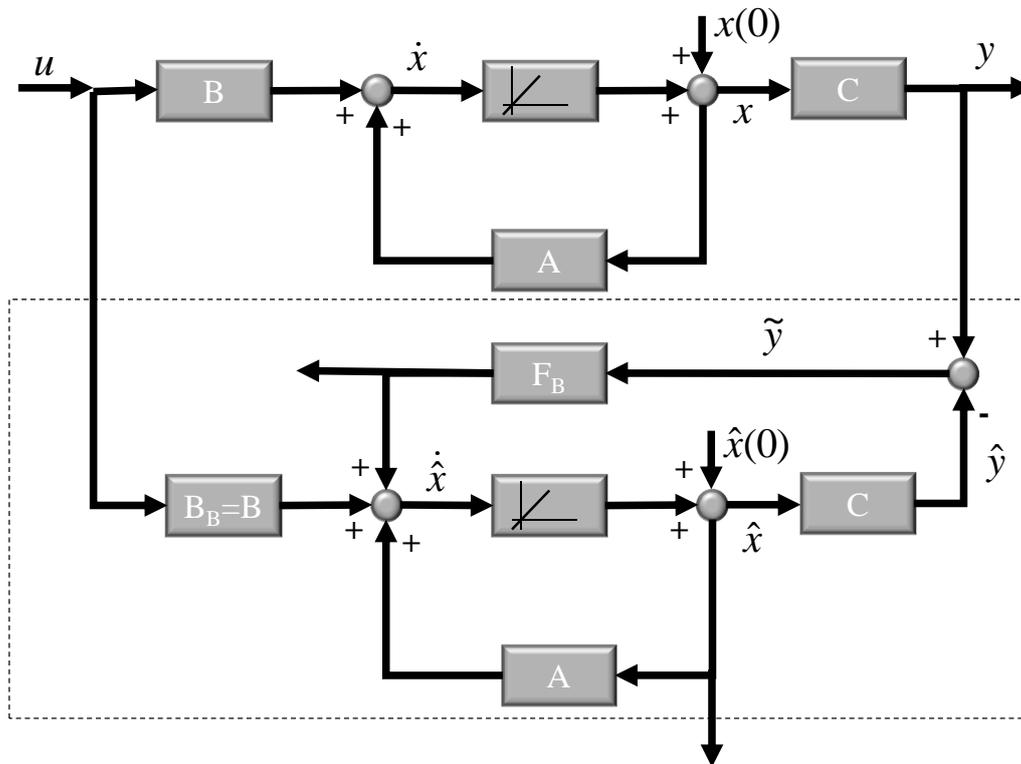


Abbildung B.1: Vereinfachtes Blockschaltbild eines Identitätsbeobachters

Für reale Regelsysteme soll dieser Zustand allerdings nicht erst im Unendlichen erreicht werden. Stimmen nun die Messgrößen der realen Regelstrecke y und des Beobachters \hat{y} annähernd überein, so kann bei genügend genauer Modellierung der realen Regelstrecke im Beobachter davon ausgegangen werden, dass auch die Zustandsgrößen der realen Regelstrecke x und des Beobachters \hat{x} annähernd übereinstimmen. Mit der Ausgangsgleichung des Beobachters B.4 und der Ausgangsgleichung der realen Regelstrecke B.2 kann Gleichung B.3 auch als

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + F_B C(x - \hat{x}) \quad (B.6)$$

dargestellt werden. Hieraus ist direkt erkennbar, dass bei identischen Anfangszuständen $x(0)$ und $\hat{x}(0)$ zwischen Beobachter und realer Regelstrecke, die Zustandsgrößen x und \hat{x} auch für jeden Zeitpunkt in der Zukunft ohne die Rückführmatrix F_B übereinstimmen werden. In der Regel ist dies jedoch nicht der Fall, da die Qualität der rekonstruierten Zustände stark von der Qualität des Stellgrößensignals, des Messgrößensignals und der Modellgüte abhängt. Die Qualität des Modells hängt dabei davon ab, wie gut ein reales System durch ein mathematisches Modell beschrieben werden kann. Wesentliche Probleme bei der Wahl des Modells entstehen dabei durch instationäres Verhalten des realen Systems oder Parameterunsicherheiten sowie Nichtlinearitäten. Die Qualität der Stell- und Messgrößen ist im Wesentlichen vom Verrauschungsgrad der Signale abhängig.

Wird im Folgenden die Gleichung B.6 von der Gleichung B.1 abgezogen so erreicht man mit der Abkürzung $\tilde{e} = x - \hat{x}$ für den Beobachtungsfehler die Zustandsgleichung:

$$\dot{\tilde{e}} = (A - F_B C) \tilde{e}. \quad (\text{B.7})$$

Bei Betrachtung der Gleichung B.7 ist ersichtlich, dass dieses System keinen Steuerungseingang mehr hat. Dies bedeutet, dass über eine geeignete Platzierung der Pole in der Matrix $A - F_B C$ mit Hilfe der Matrix F_B unter der Voraussetzung, dass das System (A, C) beobachtbar ist, ein konvergierendes System erzeugt werden kann. Wichtig für die Funktion des Beobachters ist, dass die Pole des Beobachters in der linken Halbebene, links der Pole der realen Regelstrecke in der s-Ebene positioniert werden. Dadurch wird der Beobachter schneller als die reale Regelstrecke. Werden allerdings die Pole des Beobachters zu weit nach links verschoben, so wird sich dies ungünstig auf die Qualität der zu beobachteten Zustände auswirken, da auch das Messrauschen in y stark verstärkt wird. Es ist also wieder ein möglichst optimaler Kompromiss für die Wahl der Verstärkungsmatrix F_B zu finden.

Einen guten Ansatz bietet wieder die Optimierungsroutine aus Anhang A.2. Hierbei kann die Ausgangsgröße der realen Regelstrecke als Führungsgröße des Beobachters verstanden und die Stellgröße u als Störsignal aufgefasst werden. Die Matrix F_B ergibt sich dann als optimale Rückführverstärkung mit Hilfe der Lösung der algebraischen *Matrix-Riccati-Gleichung*².

Der Identitätsbeobachter stellt, wenn auch eine sehr wichtige, nur eine Möglichkeit der Zustandsrekonstruktion dar. Eine weitere bekannte Methode ist die Verwendung von Kalman-Filtern [Kalman, 1960], die insbesondere bei der Berücksichtigung stochastischer Störungen große Vorteile bieten. Da die Zustandsrekonstruktion im Rahmen dieser Arbeit nur als notwendiges Werkzeug benutzt wurde und nicht der Anspruch erhoben wird eine umfangreiche Dokumentation aller Möglichkeiten zu bieten sei an dieser Stelle auf weiterführende Literatur hingewiesen ([Welch und Bishop, 2006], [Gelb, 1974]).

²Die Pole können auch einfach durch Polvorgabe manuell ausgewählt werden. Siehe dazu [Unbehauen, 2000b]

Anhang C

Zusätzliche Frequenzgänge zur Systemanalyse

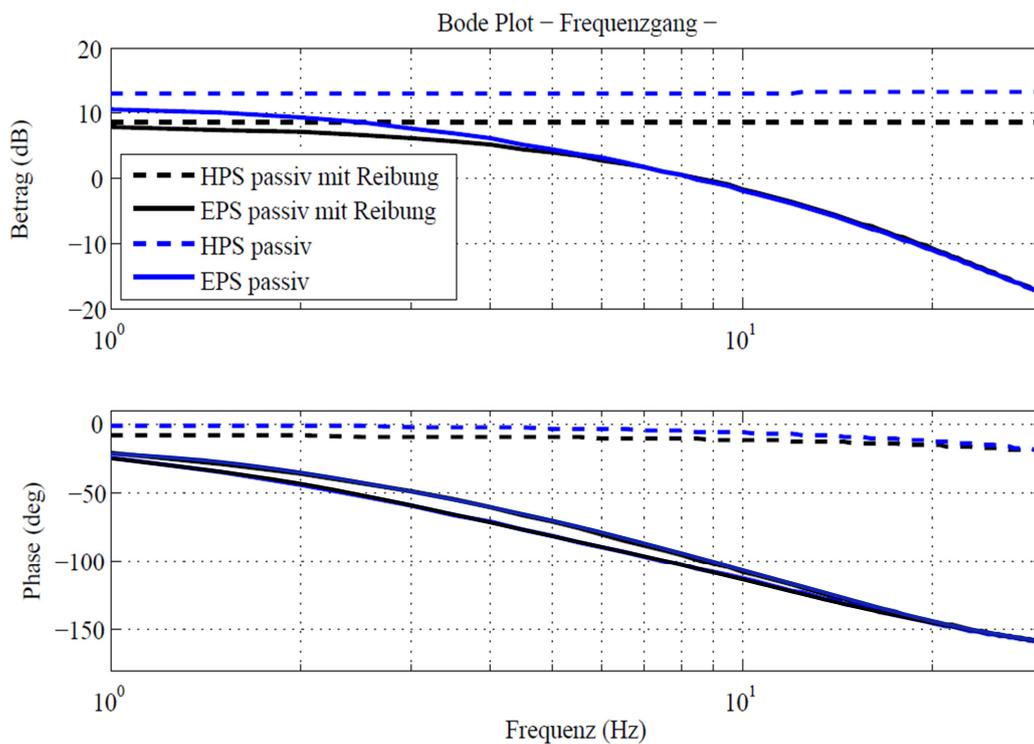


Abbildung C.1: Vergleich der Frequenzgänge der Störübertragungsfunktionen der HPS und der EPS mit inaktiver Aktorik ohne und mit Berücksichtigung der Reibung

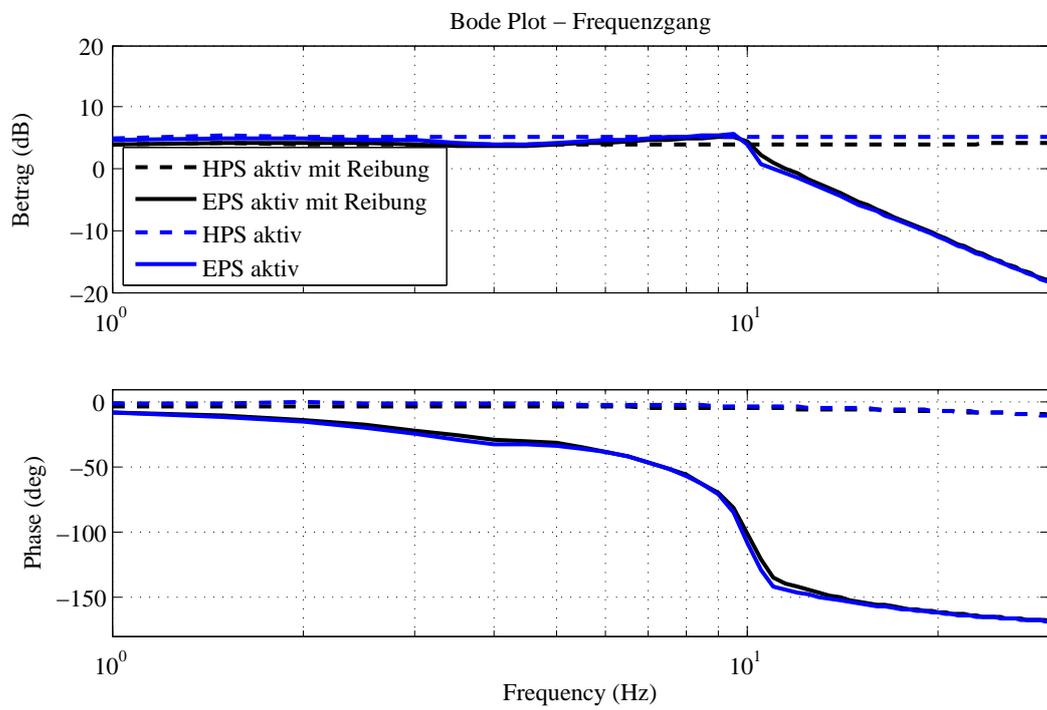


Abbildung C.2: Vergleich der Frequenzgänge der Störübertragungsfunktionen der HPS und der EPS mit aktiver Aktorik ohne und mit Berücksichtigung der Reibung

Anhang D

Zusätzliche Blockschaltbilder zum Verständnis der Simulationen

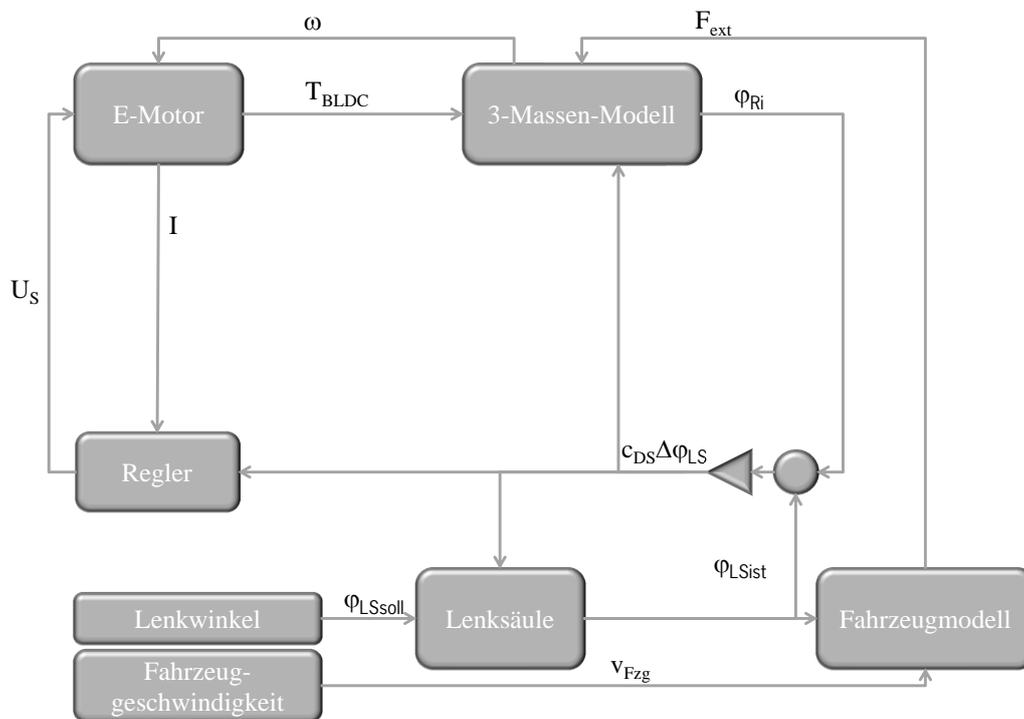


Abbildung D.1: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Rückstellverhaltens bei der KFR

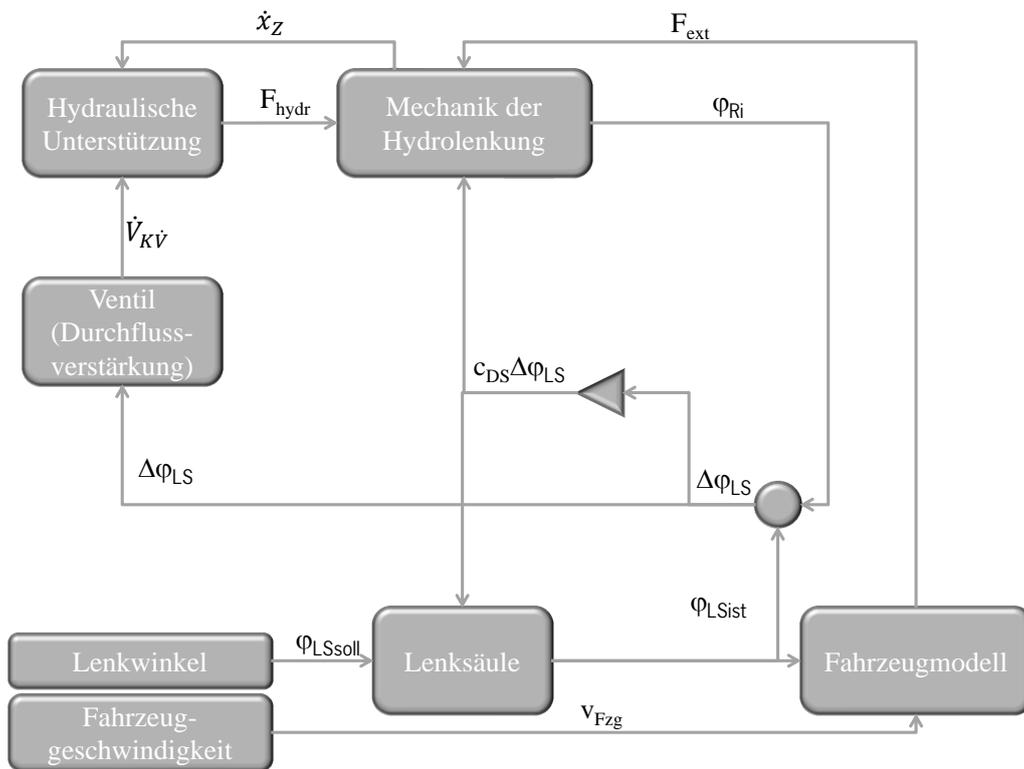


Abbildung D.2: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Rückstellverhaltens bei der hydraulischen Servolenkung

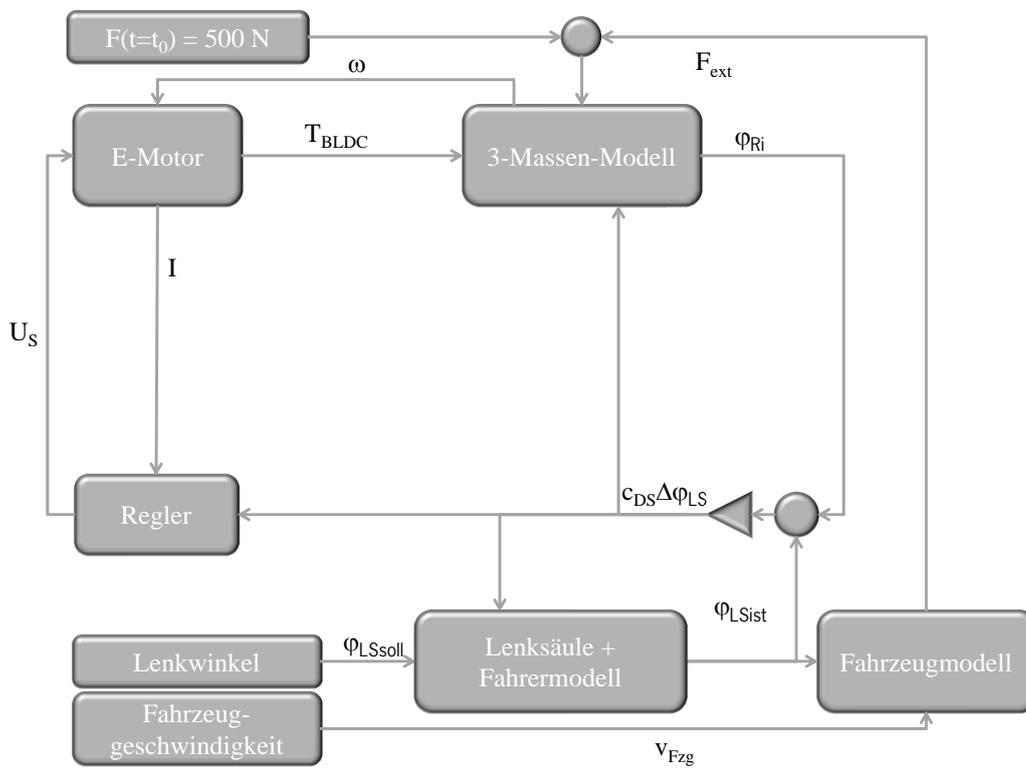


Abbildung D.3: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation einer Schwellenüberfahrt bei der KFR

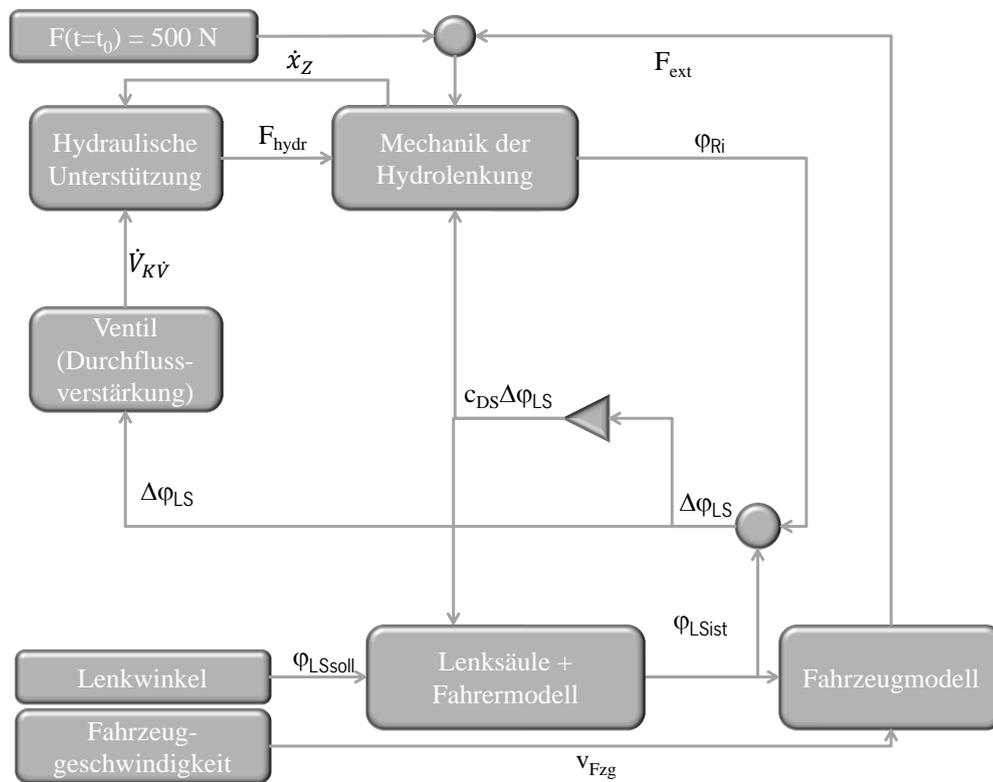


Abbildung D.4: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation einer Schwellenüberfahrt bei der hydraulischen Servolenkung

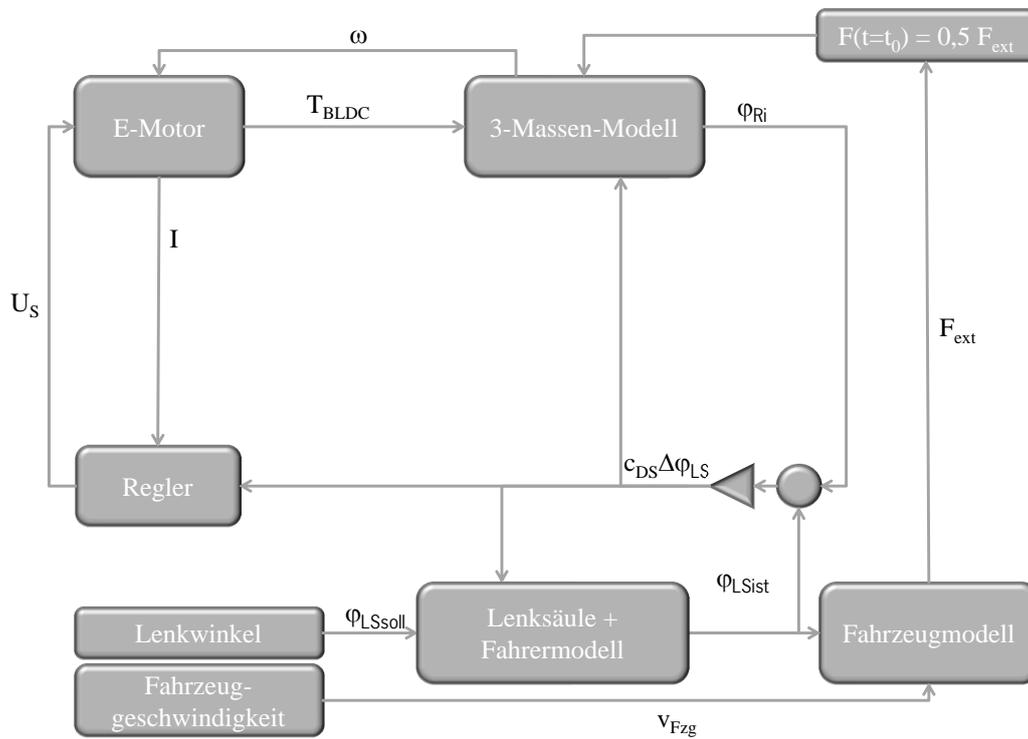


Abbildung D.5: Blockschaftbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation eines Reibwertsprungs bei der KFR

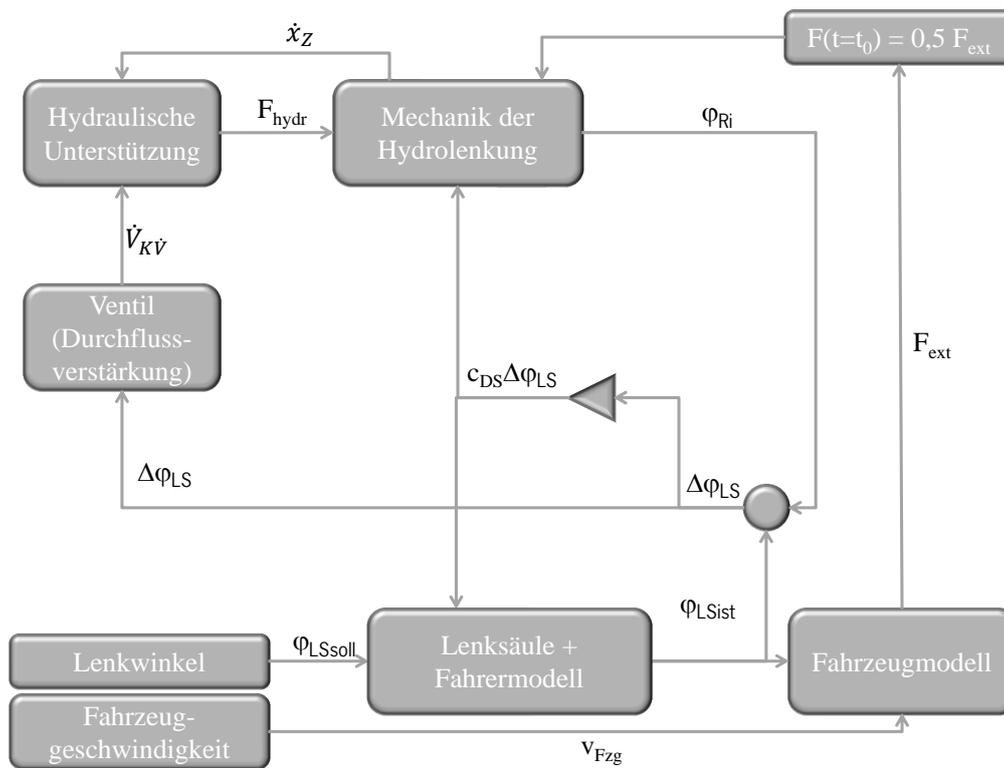


Abbildung D.6: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation eines Reibwertsprungs bei der hydraulischen Servolenkung

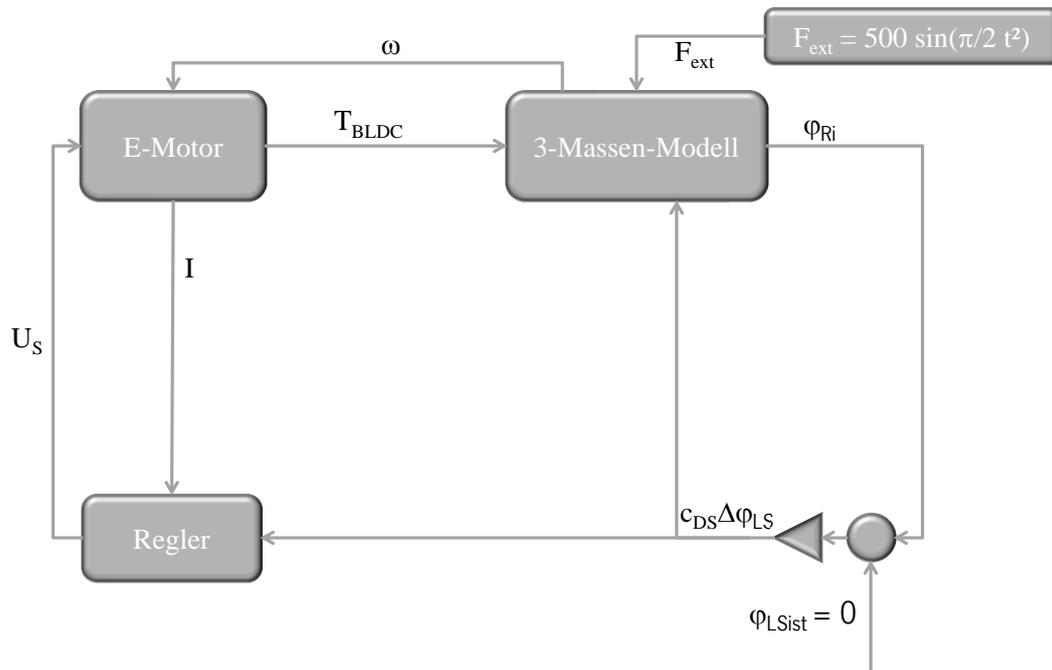


Abbildung D.7: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Störverhaltens bei der KFR

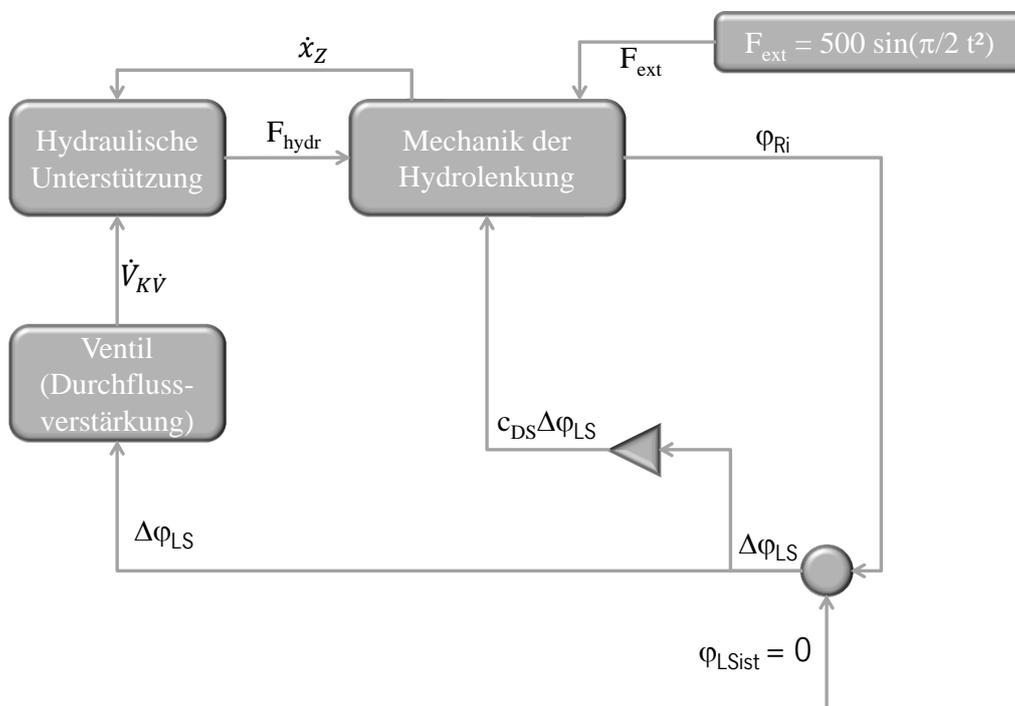


Abbildung D.8: Blockschaltbild zur Darstellung der Modellverknüpfungen zur Simulation des Störverhaltens bei der hydraulischen Servolenkung

Anhang E

Zusätzliche Abbildungen zur Beobachtervalidierung

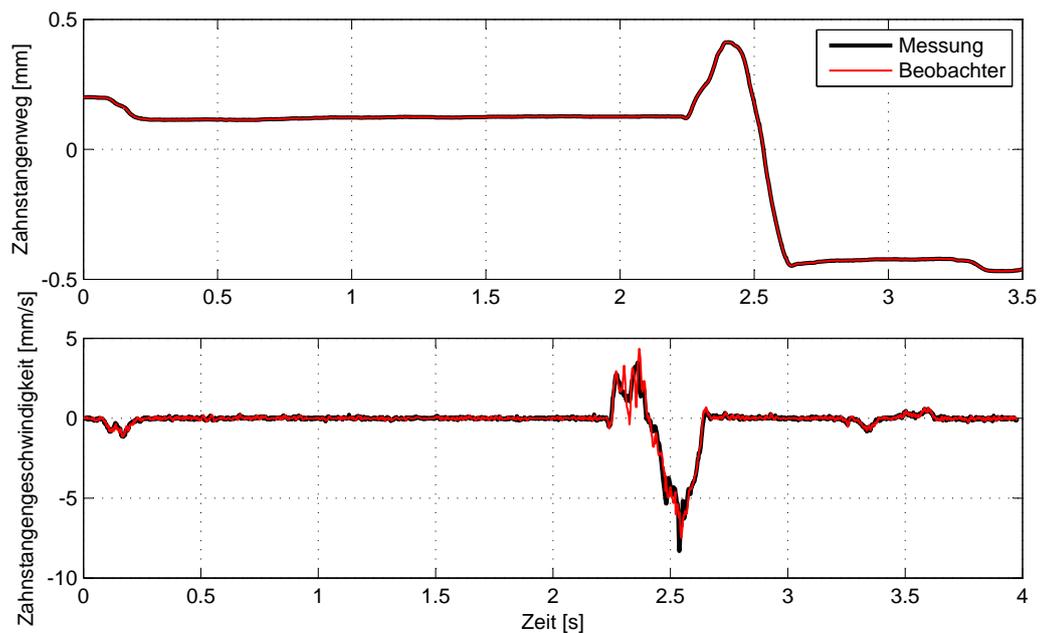


Abbildung E.1: Vergleich der Zahnstangenlage und ihrer Geschwindigkeit aus Messung und Beobachtung des realen Systems bei einer Kantholzüberfahrt und losgelassenem Lenkrad

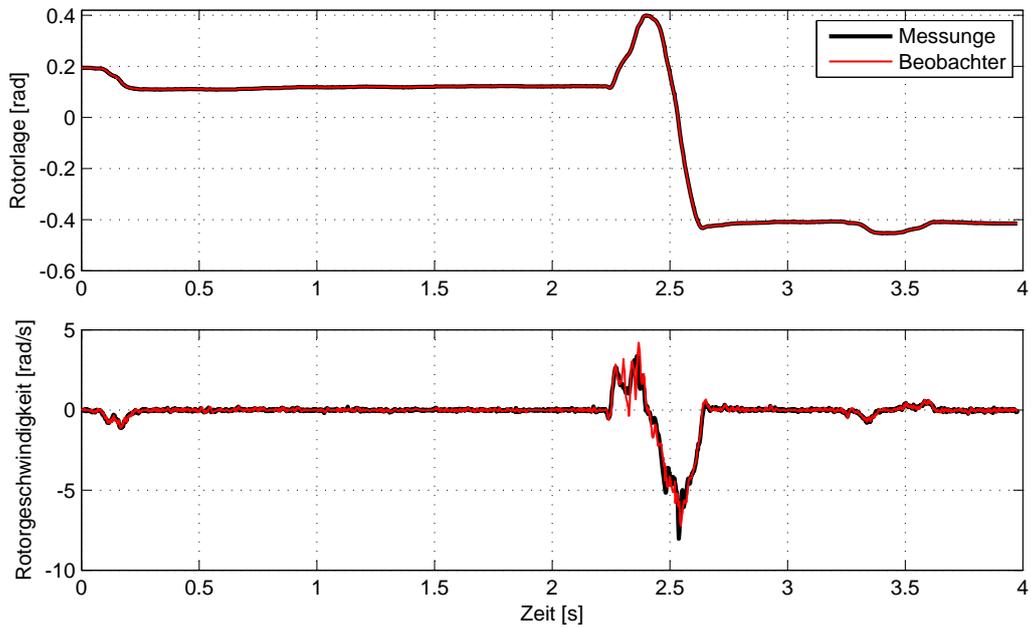


Abbildung E.2: Vergleich der Rotorlage und ihrer Geschwindigkeit aus Messung und Beobachtung des realen Systems bei einer Kantholzüberfahrt und losgelassenem Lenkrad

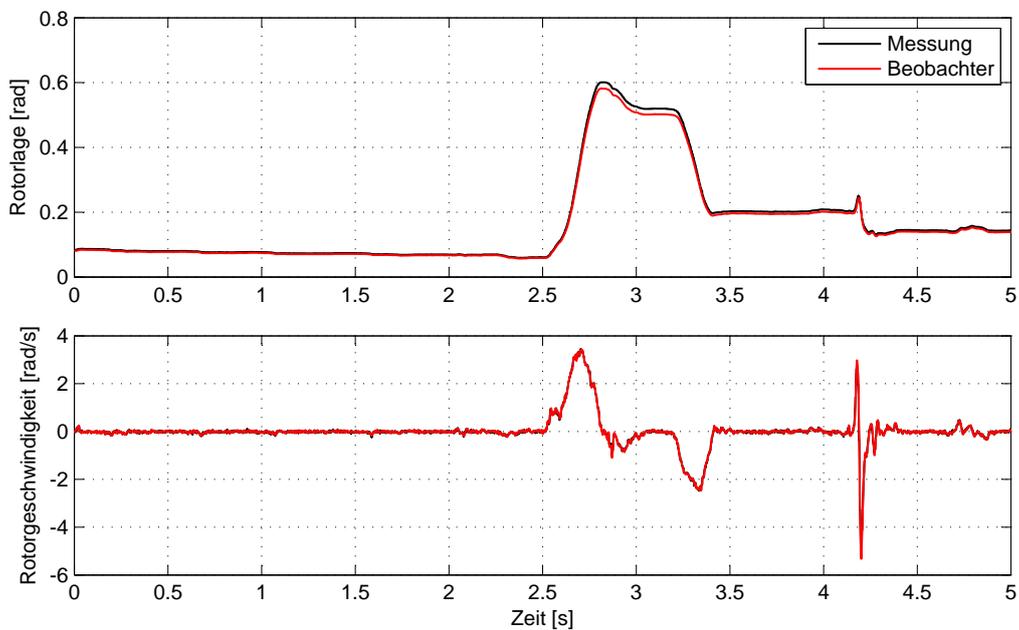


Abbildung E.3: Vergleich zwischen Messung und Beobachtung der Bewegungszustände des Elektromotors beim Überfahren eines Kantholzes

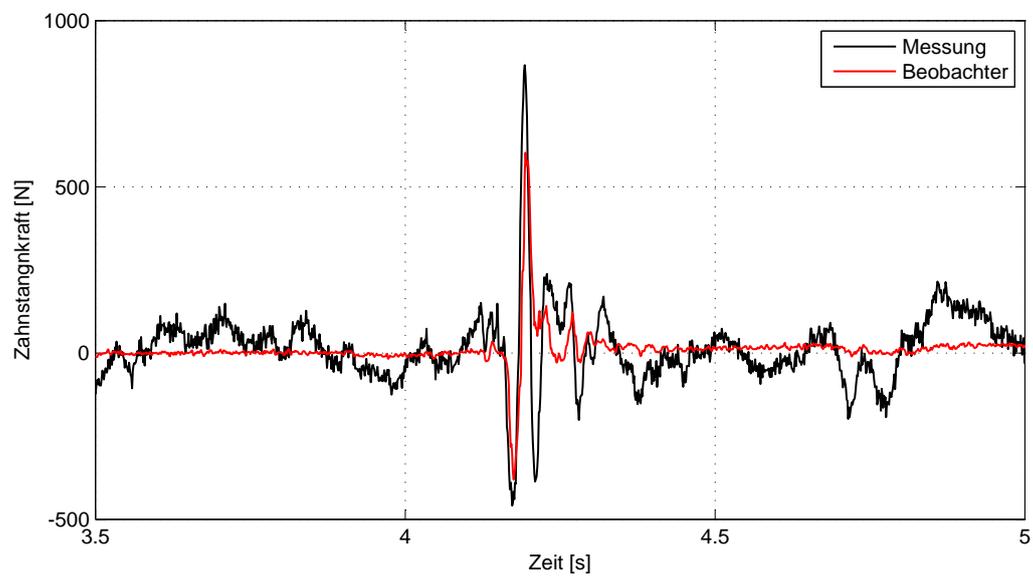


Abbildung E.4: Vergleich zwischen der gemessenen und der beobachteten Zahnstangkraft beim Überfahren eines Kantholzes

Anhang F

Lenksystemprüfstand der Hochschule München

Der Lenksystemprüfstand der Hochschule München besteht im Wesentlichen aus zwei elektromagnetischen Linearmotoren, einem Lenkroboter, der Ansteuerungselektronik und der Messtechnik für Position und Kraft. Eine schematische Darstellung ist in Abbildung F.1 gegeben. Die Linearaktoren können dabei eine durch

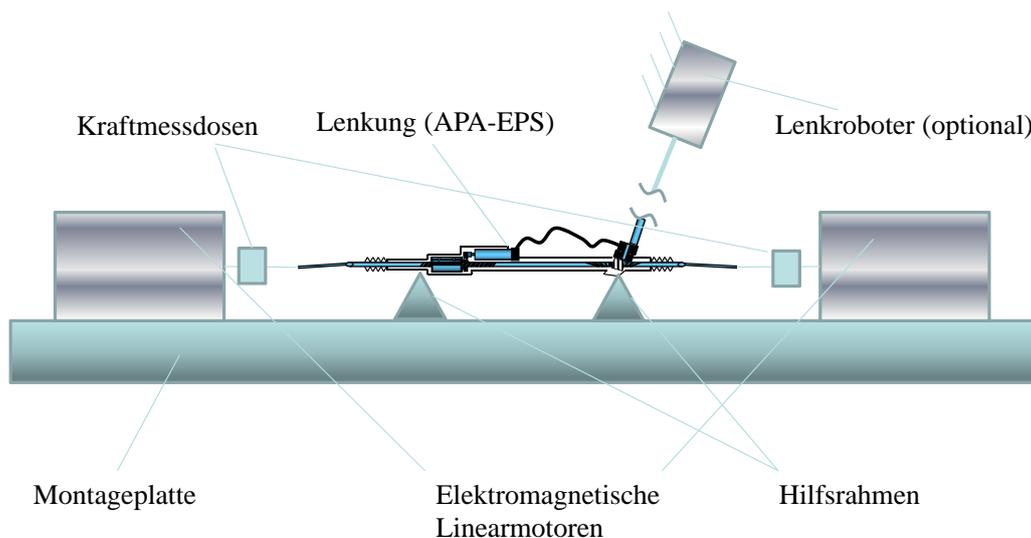


Abbildung F.1: Prüfstand zur Messung der Durchschiebekräfte

die Ansteuerungselektronik bestimmte Kraft direkt auf die Spurstangen aufbringen. Der Lenkroboter ist in der Lage parallel positions- oder momentengeregt einen Lenkwinkel oder ein Lenkmoment an der oberen Lenksäule aufbringen. Das Lenksystem ist währenddessen über einen Hilfsrahmen mit dem Fundament des Prüfstandes fest verbunden. Die technische Spezifikation der Prüfstandshardware und seiner Messtechnik ist in Tabelle F.1 und F.2 gegeben.

Linearmotor	
max. Stellkraft	± 25 kN
max. Verfahrweg	± 150 mm
max. Verstellgeschwindigkeit	700 mm/s
Lenkroboter	ALXION 145ST4M
max. Drehmoment	26,4 Nm
max. Lenkwinkelgeschwindigkeit	2000°/s
Netzteil	EA-PS 9080-200
Ausgangsspannung	0-80 V
max. Ausgangsstrom	200 A
max. Abgabeleistung	6 kW

Tabelle F.1: Datenblatt des Lenksystemprüfstands

Beschreibung	Typ	Messbereich		Einheit	Genauigkeit
		min	max		
Kraftmessung	Althen F254UPROKN	0	± 25	kN	0,5
Wegmessung	Heidenhain LC483	-150	+150	mm	0,003
Strommessung	Labornetzteil EA-PS 9080-200	0	140	A	1
Spannungsmessung	Labornetzteil EA-PS 9080-200	0	30	V DC	1
Temperatur		-40	140	°C	2
Kraftmessung	Kistler 9341	0	± 30	kN	

Tabelle F.2: Messtechnik des Lenksystemprüfstands

Anhang H

Einspurmodell mit nichtlinearer Beschreibung der Querkraft

Im Kapitel 5 dieser Arbeit, dem Konzeptvergleich, wird auf die Verwendung eines Einspurmodells mit nichtlinearer Beschreibung der Reifenquerkraft verwiesen. Dieses Modell soll quasistationäre, querdynamische Fahrzustände unter Berücksichtigung der nichtlinearen Eigenschaften des Seitenkraftaufbaus der Reifen darstellen können. Dazu wird ein Einspurmodell mit einer Variante der von Pacejka stammenden Magic Tyre Formula kombiniert. Es wird dabei nicht der Anspruch erhoben eine möglichst genaue Abbildung der realen Fahrsituation zu erzeugen, dies ist für den Direktvergleich der verschiedenen Regelansätze auch nicht notwendig. Es soll vielmehr mit dem Modell eine reproduzierbare äußere Kraft errechnet werden, die in ihrer Größenordnung und Charakteristik, der auf ein Lenkgetriebe wirkenden Kraft entspricht. Zur Veranschaulichung der Zusammenhänge ist in Abbildung H.1 eine Skizze mit den kinematischen Beziehungen im Einspurmodell gegeben. Nach Anwendung von Impuls- und Drallsatz lassen sich die Bewegungsgleichungen des Einspurmodells in den verbleibenden Freiheitsgraden Schwimmwinkel β und Gierrate $\dot{\psi}$ z.B. nach [Mitschke und Wallentowitz, 2004] wie folgt darstellen

$$J_{zz}\dot{\psi} = F_{y,v}l_v - F_{y,h}l_h, \quad (\text{H.1})$$

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = F_{y,v} + F_{y,h}. \quad (\text{H.2})$$

Hierbei bezeichnet J_{zz} das Massenträgheitsmoment um die Hochachse, $F_{y,v}$ und $F_{y,h}$ die an der Vorder- und Hinterachse angreifenden Querkräfte und l_v , l_h ihre jeweiligen Abstände zum Fahrzeugschwerpunkt.

Die jeweilig wirkenden Querkräfte $F_{y,v}$ und $F_{y,h}$ werden mit Hilfe der ursprünglich von Pacejka (siehe auch [Pacejka und Bakker, 1993]) stammenden Magic Tyre Formula z.B. nach [Schramm et al., 2010] in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel der Reifen an Vorder- oder Hinterachse α_v , α_h berechnet:

$$F_{y,v} = D \sin[C \arctan(B\alpha_v - E(B\alpha_v - \arctan(B\alpha_v)))] , \quad (\text{H.3})$$

$$F_{y,h} = D \sin[C \arctan(B\alpha_h - E(B\alpha_h - \arctan(B\alpha_h)))] . \quad (\text{H.4})$$

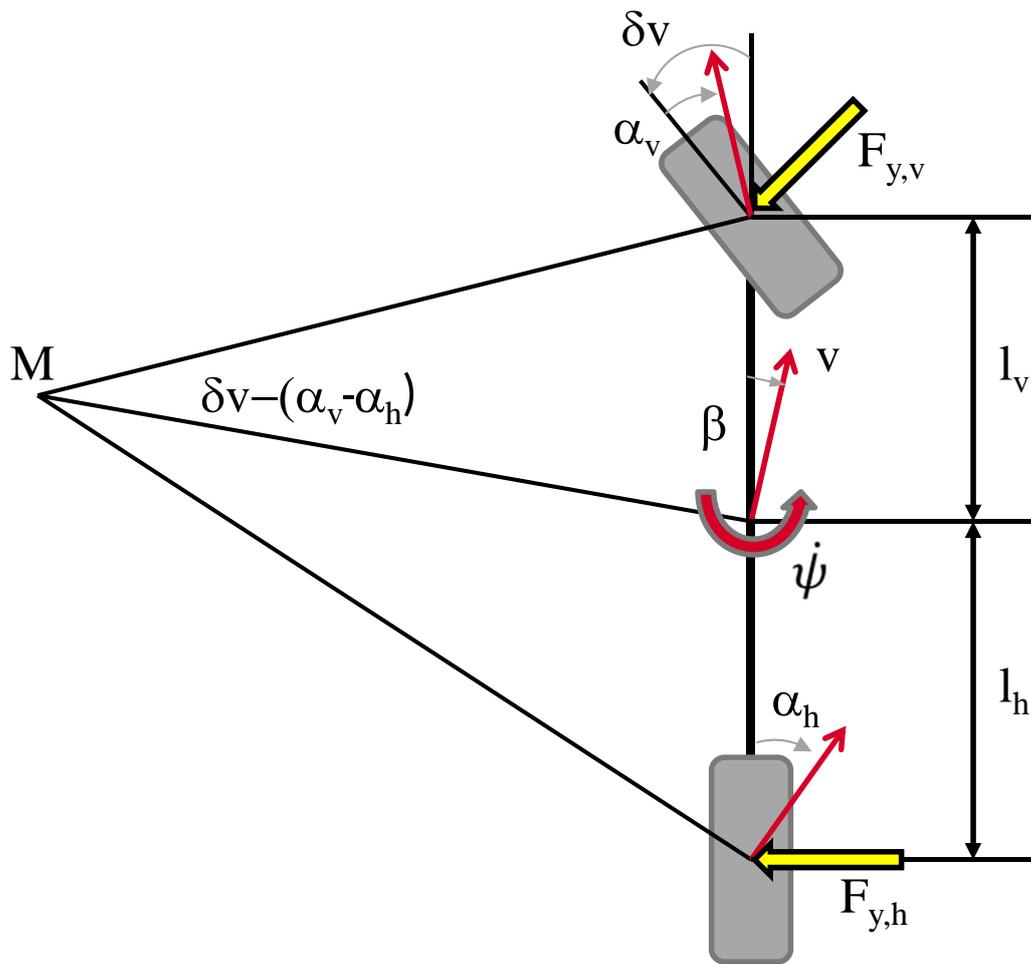


Abbildung H.1: Darstellung der kinematischen Beziehungen im Einspurmodell

Dabei beschreibt der Faktor D die maximale Seitenkraft und $\arctan(BCD)$ die Steigung des Kraftaufbaus bei $\alpha = 0$. Die Faktoren C und E dienen der Streckung, Dehnung oder Kompression der Kurve des Seitenkraftaufbaus über dem Schräglaufwinkel. Eine grafische Interpretation dieses Zusammenhangs ist in Abbildung H.2 gegeben.

In der Praxis werden die Parameter B, C, D und E durch Approximation an vorhandene Messdaten gewonnen. In der vorliegenden Arbeit wurde auf ein bereits identifiziertes Modell der Reifen zurückgegriffen. In diesem speziellen Fall ist der Faktor D zur Beschreibung der maximalen Seitenführungskraft in Abhängigkeit der Radaufstandskraft an Vorder- und Hinterachse $F_{z,v}, F_{z,h}$ und der Fahrzeuggeschwindigkeit v bestimmt worden. Die Radaufstandskräfte wurde im speziellen Fall des Konzeptvergleichs als konstant zu

$$F_{z,v} = mg \frac{l_h}{l}, \quad (H.5)$$

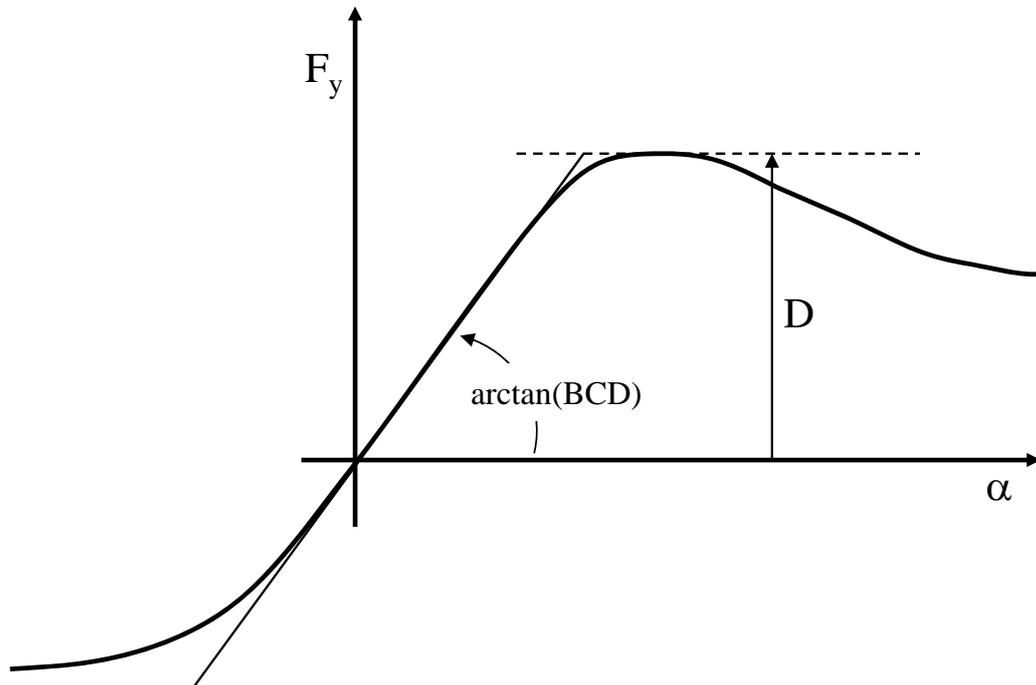


Abbildung H.2: Grafische Interpretation der Pacejka Magic Tire Formula

$$F_{z,h} = mg \frac{l_v}{l} \tag{H.6}$$

angenommen. Zum Nachstellen der durchgeführten Simulationen kann jedoch auch auf beispielhafte Datensätze aus der Literatur (z.B. [Bakker et al., 1987]) zurückgegriffen werden. Die prinzipiell getroffenen Aussagen des Konzeptvergleichs werden dadurch nicht verfälscht, da alle Bewertungen immer nur in Relation zueinander durchgeführt worden sind.

Die Schräglaufwinkel der Reifen an Vorder- und Hinterachse α_v und α_h können wiederum nach [Mitschke und Wallentowitz, 2004] über den Zusammenhang

$$\alpha_v = \delta_v - \psi \frac{l_v}{v} - \beta, \tag{H.7}$$

$$\alpha_h = \psi \frac{l_h}{v} - \beta \tag{H.8}$$

in Abhängigkeit der Zustandsgrößen β und ψ und des Lenkwinkels an der Vorderachse δ_v , in die Berechnung eingebunden werden.

Das Blockschaltbild des verwendeten Einspurmodells ist zur besseren Nachvollziehbarkeit in Abbildung H.3 gezeigt. Ein direkter Vergleich mit den voranstehenden Ausführungen zeigt, dass der Block *vom Rad zum Schwerpunkt* bislang nicht beschrieben wurde. Dieser Block ist notwendig, um die berechneten Kräfte aus den jeweils radfesten Koordinatensystemen in das fahrzeugfeste Koordinatensystem zu übertragen. Querdynamisch ist dabei nur der Anteil $F_{y,v} \cos(\delta_v)$ der Seitenkraft am

Vorderrad von Interesse. Die Seitenkraft am Hinterrad muss nicht transformiert werden, da das radfeste Koordinatensystem der Hinterachse kollinear und vorzeichenrichtig zum fahrzeugfesten Koordinatensystem verläuft.

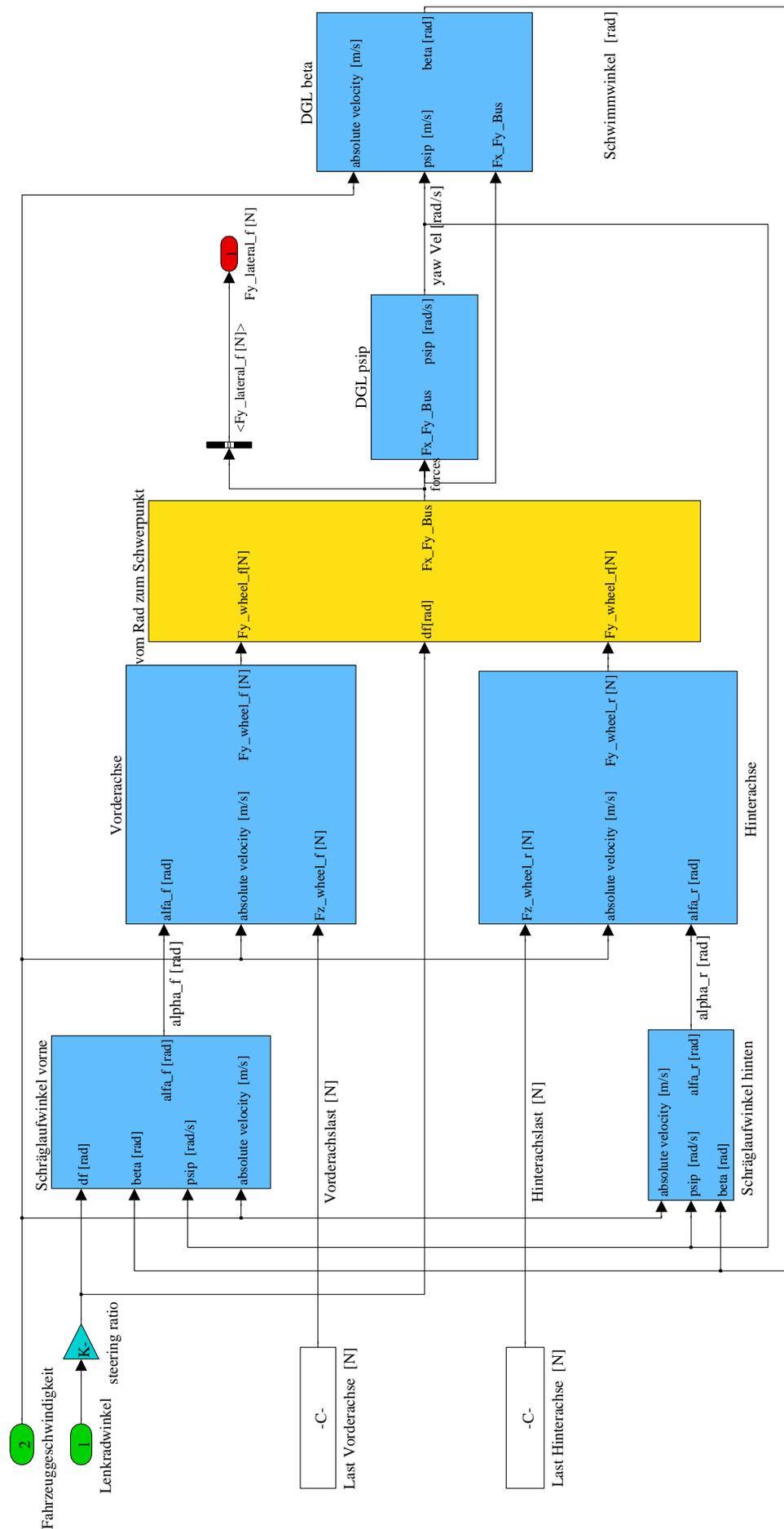


Abbildung H.3: Blockschaltbild des verwendeten nichtlinearen Einspurmodells

Anhang I

Beschreibung des Modells der Lenksäule und des Fahrers

Wie schon in Kapitel 5 erwähnt ist das Modell der Lenksäule als gedämpfte Massenträgheit umgesetzt. Eine Veranschaulichung der Modells ist in Abbildung I.1 gegeben. Hierbei stellt T_{hand} das durch den Fahrer aufgebracht Handmoment, J_{LS} die

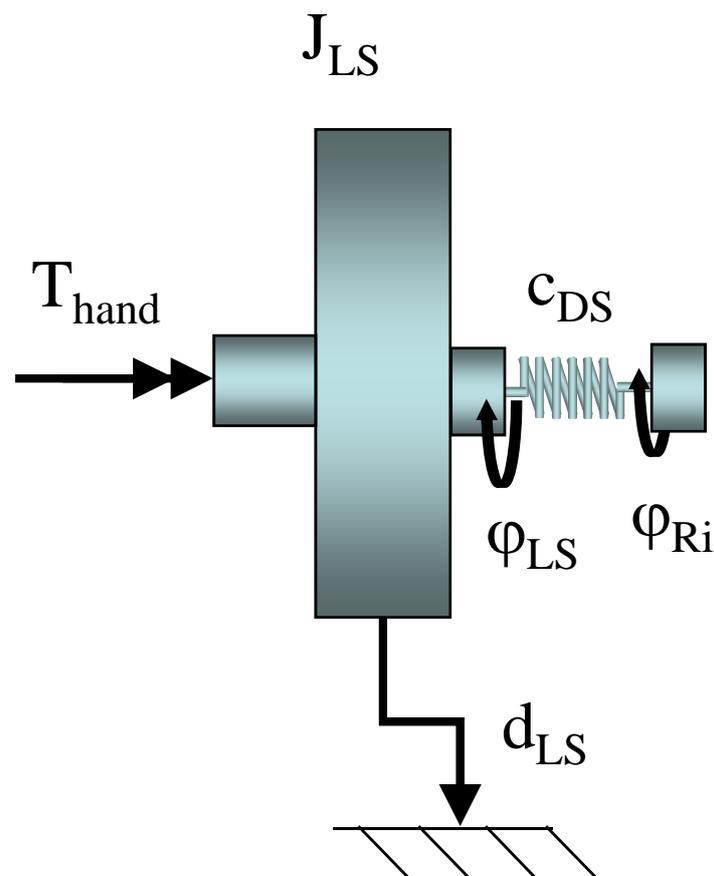


Abbildung I.1: Darstellung des Modells zur Lenksäule

Massenträgheit der Lenksäule inkl. des Lenkrades und d_{LS} die viskose Dämpfung der Lenksäule dar. Die Winkel φ_{LS} und φ_{Ri} der Lenksäule und des Ritzels sowie die Steifigkeit des Drehstabs c_{DS} sind bereits aus Kapitel 2 bekannt.

Daraus ergibt sich unter Berücksichtigung, dass $\varphi_{Ri} = x_Z/i_{RZ}$ die Bewegungsgleichung der Lenksäule zu

$$\ddot{\varphi}_{LS} = \frac{1}{J_{LS}} \left[-d_{LS} \dot{\varphi}_{LS} - c_{DS} \left(\varphi_{LS} - \frac{x_Z}{i_{RZ}} \right) + T_{hand} \right]. \quad (I.1)$$

Wie aus der Gleichung I.1 ersichtlich, kann nun der gewünschte Lenkwinkel nur über das Handmoment T_{hand} eingestellt werden. Daher wird dem Modell ein einfacher PI-Regler vorangestellt, der das Handmoment so lange anpasst, bis sich der Sollwinkel den Lenksäule eingestellt hat. Des Weiteren wird dem System ein Funktionsblock hinzugefügt, der es erlaubt zum Zeitpunkt $t = t_0$, das Handmoment auf den Wert *Null* zu setzen. Das Blockschaltbild der beschriebenen Zusammenhänge ist in Abbildung I.2 gegeben.

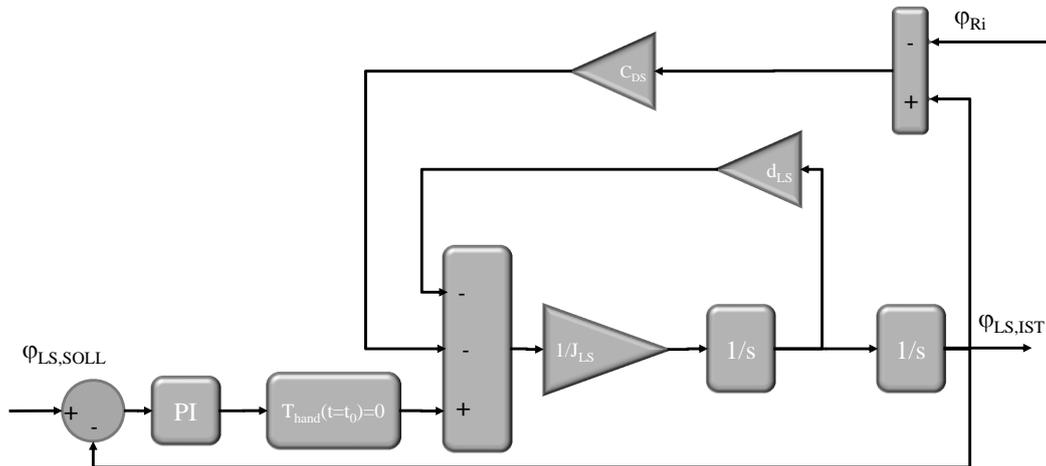


Abbildung I.2: Blockschaltbild des Modells der Lenksäule

I.1 Erweiterung des Lenksäulenmodells zum Fahrermodell

Unter der Vielzahl möglicher Fahrermodelle kommen für den Anwendungsfall nur technische Modelle in Frage. Eines der ältesten und einfachsten technischen Modelle ist durch das an die Regelungstechnik angelehnte Modell von [Iguchi, 1959] gegeben. Dieses Modell stellt im Wesentlichen einen PID-Regler dar, der auf die laterale Abweichung des Fahrzeugs von der vorgegebenen Solltrajektorie reagiert.

Das Modell kann durch die Gleichung

$$G_{DR1}(s) = \frac{\varphi_{LS}}{\Delta_y} = \frac{K_D s^2 + K_P s + K_I}{s} \quad (I.2)$$

beschrieben werden.

Da in dieser Arbeit nicht die Spurführung, also das Folgen einer bestimmten Solltrajektorie im Vordergrund steht, sondern das Beibehalten eines bestimmten Lenkwinkels, wird das Modell von Iguchi wie folgt abgewandelt:

$$G_{DR2}(s) = \frac{T_{hand}}{\Delta\varphi} = \frac{K_D s^2 + K_P s + K_I}{s}. \quad (I.3)$$

Dies führt zu dem einfachen Regelgesetz

$$T_{hand} = \frac{K_D s^2 + K_P s + K_I}{s} (\varphi_{LS,SOLL} - \varphi_{LS,IST}). \quad (I.4)$$

Die Integration des Fahrermodells aus Gleichung I.4 in das Blockschaltbild aus Abbildung I.2 ist in Abbildung I.3 gezeigt. Geeignete Parameter für das Fahrermodell

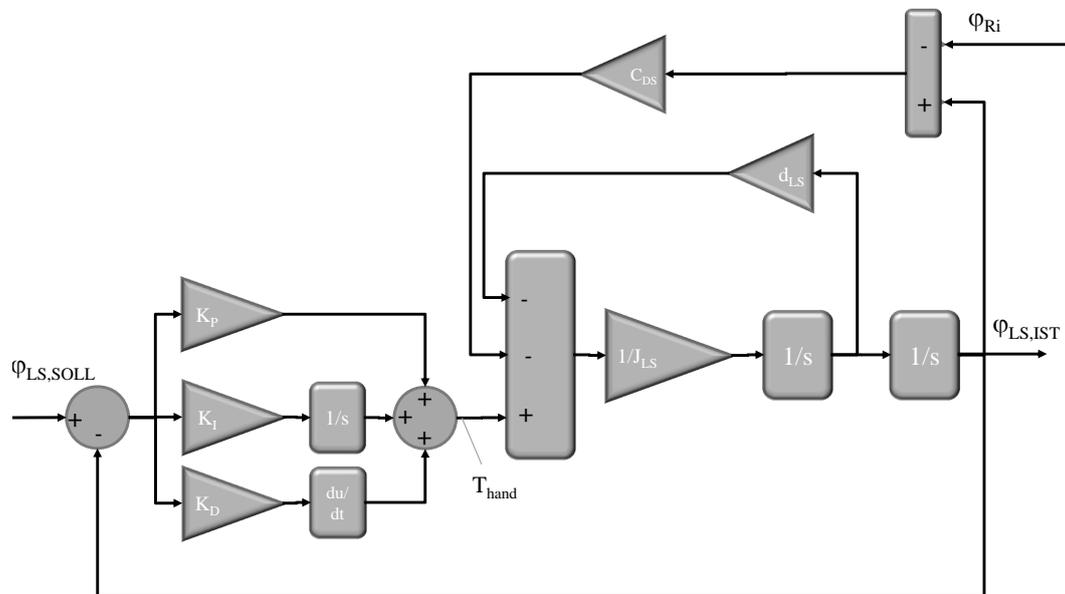


Abbildung I.3: Blockschaltbild des Modells der Lenksäule

sind mit $K_P = 0,05$, $K_I = 0,005$ und $K_D = 0,2$ gegeben.

Index

- Akustik, 64
Applikationsmodule, 10, 77, 86, 89, 99, 101
Elektromechanische Servolenkung, 2, 3, 5, 7, 8, 11, 12, 15, 18, 19, 27, 35, 52, 55, 64, 67, 99
Hydraulik, hydraulische Servolenkung, 7, 9, 12, 14, 16, 19, 21, 53, 64, 78, 80, 100
Kennfeldregelung, 2, 54, 69–71, 78, 83, 99
Lenkungsrückmeldung, 7
Menschliche Wahrnehmung, 63
Momentenregelung, Handmomentenregelung, 71, 73, 78, 80, 99
Nutzinformationen, 7, 9, 52, 54, 61, 64, 68, 75, 76, 100
Parametrierung BLDC-Motor, 41
Parametrierung EPS, 38
Parametrierung HPS, 43
Rücklauf, Rückstellung, 1, 3, 7, 11, 64, 68, 75, 77–79, 89, 90, 100
Rückmeldung, 1
Rückmeldung EPS, 48
Regelkreis der hydraulischen Servolenkung, 17
Regelung der elektromechanischen Servolenkung, 69
Regelung der HPS, 26
Regelungsaufgabe, 60
Reibmodell, 101
Reibung, Reibmodell, 12, 36–39, 43, 52, 54, 74, 89
Störübertragung EPS, 50
Störübertragung HPS, 48
Störübertragungsverhalten, 37, 52
Störinformationen, 7, 9, 63, 64, 68, 100, 101
Störverhalten, 67
Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit, 56
These, 56
Uebertragungsverhalten, 9, 11, 52
Unterstützungskraftregelung, 12, 69, 73, 75, 78, 80, 83, 86, 89, 92, 95, 96, 99, 100
Verminderte Rückmeldung, 8, 52, 98
Zahnstangenkraft, 72, 78, 86, 91, 101
Zustandsraummodell der HPS, 25
Zustandsraummodell EPS, 31

Literaturverzeichnis

- [Abel, 2007] Abel, D. (2007). *Mess- und Regelungstechnik*. Aachener Forschungsgesellschaft Regelungstechnik e.V. (AFR).
- [Autorenkollektiv, 2007] Autorenkollektiv (15. Juni 2007). *Doppeljubiläum für ZF Lenksysteme*. Pressebericht PTAZ0407.
- [Autorenkollektiv, 1987] Autorenkollektiv (1987). *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Richtlinie 2057*. Beuth Verlag GmbH.
- [Backe und Helling, 1990] Backe, W. und Helling, J. (1990). *Fluidtechnik für mobile Anwendungen*. RWTH Aachen.
- [Bakker et al., 1987] Bakker, E., Nyborg, L., und Pacejka, H. B. (1987). Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. *Society of Automotive Engineers*, Seite 15.
- [Bangemann, 2003] Bangemann, C. (2003). Vier her. *auto motor und sport*, 07:24.
- [Best, 1982] Best, R. (1982). *Handbuch der analogen und digitalen Filterungstechnik*. AT Verlag.
- [Boßdorf-Zimmer et al., 2006] Boßdorf-Zimmer, B., Frömmig, L., Henze, R., und Küçükay, F. (2006). Echtzeitfähige Reibwert- und Fahrzustandsschätzung. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Verkehrstechnik*, 15:655–678.
- [Brogan, 1991] Brogan, W. (1991). *Modern Control Theory*. Prentice Hall.
- [Bronstein et al., 2001] Bronstein, Semendjajew, Musiol, und Mühlig (2001). *Taschenbuch der Mathematik*. Verlag Harri Deutsch.
- [Brunn, 2004] Brunn, P. (2004). Übertragungsverhalten von Lenksystemen.
- [Brunn und Harrer, 2004] Brunn, P. und Harrer, D. M. (2004). Objektivierung der Lenkungsrückmeldung. *Fortschritt-Berichte VDI*, Reihe 12, Nr. 580:67–79.
- [Bubb,] Bubb, H. Haptik im Kraftfahrzeug.
- [Bubb, 2001] Bubb, H. (2001). *Kraftfahrzeugführung*, Kapitel: Haptik im Kraftfahrzeug, Seiten 155–175. Springer Verlag, Berlin.

- [Buschardt, 2002] Buschardt, B. (2002). *Synthetische Lenkmomente*. Dissertation, Technische Universität Berlin.
- [Camuffo et al., 2002] Camuffo, I., Caviasso, G., Pascali, L., und Pesce, M. (2002). Simulation tools and evaluation criteria for steering wheel feel improvement of an electric power steering system. *Society of Automotive Engineers*, 01:1593.
- [Cardillo, 1964] Cardillo, R. (1964). Dynamic testing of elastomer mountings. *Journal of Applied Polymer Science*, 8:53–71.
- [Cole, 2008] Cole, D. (2008). Steering feedback - mathematical simulation of effects on driver and vehicle. *ATZautotechnology*, 8:52–56.
- [Dannöhl, 2010] Dannöhl, C. (2010). *Entwicklung eines Algorithmus zur Servokraftregelung einer elektromechanischen Lenkung*. Dissertation, Technische Universität München.
- [Dannöhl et al., 2008] Dannöhl, C., Müller, D. S., und Lebrecht, D. W. (2008). Modellbildung und Simulation im Entwicklungsprozess elektromechanischer Lenksysteme. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 17:1425–1438.
- [Endo, 2000] Endo, S. (2000). Electrical power steering system design for road information sensitivity. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*.
- [Föllinger, 1993] Föllinger, O. (1993). *Nichtlineare Regelungen I*, Auflage 7. Oldenbourg-Verlag. Direkte Methode nach Ljapunow, Gütemaßangleichung nach Siebert.
- [Föllinger, 1994] Föllinger, O. (1994). *Regelungstechnik, Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*, Auflage 8. Hürthig Verlag. Übertragungsglieder, Frequenzkennlinien, Analyse des Regelkreises, Riccati-Regler, Zustandsbeobachter, Luenberger Beobachter.
- [Gelb, 1974] Gelb, A. (1974). *Applied Optimal Estimation*. MIT Press.
- [Goebel, 2005] Goebel, M. (2005). Fahrdynamikregelung mit gemessenen Radkräften. *Tagungsband ProMotion*, Seite 22.
- [Graßmann und Henrichfreise, 2003] Graßmann, O. und Henrichfreise, H. (2003). Variable Lenkunterstützung für eine elektromechanische Servolenkung. *TECHNISCHE MITTEILUNGEN -ESSEN-*, 96, Teil 2:78–84.
- [Harrer, 2006] Harrer, M. (2006). Steering system development in premium car segment. *SAE International*, 01:0935.
- [Harrer, 2007] Harrer, M. (2007). *Characterisation of Steering Feel*. PhD thesis, University of Bath.

- [Hayes, 1996] Hayes, M. (1996). *Statistical Digital Signal Processing and Modeling*. John Wiley & Sons.
- [Heißing und Ersoy, 2007] Heißing, B. und Ersoy, M. (2007). *Fahrwerkhandbuch*. Vieweg Verlag.
- [Henrichfreise, 1997] Henrichfreise, H. (1997). Prototyping of a LQG Compensator for a Compliant Positioning System with Friction. *TransMechatronik*, 23:1–21.
- [Henrichfreise, 2004] Henrichfreise, H. (2004). Regelung von Servoantriebssystemen mit Elastizität und Reibung. In *Seminar*.
- [Henrichfreise und Jusseit, 2003] Henrichfreise, H. und Jusseit, J. (2003). Optimale Regelung einer elektromechanischen Servolenkung. *VDI Mechatronik Tagung*, 5:1–20.
- [Henrichfreise und Witte, 1998] Henrichfreise, H. und Witte, C. (1998). Beobachtergestützte nichtlineare Kompensation trockener Reibung in einem Positionierantrieb. *Automatisierungstechnik*, Heft 3.
- [Hsu et al., 2006a] Hsu, Y.-H. J., Gadda, C. D., und Gerdes, C. (2006a). A feel for the road: A method to estimate tire parameters using steering torque. *Proceedings of AVEC*, 8:1–6.
- [Hsu et al., 2006b] Hsu, Y.-H. J., Laws, S., Gadda, C. D., und Gerdes, C. (2006b). A method to estimate the friction coefficient and tire slip angle using steering torque. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 15402:1–10.
- [Hsu et al., 2006c] Hsu, Y.-H. J., Laws, S., Gadda, C. D., und Gerdes, J. C. (2006c). A method to estimate the friction coefficient and tire slip angle using steering torque. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*.
- [Hsu et al., 2007] Hsu, Y.-H. J., Laws, S., Gerdes, C., und Gadda, C. D. (2007). Experimental studies of using steering torque under various road conditions for sideslip and friction estimation. *IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, 5, part 1:1–8.
- [Iguchi, 1959] Iguchi, M. (1959). A study of manual control. *Journal of mechanical Society of Japan*, 62 (481).
- [Isermann, 1988] Isermann, R. (1988). *Identifikation dynamischer Systeme*. Springer Verlag.
- [Isermann, 2005] Isermann, R. (2005). *Mechatronic Systems*. Springer Verlag.

- [Kalman, 1960] Kalman, R. (1960). A new approach to linear filtering and prediction problems. *Transactions of the ASME-Journal of Basic Engineering*, Seiten 35–45.
- [Karch und Grüner, 2007] Karch, G. und Grüner, S. (2007). Mechatronische Lenksysteme. *Automatisierungstechnik*, 55:281 bis 289.
- [Karch et al., 2007] Karch, G., Mayer, J., und Merz, J. (2007). Potenziale zur Energieeinsparung bei gleichzeitigen Funktionsvorteilen durch moderne Lenkungstechnik. *VDI Berichte Nr. 2000*.
- [Klotzbach und Henrichfreise, 2002] Klotzbach, S. und Henrichfreise, H. (2002). Ein nichtlineares Reibmodell für die numerische Simulation reibungsbehafteter mechatronischer Systeme. *Symposium Simulationstechnik*, 16.
- [Klotzbach et al., 2003] Klotzbach, S., Oedekoven, S., und Grassmann, O. (2003). Optimierung im mechatronischen Entwicklungsprozess. *VDI-Berichte*, 1753:189–208.
- [Laible et al., 2006] Laible, M., Müller, R., Bill, B., und Gehrke, K. (2006). *Mechanische Größen elektrisch gemessen*. Expert Verlag.
- [Loiza und Zardecki, 2002] Loiza, Z. und Zardecki, D. (2002). Vehicle dynamics simulation with inclusion of freeplay and dry friction in steering system. *SAE 2002 World Congress*, 2002-01-0619.
- [Ludyk, 1995] Ludyk, G. (1995). *Theoretische Regelungstechnik 2*. Springer Verlag. Zustandsrekonstruktion, optimale und nichtlineare Regelsysteme auch für Abtastsysteme.
- [Lunze, 2008a] Lunze, J. (2008a). *Regelungstechnik 1*. Springer Verlag.
- [Lunze, 2008b] Lunze, J. (2008b). *Regelungstechnik 2*, Auflage 5. Springer Verlag. Optimale Regelung, Entwurf von Abtastregelungen.
- [MathWorks, 1992a] MathWorks (1992a). *MATLAB Reference Guide*. The MathWorks, Inc.
- [MathWorks, 1992b] MathWorks (1992b). *Signal Processing Toolbox User's Guide*. The MathWorks, Inc.
- [MathWorks, 2008] MathWorks (2008). *Control System Toolbox 8*. The MathWorks.
- [Meitinger und Breinfeld, 1998] Meitinger, T. und Breinfeld, C. (1998). Simulation des dynamischen Verhaltens von Zahnstangen-Hydrolenkungen. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*, 7:1105–1124.

- [Merouki et al., 2004] Merouki, R., Bouteldja, M., Imine, H., und Cadiou, J. (2004). Friction force estimation and adaptive control for tire-road contact. *IEE, Intelligent Robots and Systems*, 3:2434–2439.
- [Mitschke und Wallentowitz, 2004] Mitschke, M. und Wallentowitz, H. (2004). *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Verlag.
- [Nakajima et al., 2005] Nakajima, K., Kurishige, M., Endo, M., und Kifuku, T. (2005). A vehicle state detection method based on estimated aligning torque using EPS. *SAE Technical Paper Series*.
- [Nakajima und Kifuku, 2005] Nakajima, Kenji; Kurishige, M. E. M. und Kifuku, T. (2005). A vehicle state detection method based on estimated aligning torque using EPS. *SAE Technical Paper Series*, 01:1265.
- [Neukum, 2008] Neukum, A. (2008). Auswirkung diskreter Zusatzlenkmomente auf Wahrnehmung und Fahrer-Fahrzeug-Interaktion. Forschungsbericht, Projekt: Untersuchung zur Wahrnehmung von Lenkmomenten bei PKW, im Auftrag der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT-AK20) und der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt).
- [Niemann et al., 1980] Niemann, K., Richter, K.-H., Weiger, G., und Wulf, H. (1980). Entwicklungsmöglichkeiten an Lenksystemen für Kraftfahrzeuge und ihr Einfluß auf die Kurshaltung. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, 82. Nr. 10:525–532.
- [Oppenheim und Schafer, 1999] Oppenheim, A. und Schafer, R. (1999). *Discrete-Time-Signal Processing*, Seite 737. Prentice-Hall.
- [Pacejka und Bakker, 1993] Pacejka, H. B. und Bakker, E. (1993). The magic formula tyre model, tyre models for vehicle dynamic analysis. In *Proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis*.
- [Papula, 2000] Papula, L. (2000). *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Vieweg Verlag.
- [Peters, 2003] Peters, M. (2003). Luftobjekte. *auto motor und sport*, 09:99.
- [Peussa et al., 2008] Peussa, P., Koskinen, S., und Varpula, T. (2008). Fahrzeugbasierte Schätzung des Reifen- Fahrbahn-Kontaktes im FRICTI@N-Project. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 17:591–620.
- [Pfeffer et al., 2008a] Pfeffer, P., Harrer, M., und Johnston, D. (2008a). Interaction of vehicle and steering system regarding on-centre handling. *Vehicle System Dynamics*, 00:1–16.
- [Pfeffer et al., 2008b] Pfeffer, P., Harrer, M., und Lin, J.-H. (2008b). Vehicle dynamics measurements. *Proceedings of the IMECH E Part D Journal of Automobile Engineering*, 222, No. 5:801–813(13).

- [Pfeiffer, 1992] Pfeiffer, F. (1992). *Einführung in die Dynamik*. Teubner Verlag.
- [Post, 1995] Post, J. (1995). *Modeling, simulation and testing of automobile power steering systems for the evaluation of on-center handling*. PhD thesis, Clemson University.
- [Prokes, 1968] Prokes, J. (1968). *Hydrostatische Antriebe mit Standardelementen*. Krausskopf.
- [Rabiner und Gold, 1975] Rabiner, L. R. und Gold, B. (1975). *Theory and Application of Digital Signal Processing*, Seiten 414–419. Prentice-Hall.
- [Reuter und Zacher, 2004] Reuter, M. und Zacher, S. (2004). *Regelungstechnik für Ingenieure*, Auflage 11. Vieweg-Verlag. Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen.
- [Saadat, 1993] Saadat, H. (1993). *Computational Aids in Control Systems Using MATLAB*. McGraw-Hill.
- [Schiehlen, 2004] Schiehlen, E. (2004). *Technische Dynamik*. Teubner Verlag.
- [Schmidt, 2008] Schmidt, G. (2008). Wann spürt der Fahrer überhaupt? Der Einfluss des Fahrmanövers auf die Wahrnehmung von Zusatzlenkmomenten als haptische Signale im Fahrzeug. In *VDI Jahrbuch Fahrzeug- und Verkehrstechnik*.
- [Schramm et al., 2010] Schramm, D., Hiller, M., und Bardini, R. (2010). *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer Verlag.
- [Shim und Margolis, 2004] Shim, T. und Margolis, D. (2004). Model-based road friction estimation. *Vehicle System Dynamics*, 41:249–276.
- [Siebert, 1991] Siebert, U. (1991). *Ljapunow-Synthese nichtlinearer Systeme durch Gütemaßangleichung*. VDI-Verlag.
- [Stoica und Moses, 1997] Stoica, P. und Moses, R. (1997). *Introduction to Spectral Analysis*, Seiten 52–54. Prentice-Hall.
- [Sugitani et al., 1997] Sugitani, N., Fujubarw, Y., Uchida, K., und Fujita, M. (1997). Electric power steering with H-infinity control designed to obtain road information. *Proceedings of the American Control Conference*, 4:2935–2939.
- [Sunar und Rao, 1993] Sunar, M. und Rao, S. (1993). Optimal selection of weighting matrices in integrated design of structures/controls. *AIAA*, 31, Nr. 4:714–720.
- [Tanaka et al., 2007] Tanaka, H., Hitosugi, K., Kurishigi, M., und Kifuku, T. (2007). Development of torque controlled active steering with improving the vehicle stability for brushless EPS. *SAE International*, 01:1147.

- [Tuononen und Sainio, 2008] Tuononen, A. J. und Sainio, P. (2008). Reifensensorik zur Reibwertschätzung. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 17:647–658.
- [Tyler und Tuteur, 1966] Tyler, J. und Tuteur, F. (1966). The use of a quadratic performance index to design multivariable control systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, AC-11, No.1:84–92.
- [Ulrich, 2007a] Ulrich, H. (2007a). Lenksysteme in Kraftfahrzeugen. *Haus der Technik*.
- [Ulrich, 2007b] Ulrich, H. (2007b). Simulation von Lenksystemen. *Haus der Technik*.
- [Unbehauen, 2000a] Unbehauen, H. (2000a). *Regelungstechnik I*. Vieweg Verlag.
- [Unbehauen, 2000b] Unbehauen, H. (2000b). *Regelungstechnik II*, Auflage 8. Vieweg Verlag. Zustandsregelung, digitale und nichtlineare Regelsysteme, die Methode der harmonischen Linearisierung.
- [Unbehauen, 2000c] Unbehauen, H. (2000c). *Regelungstechnik III*, Auflage 6. Vieweg Verlag. Entwurf optimaler Zustandregler kontinuierlicher und abgetasteter Systeme.
- [von Groll, 2006] von Groll, M. (2006). *Modifizierung von Nutz- und Störinformationen am Lenkrad durch elektromechanische Lenksysteme*. Dissertation, Universität Duisburg-Essen.
- [Welch und Bishop, 2006] Welch, G. und Bishop, G. (2006). An introduction to the Kalman filter. Forschungsbericht, Department of Computer Science- University of North Carolina at Chapel Hill.
- [Welch, 1967] Welch, P. (1967). The use of Fast Fourier Transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms. *IEEE® Trans Audio Electroacoustics*, Vol. AU-15:70–73.
- [Wenzel, 2008] Wenzel, E. (2008). Entwicklung einer Methode zur energetischen Analyse und Bewertung von Lenksystemen in Kundenhand. *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 17:1439–1454.
- [Will und Gebhardt, 2007] Will, D. und Gebhardt, N. (2007). *Hydraulik*. Springer Verlag.
- [Winkler, 2006] Winkler, C. (2006). Objektive Kenngrößen zur Beschreibung der Lenkeigenschaften einer Sportwagenachse mit elektrischer Servolenkung. Diplomarbeit, Universität Karlsruhe.

- [Wohnhaas, 1994] Wohnhaas, T. (1994). *Simulation von Kraftfahrzeug-Lenkungen unter besonderer Berücksichtigung von Reibung und Spiel*. Dissertation, Universität Stuttgart.
- [Wolf, 2008] Wolf, H. (2008). Steering feel limits and visual driver information in the context of the transverse control arm of a vehicle. *Steering Tech, München*.
- [Wolf und Bubb, 2003] Wolf, H. und Bubb, H. (2003). Status Lenkgefühl. Forschungsbericht, Lehrstuhl für Ergonomie - TU München.
- [Wong, 2001] Wong, T. (2001). Hydraulic power steering system design and optimization simulation. *SAE Technical Paper Series*, 01:0479.
- [Yoshiyuki et al., 2004] Yoshiyuki, Y., Tanaka, W., Muragishi, Y., Ono, E., Momiyama, M., Katoh, H., Aizawa, H., und Imoto, Y. (2004). Estimation of lateral grip margin based on self-aligning torque for vehicle dynamics enhancement. *SAE*, 01:101–106.
- [Zaremba et al., 1998] Zaremba, A., Liubakka, M., und Stutz, R. (1998). Control and steering feels issues in the design of an electric power steering system. *Proceedings of the American Control Conference*, 06:36–40.