

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
Lehrstuhl für Regelungstechnik

Serientaugliche quadratisch optimale Regelung für semiaktive Pkw-Fahrwerke

Andreas F. Unger

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

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp
Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Roppenecker,
Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Die Dissertation wurde am 30.03.2012 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 23.07.2012 angenommen.

Für Elisabeth und für meine Familie.

Kurzfassung

In dieser Arbeit wird ein linear-quadratisch-basierter semiaktiver Fahrwerksregler unter der ausschließlichen Verwendung von Serienkomponenten implementiert und validiert. Dabei wird insbesondere die Serientauglichkeit des Regelungskonzepts umfassend untersucht. Die Validierung durch Messungen zeigt, dass Fahrkomfort und Fahrsicherheit gegenüber der weit verbreiteten Skyhook-Regelung nochmals gesteigert werden. Um den Zustandsvektor auf realen Straßen schätzen zu können, wird ein Beobachter mit einer neuartigen Modifikation des Straßenmodells präsentiert, der niederfrequente Störungen, welche beim Überfahren steil ansteigender Fahrbahnen auf den Beobachter einwirken, zuverlässig filtert. Im Vorfeld wird die Sensorkonfiguration unter Zuhilfenahme eines analytischen Maßes zur Bewertung der Schätzgüte ausgewählt. Dabei wird das Sensorrauschen der Seriensensorik explizit berücksichtigt. Die Auswahl der Regelungsmethode erfolgt im Rahmen eines methodischen Vergleichs zwischen fünf semiaktiven Fahrwerksreglern. In dieser Gegenüberstellung erzielt Clipped Optimal Control das beste Ergebnis bezüglich Implementierungsaufwand und Leistungsfähigkeit. Für die Implementierung von Clipped Optimal Control in einem realen Fahrzeug wird die Parametrierung der quadratischen Kostenfunktion über ein detailliertes Maß für Fahrkomfort und über die Minimierung des Bremswegs als Maß für Fahrsicherheit berücksichtigt. Darüber hinaus wird ein neuartiges nichtlineares Dämpfermodell vorgestellt, welches, trotz weniger Parameter, eine hohe Übereinstimmung mit dem Verhalten eines realen Dämpfers mit starken Hystereseeffekten erreicht. Für die Kompensation dieser Hystereseffekte während der Fahrt, kommt das Modell innerhalb einer dynamischen Vorsteuerung zum Einsatz. Die experimentelle Validierung wird mit zwei unterschiedlichen Fahrzeugen auf einer 7-Stempel Hydropulsanlage und auf realen Straßen durchgeführt. Parametervariationen werden durch eine simulatorische Untersuchung innerhalb eines realistischen Parameterraums untersucht, wobei der Einfluss der Fahrzeugmasse experimentell bestätigt wird. Da die Abstimbarkeit der Regelungsmethode Clipped Optimal Control eine wesentliche Anforderung für Serienfahrzeuge darstellt, wird eine weich schaltende Reglerstruktur vorgestellt, mit der die Reglerparametrierung an die Vorlieben des Fahrers angepasst werden kann. Des Weiteren wird gezeigt, dass die Quer- und Längsdynamik des Fahrzeugs durch den Einsatz einer fahrzustandsabhängigen adaptiven Fahrwerksregelung verbessert werden kann. Zum Entwurf des Beobachters und des Reglers wird ein Vollfahrzeugmodell verwendet, welches durch Messungen parametrierbar ist.

Abstract

In this Thesis a linear quadratic based semi-active suspension controller is implemented and validated using a real vehicle and series production components only. Especially the applicability of the control concept for series production purposes is thoroughly investigated. It is shown in experiments, that ride comfort and road holding can be significantly improved by using LQ-based suspension control compared to the well-established Skyhook control. In order to estimate the vehicle state on real streets, an observer including a new modified road model is presented, which reliably filters low frequency disturbances induced by ascending or descending steep hills. In advance, an appropriate sensor configuration is chosen using an analytical observability measure, wherein the noise of the stock sensors is considered. The control algorithm is selected in a generalized benchmark of five semi-active suspension controllers in real-time application, where clipped optimal control promises advantages regarding computational effort and performance. For the implementation of clipped optimal control in a vehicle, the parametrization of the quadratic cost function is addressed using a complex measure for ride comfort and the minimization of the braking distance as a measure for ride safety. A novel nonlinear damper model is introduced which, despite its few parameters, substantially matches the behavior of real semi-active dampers with strong hysteresis effects. For the online compensation of these hysteresis effects, the model is employed in a dynamic feedforward control structure. The experimental validation is performed using two different vehicles on a 7-poster test-rig and on real streets. In order to take parameter variations into account, a simulation study is conducted using a realistic parameter range, whereas the variation of the vehicle mass is experimentally verified. As the online tuneability of the clipped optimal controller is essential for series production vehicles, a soft switching control structure is presented for adjusting the controller parametrization to the preferences of the driver. Furthermore, it is shown that the lateral and the longitudinal dynamics of the vehicle can be enhanced by using driving state adaptive suspension control. A full-car model, which is parametrized by measurements on a 7-poster test-rig, is used for the observer and controller design. Additionally, an identified nonlinear full-car model is presented, which is used for purposes of simulation and optimization.

DANKSAGUNG

Mein besonderer Dank geht an Prof. Boris Lohmann, der stets ein offenes Ohr für meine Anliegen hatte und mich von Anfang an tatkräftig unterstützte. Die freundschaftliche und ausgesprochen kollegiale Atmosphäre an seinem Lehrstuhl ließ die Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter viel zu schnell vergehen.

Ebenso danke ich Prof. Günther Roppenecker für das Interesse an meiner Arbeit, die fachlichen Anregungen und für die Übernahme des Koreferats. Außerdem danke ich Prof. Markus Lienkamp für den Vorsitz der Prüfungskommission.

Sehr dankbar für die fortwährende Unterstützung bin ich Dr. Ralf Schwarz, der mir als Abteilungsleiter der AUDI AG das Anfertigen dieser Arbeit ermöglichte und mir stets die notwendigen Freiheiten einräumte. Mein herzlicher Dank gilt Frank Schimmack für die freundschaftliche Zusammenarbeit und seine zahlreichen praxisnahen Anregungen, welche die Dissertation in vielen Punkten bereicherten.

Bei Dr. Guido Koch, Enrico Pellegrini, Nils Pletschen, Sebastian Spirk und allen anderen Kollegen des Lehrstuhls möchte ich mich für die enge und gelungene Zusammenarbeit herzlich bedanken. Die Ideen, die aus dem stets regen Austausch und den wertvollen Diskussionen hervorgegangen sind, finden sich an vielen Stellen dieser Arbeit wieder.

Mein Dank gilt auch allen meinen Studenten, insbesondere Guillermo Falconí, Kay-Uwe Henning und Christoph Schwarz, die durch ihre exzellenten Ergebnisse einen wertvollen Beitrag zum Gelingen der Dissertation geleistet haben.

Bei meiner Frau Elisabeth bedanke ich mich von ganzem Herzen für die Liebe und die Unterstützung, die sie mir unentwegt zukommen ließ.

Mein innigster Dank geht an meine Familie für die Fürsorge und alle Belange umfassende Unterstützung auf meinem Lebensweg.

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
Abbildungsverzeichnis	vi
Tabellenverzeichnis	xi
Glossar	xii
Kapitel 1: Einleitung	1
1.1 Umfang der Dissertation	3
1.2 Aufbau der Dissertation	5
Kapitel 2: Semiaktive Fahrwerkssysteme	7
2.1 Modellierung der Fahrbahnanregung	8
2.2 Bauformen von Fahrwerksdämpfern	10
2.3 Modellierung von Fahrwerken	12
2.3.1 Das Vollfahrzeugmodell	12
2.3.2 Das Viertelfahrzeugmodell	16
2.4 Stabilitätsanalyse von semiaktiven Fahrwerken	20
2.5 Beurteilungskriterien für Sicherheit und Komfort	22
2.5.1 Das Komfortmaß nach Hennecke	23
2.5.2 Bremswegverkürzung als Maß für Fahrsicherheit	25
2.6 Stand der Technik	30

2.6.1	Methoden zur Regelung semiaktiver Fahrwerke	30
2.6.2	Dokumentierte Realisierungen semiaktiver Fahrwerksregler	34
2.6.3	Zustandsbeobachter für semiaktive Fahrwerke	37
2.6.4	Modellierung von semiaktiven Dämpfern	38
Kapitel 3:	Testumgebung	39
3.1	Konfiguration des Versuchsfahrzeugs	39
3.1.1	Datenverarbeitung	40
3.1.2	Sensorkonfiguration	41
3.2	Konfiguration des Hydropulsprüfstands	41
3.3	Dämpfermodellierung und Parameteridentifikation	42
3.3.1	Ursachen für das nichtlineare Dämpferverhalten	45
3.3.2	Das nichtlineare Dämpfermodell	46
3.3.3	Identifikation der Parameter	48
3.3.4	Validierung des Dämpfermodells	49
3.3.5	Variation der Modellparameter	50
3.4	Fahrzeugmodellierung und Parameteridentifikation	53
3.4.1	Nichtlineare Fahrwerkskomponenten	54
3.4.2	Identifikation der Modellparameter	56
3.4.3	Validierung des Fahrzeugmodells	58
Kapitel 4:	Beobachterentwurf	61
4.1	Stochastische Systembeschreibung	61
4.2	Das stationäre Kalman-Bucy-Filter	62
4.3	Auswahl der Sensorkonfiguration	64

4.3.1	Maß zur Bewertung der Schätzgüte	65
4.3.2	Sensorkonfiguration für das Vollfahrzeugmodell	67
4.4	Kompensation niederfrequenter Störungen	70
4.4.1	Lösungsansätze	72
4.4.2	Erweiterung des Straßenmodells	75
4.5	Implementierung	76
4.6	Diskussion der Ergebnisse	80
Kapitel 5:	Reglerauswahl	81
5.1	Problemformulierung	82
5.2	Semiaktive Reglerkonzepte	86
5.2.1	Skyhook-Regler	87
5.2.2	Kombinierter Skyhook- / Groundhook-Regler	87
5.2.3	Clipped Optimal Control (COC)	87
5.2.4	Hybride modellprädiktive Regelung	88
5.2.5	Extended Clipped Optimal Control (ECOC)	92
5.3	Experimentelle Untersuchung	94
5.3.1	Reglerparametrierung	94
5.3.2	Experimentelle Reglerbewertung	95
5.4	Diskussion der Ergebnisse	97
Kapitel 6:	Reglerimplementierung	99
6.1	Clipped Optimal Control im Gesamtfahrzeug	99
6.2	Methoden zur Bestimmung des Dämpferventilstroms	101
6.2.1	Statische Invertierung	101

6.2.2	Dynamische Vorsteuerung	102
6.3	Skyhook-basiertes Referenzsystem	106
6.3.1	Signalbasierte Zustandsgrößenschätzung	107
6.3.2	Skyhook-Regelung des Vollfahrzeugs	111
6.4	Messergebnisse	112
6.5	Variation der Aufbaumasse	118
6.6	Diskussion der Ergebnisse	120
Kapitel 7:	LQ-basierte Dämpferregelung im Serieneinsatz	122
7.1	Simulative Untersuchung von Parametervariationen	122
7.1.1	Abschätzung des Parameterraums	123
7.1.2	Simulative Auswertung	126
7.2	Berücksichtigung der Abstimmbarkeit	129
7.2.1	Schaltende Reglerstruktur	130
7.2.2	Weitere Möglichkeiten zur Beeinflussung des Fahrverhaltens	132
7.3	Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge	136
7.4	Aspekte von Global Chassis Control	142
7.5	Diskussion der Ergebnisse	147
Kapitel 8:	Zusammenfassung und Ausblick	148
	Literaturverzeichnis	151
Anhang A:	Zustandsraumdarstellung des Vollfahrzeugmodells	167

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildungsnummer	Seite
1.1 Konfliktschaubild für passive, semiaktive und vollaktive Fahrwerke.	2
2.1 Leistungsdichtespektren von Straßen und Modellierungsarten.	9
2.2 Aufbau eines Ein- und Zweirohrdämpfers.	11
2.3 Kraftfahrzeug.	12
2.4 Das Vollfahrzeugmodell.	13
2.5 Die Bewegungsformen Huben, Nicken, Wanken und Verwinden.	15
2.6 Das Viertelfahrzeugmodell.	16
2.7 Frequenzgang und invariante Punkte „o“ von $G_{\ddot{z}_a}(s)$, $G_{z_a-z_r}(s)$ und $G_{F_z, \text{dyn}}(s)$ für verschiedene Dämpfungsmaße b_{sa}	19
2.8 Das Komfortmaß nach Hennecke [60].	24
2.9 Die Kennlinien eines Reifens der Dimension 245/40 R18 für verschiedene Normalkräfte.	25
2.10 Bremswegsimulation.	28
2.11 Gemessenes Übertragungsverhalten der Straßenanregung auf die dynamische Radlastschwankung.	29
2.12 Das Skyhook-Prinzip.	31
3.1 Versuchsfahrzeug — Audi Q5 3.0 TDI quattro und Messtechnik.	40
3.2 Das Versuchsfahrzeug auf dem Hydropulsprüfstand.	42
3.3 Der Zweirohrdämpfer der Hinterachse.	43

3.4	Quasi-Statistische Dämpferkennlinien.	43
3.5	Quasi-Statistische Dämpferkennlinie und dynamische Messungen.	44
3.6	Das nichtlineare Dämpfermodell.	47
3.7	Dämpfermodell — Vergleich Messung und Simulation bei $i_{D,soll} = 0$ A.	51
3.8	Dämpfermodell — Vergleich Messung und Simulation bei $i_{D,soll} = 0,9$ A.	51
3.9	Dämpfermodell — Vergleich Messung und Simulation bei $i_{D,soll} = 1,8$ A.	51
3.10	Dämpfermodell — Hysteresereformen bei 0 A und 16,67 Hz.	52
3.11	Dämpfermodell — Einfluss der Modellparameter.	53
3.12	Das nichtlineare Vollfahrzeugmodell.	54
3.13	Federkennlinien der Vorder- und Hinterachse (ohne Skalierung).	55
3.14	Kennlinie des Reibungsmodells (ohne Skalierung).	55
3.15	Kennlinie der Reifenfeder (ohne Skalierung).	55
3.16	Amplitudengang der dynamischen Radlastschwankung — Messung (-) und Simulation (-) für verschiedene Anregungsamplituden.	57
3.17	Modellvalidierung — Vergleich zwischen Messung und Simulation.	60
4.1	Struktur des Beobachters.	64
4.2	Einfluss der nichtlinearen Kraftaufschaltung auf die Schätzgüte.	65
4.3	Schätzgüte der einzelnen Zustände für verschiedene Sensorkonfigurationen.	70
4.4	Theoretische (li.) und simulierte (re.) Schätzgüte des Beobachters — Vergleich zwischen Federwegen und Federgeschwindigkeiten.	71
4.5	Gemessenes Höhenprofil einer Straße.	72
4.6	Absolute Aufbaugeschwindigkeit auf einer Straße mit 18 % Steigung.	74
4.7	Amplitudengang des ursprünglichen und angepassten Straßenmodells.	76
4.8	Beobachtervalidierung Räder — Vergleich Messung und Schätzung.	78

4.9	Beobachtervalidierung Aufbau — Vergleich Messung und Schätzung.	79
5.1	Der Viertelfahrzeugprüfstand und das Viertelfahrzeugmodell.	82
5.2	Abschätzung des Verstellbereichs eines semiaktiven Dämpfers.	85
5.3	Identifizierte Dämpferkennlinie und virtueller semiaktiver Dämpfer.	85
5.4	Regionen des hybriden MPRs für $N = 1$ und Verstellbereich des Dämpfers. .	91
5.5	Messsignale der experimentellen Validierung.	96
5.6	Vergleich der Stellgrößen von clipped optimal control und MPR.	97
6.1	Verstellbereich eines realen Dämpfers.	102
6.2	Kennfeld der invertierten quasi-statischen Kennlinien.	103
6.3	Struktur der dynamischen Vorsteuerung.	104
6.4	Vergleich zwischen der dynamischen Vorsteuerung und der statischen Invertierung — Simulation.	105
6.5	Vergleich zwischen der dynamischen Vorsteuerung und der statischen Invertierung — Messung.	106
6.6	Leistungsdichtespektren der Aufbaubeschleunigung (li.) und der Aufbaugeschwindigkeit (re.).	108
6.7	Bodediagramm des Filters für die Aufbaugeschwindigkeit.	109
6.8	Leistungsdichtespektren der Nickrate (li.) und der Wankrate (re.).	110
6.9	Vergleich der signal- und modellbasierten Schätzung der Aufbaugeschwindigkeit.	111
6.10	Signalverarbeitung des Skyhook-basierten Referenzsystems.	112
6.11	Das Skyhook-Prinzip am Gesamtfahrzeug.	113
6.12	Gemessenes Übertragungsverhalten.	114
6.13	Leistungsdichtespektren der Anregungsprofile.	116

6.14	Konfliktschaubilder bei realen Straßenprofilen.	117
6.15	Gemessenes Übertragungsverhalten — beladen und unbeladen.	119
6.16	Konfliktschaubilder bei realen Straßenprofilen — beladen und unbeladen. . .	120
7.1	Vertikale Steifigkeiten verschiedener Reifen.	124
7.2	Temperaturverhalten des Vorderachsdämpfers bei 0,9 A.	125
7.3	Dämpfertemperatur bei einer Kennfeldmessung.	126
7.4	Untersuchter Parameterraum.	126
7.5	Maximale Änderung der Beurteilungskriterien innerhalb des Parameterraums.	128
7.6	Verbesserung im Komfortmaß nach Hennecke im Nominalfall (hell) und im ungünstigsten Fall (dunkel).	129
7.7	Verbesserung in der dynamischen Radlastschwankung im Nominalfall (hell) und im ungünstigsten Fall (dunkel).	130
7.8	Konfliktdiagramme bei Variation der Abstimmparameter.	133
7.9	Strom- (li.) und Kraftausblendung (re.) in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit.	135
7.10	Ventilstrom bei der Strom- oder Kraftausblendung.	136
7.11	Zweites Versuchsfahrzeug — Audi A8 4.2 TDI quattro.	140
7.12	Audi A8 — gemessenes Übertragungsverhalten.	141
7.13	Audi A8 — Konfliktschaubild ermittelt durch ein reales Straßenprofil.	142
7.14	Die nichtlinearen Funktionen h_{d_y} und h_{p_b}	144
7.15	Adaptive Reglerstruktur.	145
7.16	Messung auf einem Handlingkurs.	146

TABELLENVERZEICHNIS

Tabellennummer		Seite
2.1	Parameter des Viertelfahrzeugmodells nach [78].	18
2.2	Mittlere Bremswege.	28
2.3	Messergebnisse bei der Anregung durch ein reales Straßenprofil.	29
2.4	Übersicht der eingesetzten Regelungsmethoden in Serienfahrzeugen.	36
3.1	Ermittelte Werte für das Sensorrauschen.	41
3.2	Parameter der Anregungssignale nach [125] mit modifizierter Wegamplitude.	49
3.3	Anregungssignale für die Validierung des Dämpfermodells.	49
3.4	Übereinstimmung $\Gamma_{\text{Dämpfer}}$ des Dämpfermodells.	50
3.5	Zu Abbildung 3.10 gehörige Parameter.	52
3.6	Parametergruppen zur Parameteridentifikation.	58
4.1	Sensorrauschen zur Bewertung der Sensorkonfigurationen.	68
4.2	Bewertung der Sensorkonfigurationen nach Gleichung (4.15).	68
5.1	Modellparameter nach Koch et. al. [89].	84
5.2	Parameter des virtuellen semiaktiven Dämpfers.	86
5.3	Regelgesetze des MPRs für N=1.	92
5.4	Ergebnisse der experimentellen Reglerbewertung.	95
7.1	Audi A8 — mittlere Bremswege im passiven und im geregelten Fall.	143

GLOSSAR

Abkürzungen

ABC	Active B ody C ontrol
CDCi	Continuously variable d amper c ontrol with i nternal valve
COC	Clipped o ptimal c ontrol
ECOC	Extended clipped o ptimal c ontrol
GCC	Global c hassis c ontrol
HYSDEL	Hybrid system d escription l anguage
ISO	International O rganization for S tandardization
LMI	Linear m atrix i nequality
LQR	Linear q uadratischer R egler
MLD	Mixed logical d ynamical
MPR	Modell p rädiktive R egelung
NVH	Noise v ibration h arshness
PSD	Power spectral d ensity
VDA	Verband d er A utomobilindustrie
VDI	Verein D eutscher I ngenieure

Notationen

$\dot{\mathbf{x}} = \frac{d\mathbf{x}(t)}{dt}$	Ableitung der Größe $\mathbf{x}(t)$ nach der Zeit t
$\text{diag}(\mathbf{A})$	$(1 \times n)$ -Vektor mit den Diagonalelementen der $(n \times n)$ -Matrix \mathbf{A}
$\ q\ _{\text{rms}}$	RMS-Wert von $q(t)$
$f_{\text{Hub/Nick/Wank/Rad}}$	Aufbauhub- / Aufbaunick- / Aufbauwank- / Rad-Eigenfrequenz
$E\{q\}$	Erwartungswert von $q(t)$
s	Laplace-Variable

Kapitel 1

EINLEITUNG

Obwohl die Zahl der Verkehrsunfälle in den letzten Jahren stetig abgenommen hat, gab es im Jahr 2010 erneut knapp 300 000 Unfälle mit Personenschäden im deutschen Straßenverkehr [148]. Laut statistischen Erhebungen sind ca. 32 % der Verkehrsunfälle auf das Abkommen des Fahrzeugs von der Fahrbahn zurückzuführen [148]. Das Fahrwerk eines Kraftfahrzeugs beeinflusst die vertikalen Radkräfte und stellt somit einen wesentlichen Bestandteil zur Sicherstellung des Fahrbahnkontakts dar. Werden die Fahrwerkskomponenten sorgfältig auf die Fahrzeugeigenschaften abgestimmt, bleibt das Fahrzeug auch in kritischen Situationen lenk- und steuerbar. Des Weiteren definiert das Fahrwerk durch die Beeinflussung des Schwingungskomforts den markttypischen Charakter eines Fahrzeugs und ist ein entscheidender Faktor bei der Festlegung des subjektiv empfundenen Fahrgefühls.

Ein Fahrwerk besteht jeweils aus einer Feder, die das statische Gewicht des Fahrzeugs trägt, einem Schwingungsdämpfer, der dem Abklingen der Schwingungen dient und einer Radaufhängung, die eine mechanische Verbindung zwischen Rad und Aufbau herstellt [131]. Während die Radaufhängung die vertikale Auslenkung des Rades ermöglicht sowie Längs- und Seitenkräfte überträgt, werden die für das Schwingungsverhalten verantwortlichen vertikalen Radkräfte über die Feder- und Dämpferelemente übertragen [101]. Die maßgeblichen Parameter dieser beiden Bauteile sind die Federkonstante k_a und der Dämpfungskoeffizient b_a . Beide werden bei konventionellen, passiven Serienfahrwerken in der Entwicklungsphase definiert und lassen während des Fahrbetriebs nicht einstellen.

Ein Kriterium zur Beurteilung des Fahrkomforts ist der Effektivwert¹ der vertikalen Beschleunigung der Fahrgastzelle $\|\ddot{z}_a\|_{\text{rms}}$, welcher so gering wie möglich zu halten ist, um die Fahrzeuginsassen von den Straßenunebenheiten zu isolieren. Zur Bewertung der Fahrsicherheit

¹Der Effektivwert $\|\cdot\|_{\text{rms}}$, auch *root mean square (rms)* genannt, ist der zeitliche quadratische Mittelwert einer Größe $q(t)$ und ist definiert als $\|q(t)\|_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T q^2(t) dt}$

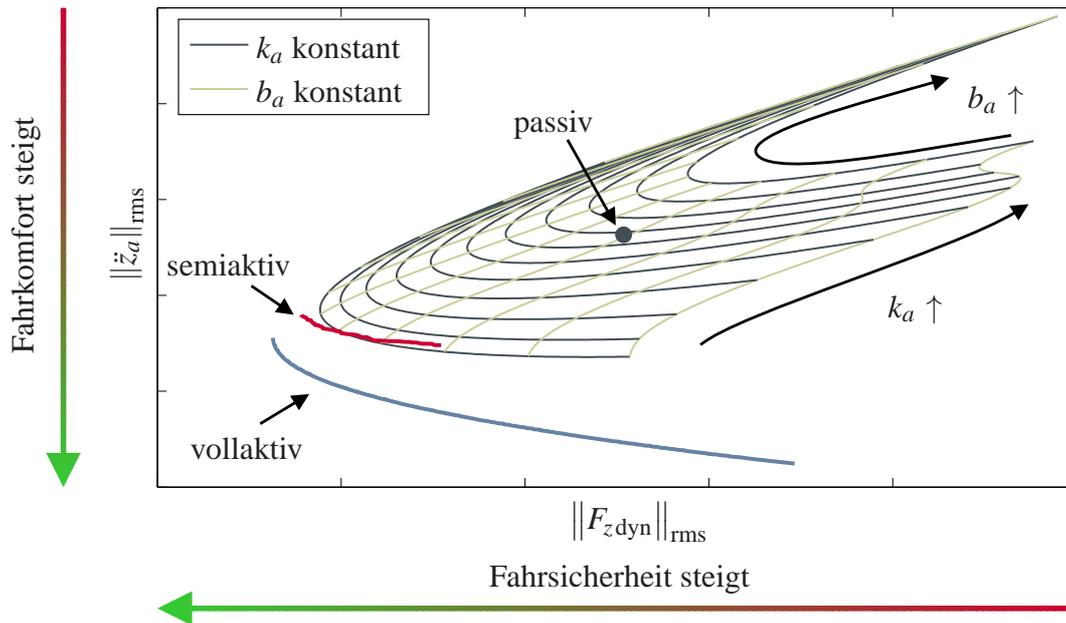


Abbildung 1.1: Konfliktschaubild für passive, semiaktive und vollaktive Fahrwerke.

dient der Effektivwert der dynamischen Radlastschwankung $\|F_{z,\text{dyn}}\|_{\text{rms}}$, der zur Verbesserung des Fahrbahnkontakts ebenfalls gering sein sollte.

Abbildung 1.1 zeigt, wie sich die Variationen der Federkonstante k_a und des Dämpfungskoeffizienten b_a auf die beiden Bewertungsgrößen für Fahrkomfort und Fahrsicherheit auswirken. Eine Verringerung der Federkonstante führt generell zu einer Verbesserung beider Ziele, während über das Dämpfungsmaß ein geeigneter Kompromiss zwischen den beiden Bewertungsgrößen eingestellt werden kann. In jedem Fall ist deutlich erkennbar, dass Komfort und Sicherheit in einem Konflikt zueinander stehen und nicht unabhängig voneinander beeinflusst werden können. Da eine beliebige Verringerung der Federkonstante, aufgrund der Anforderung das statische Gewicht des Fahrzeugs zu halten, nicht möglich ist, befinden sich realistisch ausgelegte Fahrwerke im Bereich des markierten passiven Fahrwerks.

Um diesen Zielkonflikt zu entschärfen, haben in den letzten Jahren vermehrt mechatronische Systeme im Fahrwerk Einzug gehalten [70]. Die Anwendungen sind vielfältig, und es sind bereits semiaktive Schwingungsdämpfer [28, 74, 138], langsam aktive hydraulische Fahrwerke [135, 149], langsam aktive pneumatische Fahrwerke [63, 64, 121], langsam aktive und

vollaktive elektrische Fahrwerke [2, 22, 106] oder aktive Wankstabilisatoren [31, 76] zu finden. Insbesondere semiaktive und vollaktive Fahrwerke bieten ein erhebliches Potential zur Verbesserung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts, was in Abbildung 1.1 ausgehend vom passiven Fahrwerk durch die in Richtung Koordinatenursprung verschobenen Grenzkurven ersichtlich wird. Während vollaktive Systeme einen hohen Leistungsbedarf von bis zu 10 kW benötigen, muss bei semiaktiven Fahrwerken lediglich Energie zum Verstellen des Dämpferventils aufgebracht werden [131]. Dies entspricht meist nur einem Bruchteil der benötigten Leistung eines aktiven Systems.

Aufgrund dieses günstigen Verhältnisses zwischen Leistungsfähigkeit und Energiebedarf kommen vermehrt Fahrzeuge mit semiaktiv geregelten Dämpfern in den Handel. Auch die Forschung konzentriert sich im Rahmen zahlreicher Arbeiten seit mehreren Jahren auf die Regelung semiaktiver Fahrwerke. Obwohl an Viertelfahrzeugprüfständen und in der Simulation bereits gezeigt werden konnte, dass modellbasierte Regelungsmethoden auch bei semiaktiven Systemen Vorteile bieten, beruhen die bislang in Fahrzeugen umgesetzten Regler überwiegend auf der im Jahr 1974 von Karnopp [81] vorgeschlagenen Skyhook-Regelung. Modellbasierte Regelungsmethoden bieten ein höheres Potential zur Entschärfung des Zielkonflikts (siehe z.B. [24, 50, 53]), jedoch ist bislang noch keine Realisierung einer derartigen Regelung in einem Fahrzeug bekannt. Soll zusätzlich die Serientauglichkeit sichergestellt werden, muss der modellbasierte Regler dem Skyhook-Regler in Punkten wie Intuitivität, Alltagstauglichkeit und Komplexität mindestens gleichwertig sein. Erst nach Erfüllung dieser Kriterien kann das volle Potential eines semiaktiven Fahrwerks durch einen modellbasierten Regler für den Kunden wahrnehmbar abgerufen werden.

1.1 Umfang der Dissertation

Im Rahmen dieser Arbeit werden neuartige Methoden und Lösungsvorschläge zur Umsetzung eines linear quadratisch (LQ) optimalen semiaktiven Fahrwerkreglers in einem realen Fahrzeug vorgestellt, die sich aus der Anforderung der Serientauglichkeit ergeben. Der Fokus liegt auf der Implementierung unter realistischen Rahmenbedingungen durch ein seriennahes Fahrzeug, ausgestattet mit einem Seriensteuergerät und Seriensensorik sowie realistischen Testbedingungen. Das Regelungskonzept wird in enger Kooperation mit einem Fahrzeughersteller hinsichtlich der Eignung für die Serie geprüft und bei Bedarf Lösungsvorschläge bewertet und

umgesetzt.

Die wesentlichen Beiträge dieser Dissertation sind dabei im Einzelnen:

- **Entwicklung eines neuartigen Beobachterkonzepts:** Für den Einsatz eines LQ-basierten Reglers ist es notwendig, den vollständigen Zustandsvektor aus den Sensorsignalen zu rekonstruieren. In dieser Arbeit wird eine geeignete Sensorkonfiguration unter Berücksichtigung des Sensorrauschens über ein analytisches Maß zur Beobachtbarkeit ausgewählt. Durch eine neuartige Modifikation des Straßenmodells erzielt der Zustandsbeobachter auch unter verschärften Bedingungen, wie beispielsweise das Befahren einer steil ansteigenden Straße, eine hohe Schätzgüte.
- **Methodische Auswahl der Regelungsmethode:** Innerhalb eines generalisierten Vergleichs werden Regelstrategien für semiaktive Fahrwerke direkt in der Echtzeitanwendung miteinander verglichen und die LQ-basierte semiaktive Fahrwerksregelung zur Umsetzung im Fahrzeug ausgewählt.
- **Erstmalige experimentelle Validierung eines LQ-basierten Reglers in realen Fahrzeugen:** Auf Basis detaillierter Gütemaße zur Bewertung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit werden unterschiedlich parametrisierte LQ-Regler ermittelt. Diese werden in zwei seriennahen Fahrzeugen umgesetzt und die Funktionsfähigkeit auf einem Hydropulsprüfstand sowie auf realen Straßen nachgewiesen. Dabei wird gezeigt, dass der Fahrkomfort im Vergleich zu einem Skyhook-System verbessert und der Bremsweg im Vergleich zu einem passiv harten Fahrwerk verkürzt wird.
- **Erweiterung des Konzepts zur Serientauglichkeit durch neuartige Lösungsvorschläge:** Das Regelungskonzept wird hinsichtlich der Parametervariationen, die im realen Fahrbetrieb auftreten können, innerhalb eines realistischen Parameterraums untersucht. Für die Berücksichtigung von Möglichkeiten zur Reglerabstimmung durch einen Versuchingenieur werden eine weich schaltende Reglerstruktur sowie Modifikationen zur Verbesserung des Vertikalrucks und des akustischen Verhaltens vorgeschlagen. Des Weiteren wird ein Ansatz zur fahrzustandsabhängigen Adaption vorgestellt, mit dem die Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs verbessert werden können.

Im Gegensatz zu vielen weiteren Arbeiten auf dem Gebiet der Vertikaldynamik kommt in

dieser Arbeit ein Vollfahrzeugmodell zur Auslegung des Beobachters und des Reglers zum Einsatz. Um das Hystereseverhalten der hydraulischen semiaktiven Dämpfer zu berücksichtigen, wird ein neuartiges, einfach zu parametrierendes Dämpfermodell vorgestellt, welches im Fahrzeug zur Verbesserung des Kraftfolgeverhaltens Verwendung findet. Allen Methoden liegen sorgfältige Diskussionen zur Realisierbarkeit zu Grunde, die durch eine hohe Anzahl an Messungen gestützt werden. Einige Ergebnisse dieser Arbeit werden in zukünftigen Fahrzeuggenerationen zum Einsatz kommen.

1.2 Aufbau der Dissertation

In Kapitel 2 werden grundlegende Eigenschaften von Fahrwerkssystemen vorgestellt. Neben einer stochastischen Beschreibung der Straßenanregungen bilden einfache (Viertelfahrzeug) und komplexe (Vollfahrzeug) Fahrzeugmodelle die Grundlage für die weiteren Betrachtungen. Zur Bewertung des vertikaldynamischen Verhaltens werden detaillierte Gütemaße für den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit vorgestellt. Nach einer kurzen Beschreibung der physikalischen Eigenschaften eines Dämpfers und eines Stabilitätsbeweises für semiaktive Fahrwerke rundet ein detaillierter Literaturüberblick das Kapitel ab.

Die Basis für die Messungen bilden ein Versuchsfahrzeug und eine 7-Stempel Hydropulsanlage, die beide in Kapitel 3 beschrieben werden. Für das Fahrzeug wird ein nichtlineares Vollfahrzeugmodell hergeleitet, das durch ein iteratives Verfahren mit den Messdaten in Übereinstimmung gebracht wird. Für die Dämpfer lässt sich ebenfalls ein nichtlineares Modell bestimmen, welches das dynamische Hystereseverhalten mit hoher Genauigkeit abbildet. Werden beide Modelle kombiniert, steht ein detailliertes Simulationsmodell für weitere Untersuchungen zur Verfügung.

Die Grundlage für die linear quadratisch optimale Fahrwerksregelung ist ein Kalmanfilter, mit welchem der volle Zustandsvektor des Vollfahrzeugmodells im Fahrzeug geschätzt werden kann. Bevor in Kapitel 4 die zu Grunde gelegte Beobachterstruktur vorgestellt wird, erfolgt eine systematische Auswahl der Sensorkonfiguration mit der die höchste Schätzgüte im Fahrzeug zu erwarten ist. Anschließend wird eine neuartige Erweiterung des Kalmanfilters eingeführt, um niederfrequente Störungen, die bei Fahrten auf realen Straßen auf das Fahrzeug einwirken, zu eliminieren. Die Validierung des Beobachters durch Messungen bildet den Schluss des Kapitels.

Anhand von Messungen mittels eines Viertelfahrzeugprüfstands wird in Kapitel 5 die LQ-basierte Regelungsmethode zur Umsetzung im Fahrzeug ausgewählt, weil diese die höchste Leistungsfähigkeit in der Echtzeitanwendung bietet. Der generalisierte Vergleich, basierend auf einem neutralen Gütemaß, umfasst dabei Skyhook- sowie Groundhook-Regler, den ausgewählten LQ-basierten Ansatz, einen hybriden modellprädiktiven Regler und einen LQ-Regler bei welchem die Dissipativitätsbedingung beim Entwurf berücksichtigt wird.

Der ausgewählte Regler wird in Kapitel 6 auf das reale Fahrzeug übertragen. Zusätzlich wird eine Methode vorgestellt, mit welcher das Kraftfolgeverhalten des semiaktiven Dämpfers durch die Berücksichtigung der Hystereseigenschaften im Fahrzeug verbessert werden kann. Bevor die Implementierung des Reglers durch Messungen validiert wird, erfolgt die Beschreibung eines Skyhook-Systems als Referenzsystem. Im Rahmen einer detaillierten Auswertung der Ergebnisse wird das höhere Potential des LQ-Reglers nachgewiesen.

Soll der LQ-Regler in der Serie eingesetzt werden, müssen zusätzliche Aspekte Berücksichtigung finden. Daher wird der Regler in Kapitel 7 zunächst bezüglich des Einflusses von Parametervariationen auf den Fahrkomfort und die Fahrdynamik untersucht. Nachfolgend werden Methoden vorgestellt, mit deren Hilfe ein Versuchsingenieur das Verhalten des Fahrzeugs während der Fahrt gezielt beeinflussen kann. Um den Regler auf weitere Fahrzeugtypen übertragen zu können, wird ein Ablaufplan für die Implementierung vorgestellt. Anhand eines weiteren Fahrzeugs wird gezeigt, dass dieses Verfahren erfolgreich umgesetzt werden kann. Schließlich wird diskutiert, wie der Regler im Rahmen einer integralen Fahrdynamikregelung mit anderen Fahrwerkssystemen vernetzt werden kann.

Eine Zusammenfassung und ein Ausblick auf zukünftige Weiterentwicklungen in Kapitel 8 bilden den Abschluss der Dissertation.

Zusätzlich sind in Anhang A die Systemmatrizen des Vollfahrzeugmodells zu finden.

Kapitel 2

SEMIAKTIVE FAHRWERKSSYSTEME

Dieses Kapitel dient als Übersicht über grundlegende Eigenschaften von semiaktiven Fahrwerkssystemen und den Stand der Technik. Zunächst wird in Abschnitt 2.1 ein auf stochastischen Beschreibungen basierendes Modell der Straßenanregung vorgestellt, welches im weiteren Verlauf der Arbeit für den Entwurf des Beobachters in Kapitel 4 eingesetzt wird. Semiaktiv geregelte Fahrwerke zeichnen sich dadurch aus, dass die üblicherweise passiven Dämpfer durch geregelte Dämpfer ersetzt werden. Bevor in Kapitel 3 ein halbphysikalisches Modell für geregelte Dämpfer entwickelt wird, werden in Abschnitt 2.2 zunächst die verschiedenen Bauformen von Dämpfern vorgestellt und grundlegende physikalische Zusammenhänge erläutert.

Die Basis für den Entwurf des Reglers und des Beobachters sind Modelle, die die dynamischen Eigenschaften des Systems abbilden. Die detaillierte Modellierung eines realen Fahrzeugs gelingt nur durch ein Vollfahrzeugmodell, welches in Abschnitt 2.3 beschrieben wird. Die Analyse grundlegender Eigenschaften semiaktiver Fahrwerke sowie ein Stabilitätsnachweis können dagegen auch mit einem Viertelfahrzeugmodell durchgeführt werden.

Um die Leistungsfähigkeit des Reglers zu quantifizieren, sind objektive Bewertungskriterien notwendig. Praxisnahe Kriterien, die auch an realen Fahrzeugen ermittelt werden können, sind das Komfortmaß nach Hennecke als Kriterium zur Bewertung des Fahrkomforts und der Bremsweg des Fahrzeugs auf unebener Straße als Kriterium für Fahrsicherheit. Beide Merkmale werden in Abschnitt 2.5 vorgestellt. Das Kapitel schließt mit einem detaillierten Überblick über den Stand der Technik bezüglich Regelungsmethoden, Implementierungen, Zustandsbeobachtern und der Modellierung von Dämpfern für semiaktive Fahrwerke.

2.1 Modellierung der Fahrbahnanregung

Im Vorfeld zur Modellierung der Fahrbahnanregung werden die Fahrbahnunebenheiten z_s über der zurückgelegten Wegstrecke l untersucht, denen ein Fahrzeug bei der Fahrt ausgesetzt ist. Dabei sind die Unebenheiten in der Regel nicht periodischer Natur und können im Allgemeinen besser über ihre stochastischen Eigenschaften beschrieben werden [105].

Dass kaum Periodizität im Fahrbahnprofil vorhanden ist, zeigt die Korrelationsfunktion

$$R(\xi) = E\{z_s(l)z_s(l+\xi)\} = \lim_{X \rightarrow \infty} \frac{1}{X} \int_{-X/2}^{X/2} z_s(l)z_s(l+\xi)dl, \quad (2.1)$$

die für gemessene Unebenheitsprofile bei $\xi = 0$ das Maximum hat und für $\xi \neq 0$ stets kleiner wird [126]. Eine Fourier Transformation der Korrelationsfunktion führt zur einseitigen spektralen Leistungsdichte

$$\Phi(\Omega) = \begin{cases} \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\xi) \exp^{-i\Omega\xi} d\xi & , \text{für } \Omega \geq 0 \\ 0 & , \text{für } \Omega < 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

mit der Wegkreisfrequenz $\Omega = 2\pi/L$ und der Wellenlänge L , was zu einer stochastischen Beschreibung der Straßenprofile führt. Werden die Leistungsdichtespektren von realen Straßenprofilen (z.B. Profil A,B und C in Abbildung 2.1) in der doppelt logarithmischen Darstellung betrachtet, ergeben sich Geraden mit negativer Steigung, was bedeutet, dass die spektrale Dichte mit höherer Wegkreisfrequenz (und somit kleinerer Wellenlänge L) abnimmt. Die Approximation des Leistungsdichtespektrums durch Geraden mit negativer Steigung lässt sich durch den Zusammenhang

$$\Phi_{h1}(\Omega) = \Phi(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (2.3)$$

beschreiben, wobei Ω_0 eine Bezugswegkreisfrequenz ist. Der Faktor $\Phi(\Omega_0)$ stellt in Gleichung (2.3) das Unebenheitsmaß dar, welches zunimmt je unebener eine Straße ist. Die Welligkeit w beschreibt, ob die Anregung nur lange oder auch kurze Wellen mit einem hohen Dichteanteil besitzt. Unter Berücksichtigung, dass für die meisten Profile $w \approx 2$ gilt (siehe [71]), kann Gleichung (2.3) um die Variable β erweitert werden zu

$$\Phi_{h2}(\Omega) = \frac{\Phi(\Omega_0)\Omega_0^2}{\beta^2 + \Omega^2} = \frac{\alpha}{\beta^2 + \Omega^2}. \quad (2.4)$$

Dadurch wird sichergestellt, dass die spektralen Dichten von sehr kleinen Frequenzen $\Omega \rightarrow 0$ endlich bleiben. Gleichung (2.4) stellt das Leistungsdichtespektrum eines Filters 1. Ordnung

dar

$$\frac{d}{dl}z_s(l) = -\beta z_s(l) + w(l), \quad (2.5)$$

wobei $w(l)$ ein weißer Rauschprozess mit der spektralen Leistungsdichte α ist.

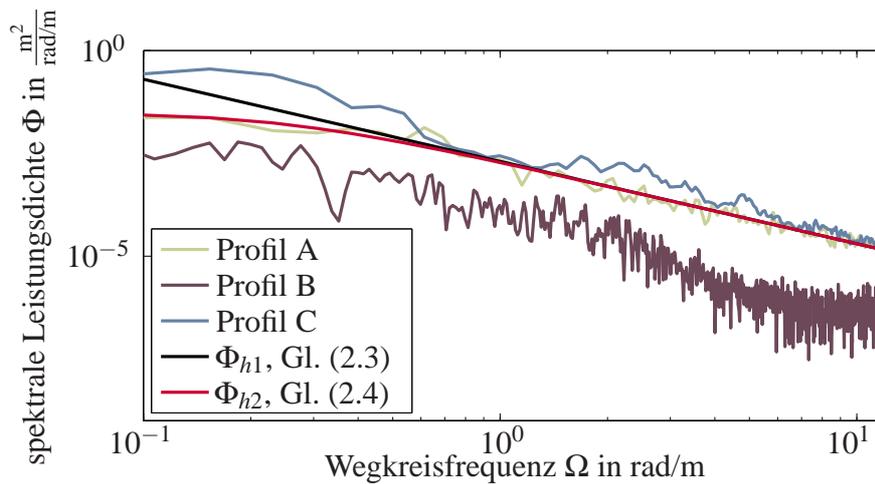


Abbildung 2.1: Leistungsdichtespektren von Straßen und Modellierungsarten.

Fährt das Fahrzeug mit einer konstanten Geschwindigkeit v_{Fzg} über die Fahrbahn, so ergibt sich aus dem Zusammenhang $l = v_{Fzg}t$ für die Zeitkreisfrequenz

$$\omega = v_{Fzg}\Omega = 2\pi \frac{v_{Fzg}}{L} \quad (2.6)$$

und somit für den Filter aus Gleichung (2.5)

$$\dot{z}_s(t) = -\beta v_{Fzg}z_s(t) + v_{Fzg}w(t). \quad (2.7)$$

Die Straßenanregung kann demzufolge in einer ersten Näherung durch einen Tiefpassfilter 1. Ordnung approximiert werden. In [6] wird gezeigt, dass sich durch die Erhöhung der Filterordnung die Genauigkeit der Approximation, insbesondere bei höheren Frequenzen, noch geringfügig steigern lässt. Da allerdings die Verbesserung selbst bei einer Filterordnung von sieben nicht signifikant ist, wird in Kapitel 4 die in Gleichung (2.7) vorgeschlagene Modellierung verwendet, um den Beobachter zu entwerfen.

2.2 Bauformen von Fahrwerksdämpfern

In der Fahrzeugtechnik werden überwiegend hydraulisch mechanische Stoßdämpfer in der Bauform von Teleskopstoßdämpfern verwendet, weil sie bezüglich Einfachheit, Abmessungen und Reibungseigenschaften das Optimum darstellen [59]. Das Funktionsprinzip eines Dämpfers besteht darin, ein an einer Kolbenstange befestigtes Kolbenventil durch einen mit Öl gefüllten Zylinder zu bewegen, wobei zwischen Ein- und Zweirohrdämpfern unterschieden werden kann (Abbildung 2.2). In beiden Bauformen fließt das Öl durch das Kolbenventil von einem Arbeitsraum in den anderen, was zu einer Druckdifferenz zwischen den beiden Arbeitsräumen führt. Die Druckdifferenz wird durch die am Kolben wirksame Fläche in eine Kraft

$$F_{\text{Dämpfer}} = f(v_{\text{rel}}) \quad (2.8)$$

umgewandelt, welche eine Funktion der Durchflussmenge und damit der Ein- und Ausfeder- geschwindigkeit v_{rel} darstellt. Da die Kolbenstange beim Einfedern in den oberen Arbeitsraum eindringt, muss das verdrängte Ölvolumen durch einen Ausgleichsraum aufgenommen werden. Beim Einrohrdämpfer ist hierfür unterhalb des unteren Arbeitsraums ein komprimierbares Gasvolumen vorgesehen, welches durch einen Trennkolben vom Arbeitsraum separiert ist, um eine Durchmischung von Öl und Gas zu verhindern. Beim Zweirohrdämpfer wird das Kolbenstangenvolumen ebenfalls durch ein komprimierbares Gas ausgeglichen, welches sich im Ölvorratsraum befindet. Dieser ist durch ein Bodenventil vom unteren Arbeitsraum getrennt. Damit eine Durchmischung von Öl und Gas vermieden wird, steht das Gas bei dieser Bauform unter einem Druck von 6 bis 8 bar [59].

Die beiden Bauformen haben verschiedene Vor- und Nachteile. Der Einrohrdämpfer hat einen geringeren Durchmesser, ist leichter und besitzt eine geringere Kavitationsneigung. Demgegenüber ist der Zweirohrdämpfer etwas kürzer, hat eine geringere Reibung und ist in der Kennliniengestaltung flexibler, da zwei Ventile für den Kraftaufbau beteiligt sind [59].

Semiaktive Dämpfer zeichnen sich dadurch aus, dass der Ölfluss zwischen den Arbeitsräumen bei konstanter Relativgeschwindigkeit zusätzlich beeinflusst werden kann, wodurch die Druckdifferenz und somit die Dämpfungskraft verändert wird. Dazu können entweder zusätzliche, externe Ventile zwischen den Arbeitsräumen angebracht oder das Kolbenventil durch einen Verstellmechanismus erweitert werden. Die Beeinflussung des Ölflusses kann auf unterschiedliche Weise erfolgen, wobei sich im Wesentlichen die folgenden drei semiaktiven

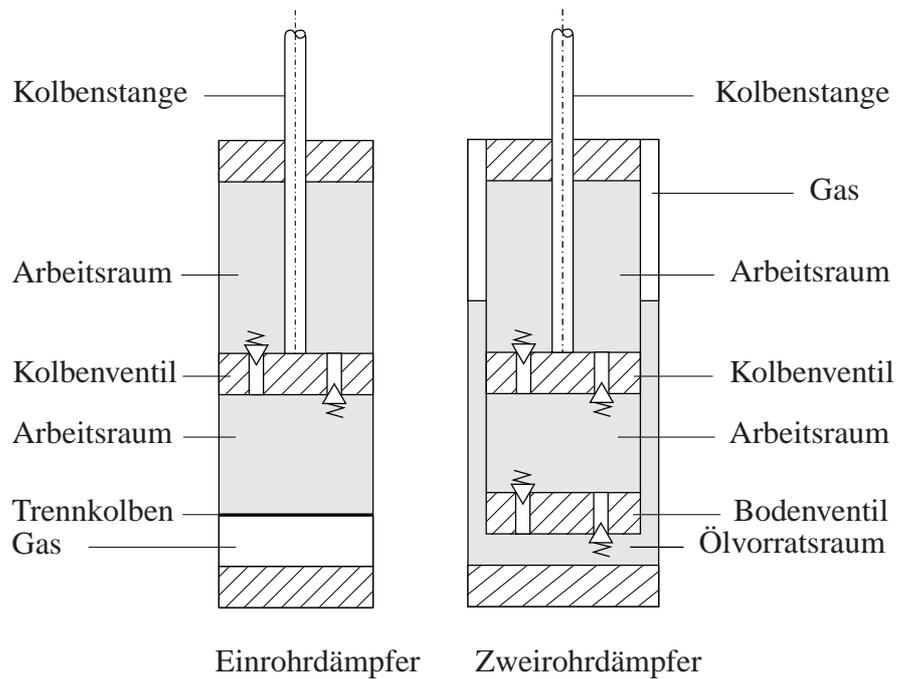


Abbildung 2.2: Aufbau eines Ein- und Zweirohrdämpfers.

Dämpfertypen durchgesetzt haben:

- hydraulische Verstelldämpfer, bei denen der Ventilquerschnitt verändert werden kann,
- Verstelldämpfer mit magnetoreologischen Flüssigkeiten, bei denen ein Magnetfeld weichmagnetische Teilchen ausrichtet und somit die Scherspannung der Flüssigkeit beeinflusst sowie
- Verstelldämpfer mit elektrorheologischen Flüssigkeiten, bei denen ein elektrisches Feld zur Ausrichtung der Teilchen dient.

Für den weiteren Verlauf werden hydraulische Verstelldämpfer in der Ein- oder Zweirohrbauweise mit einem intern liegenden, verstellbaren Ventil betrachtet.

2.3 Modellierung von Fahrwerken

Das vertikaldynamische Verhalten eines realen Fahrzeugs kann über ein Vollfahrzeugmodell mit fünf Massen beschrieben werden. Grundlegende Erkenntnisse können jedoch bereits bei der Betrachtung lediglich eines Rades, das mit einem Viertel der Aufbau Masse verbunden ist, gewonnen werden. Im Folgenden wird zunächst das Vollfahrzeugmodell und danach das Viertelfahrzeugmodell vorgestellt.

2.3.1 Das Vollfahrzeugmodell

Das in Abbildung 2.3 gezeigte Kraftfahrzeug lässt sich durch ein 5-Massen Ersatzsystem, welches in Abbildung 2.4 dargestellt ist, beschreiben. Dabei wird angenommen, dass sich die Räder ausschließlich in vertikaler Richtung bewegen und der Aufbau Hub-, Nick- und Wankfreiheitsgrade besitzt [105].



Abbildung 2.3: Kraftfahrzeug.¹

¹Das Bild wird mit freundlicher Genehmigung der AUDI AG abgedruckt.

ergeben sich aus geometrischen Zusammenhängen. Analog dazu wird die Reifeneinfederung

$$\Delta z_{rs,i} = z_{s,i} - x_j \text{ für } (i, j) \in [(1, 1), (2, 3), (3, 5), (4, 7)] \quad (2.17)$$

und die Reifeneinfedergeschwindigkeit

$$\Delta \dot{z}_{rs,i} = \dot{z}_{s,i} - \dot{x}_j \text{ für } (i, j) \in [(1, 2), (2, 4), (3, 6), (4, 8)] \quad (2.18)$$

definiert. Damit lassen sich die Kräfte in den Federbeinen

$$F_{a,i} = k_{a,i} \Delta z_{ar,i} + b_{a,i} \Delta \dot{z}_{ar,i} \text{ für } i \in [1 \dots 4] \quad (2.19)$$

und im Reifen

$$F_{r,i} = k_{r,i} \Delta z_{rs,i} + b_{r,i} \Delta \dot{z}_{rs,i} \text{ für } i \in [1 \dots 4] \quad (2.20)$$

berechnen. Zusammen mit den Kräften

$$F_{ab,v} = (\Delta z_{ar,1} - \Delta z_{ar,2}) k_{ab,v}, \quad (2.21)$$

$$F_{ab,h} = (\Delta z_{ar,4} - \Delta z_{ar,3}) k_{ab,h} \quad (2.22)$$

welche aus den Stabilisatoren resultieren, ergeben sich die Bewegungsgleichungen der Räder

$$m_{r,1} \dot{x}_2 = F_{r,1} - F_{a,1} - F_{abv} - u_1, \quad (2.23)$$

$$m_{r,2} \dot{x}_4 = F_{r,2} - F_{a,2} + F_{abv} - u_2, \quad (2.24)$$

$$m_{r,3} \dot{x}_6 = F_{r,3} - F_{a,3} + F_{abh} - u_3, \quad (2.25)$$

$$m_{r,4} \dot{x}_8 = F_{r,4} - F_{a,4} - F_{abh} - u_4 \quad (2.26)$$

und die des Aufbaus

$$m_a \dot{x}_{10} = F_{a,1} + F_{a,2} + F_{a,3} + F_{a,4} + u_1 + u_2 + u_3 + u_4, \quad (2.27)$$

$$I_x \dot{x}_{12} = (-F_{a,1} - u_1 + F_{a,2} + u_2 - 2F_{ab,v}) t_v + (F_{a,3} + u_3 - F_{a,4} - u_4 - 2F_{ab,h}) t_h, \quad (2.28)$$

$$I_y \dot{x}_{14} = (-F_{a,1} - u_1 - F_{a,2} - u_2) l_v + (F_{a,3} + u_3 + F_{a,4} + u_4) l_h. \quad (2.29)$$

Die Gleichungen (2.9) bis (2.29) lassen sich in eine lineare Zustandsraumdarstellung überführen

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_u \mathbf{u} + \mathbf{B}_w \mathbf{z}_s \quad (2.30)$$

$$\mathbf{z} = \mathbf{C}_z \mathbf{x} + \mathbf{D}_{zu} \mathbf{u} + \mathbf{D}_{zw} \mathbf{z}_s \quad (2.31)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}_y \mathbf{x} + \mathbf{D}_{yu} \mathbf{u} + \mathbf{D}_{yw} \mathbf{z}_s \quad (2.32)$$

wobei die Matrizen \mathbf{A} , \mathbf{B}_u , \mathbf{B}_w , \mathbf{C}_z , \mathbf{D}_{zu} , \mathbf{D}_{zw} , \mathbf{C}_y , \mathbf{D}_{yu} und \mathbf{D}_{yw} im Anhang A zu finden sind. Die Ausgänge \mathbf{z} werden in den folgenden Kapiteln zur Regelung verwendet, während die Ausgänge \mathbf{y} zur Auslegung des Beobachters herangezogen werden.

Bei Vollfahrzeugmodellen kann zwischen den Bewegungsformen Huben, Nicken, Wanken und Verwinden unterschieden werden [143], welche in Abbildung 2.5 dargestellt sind. Bei einer periodischen Anregung der einzelnen Bewegungsformen zeigt sich eine starke Kopplung zwischen Huben und Nicken, sowie zwischen Wanken und Verwinden. Dabei sind die Hub- und Nickbewegungen von den Wank- und Verwindungsbewegungen völlig entkoppelt [29].

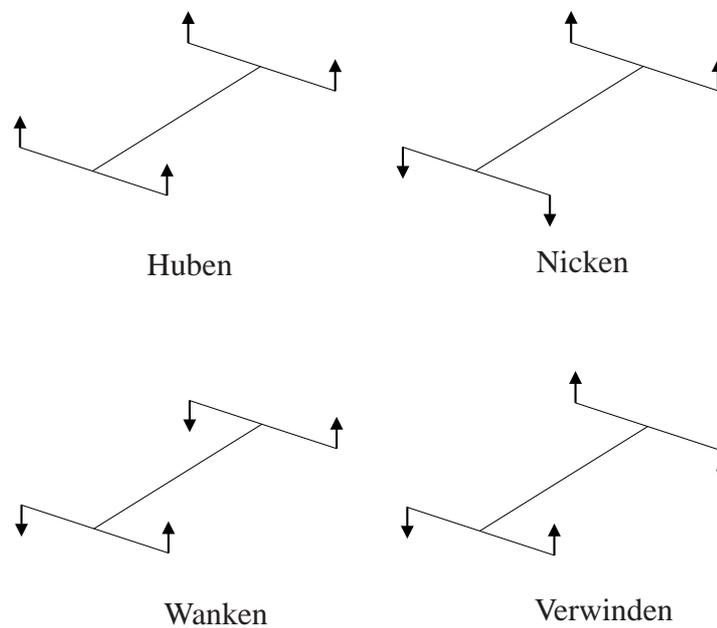


Abbildung 2.5: Die Bewegungsformen Huben, Nicken, Wanken und Verwinden.

Dass diese vier Bewegungsformen zur vollständigen Beschreibung eines beliebigen Anregungssignals ausreichen, zeigt sich daran, dass sich jede Anregung $\mathbf{z}_s(t)$ als eine Linearkombination

$$\mathbf{z}_s(t) = \bar{z}_{s,1}(t) \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} + \bar{z}_{s,2}(t) \begin{bmatrix} -1 \\ -1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} + \bar{z}_{s,3}(t) \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \\ 1 \\ -1 \end{bmatrix} + \bar{z}_{s,4}(t) \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \\ -1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

Die Bewegungsgleichungen des Systems

$$m_a \ddot{z}_a = k_a(z_r - z_a) + b_a(\dot{z}_r - \dot{z}_a) + u \quad (2.35)$$

$$m_r \ddot{z}_r = -k_a(z_r - z_a) - b_a(\dot{z}_r - \dot{z}_a) - u + k_r(z_s - z_r) + b_r(\dot{z}_s - \dot{z}_r) \quad (2.36)$$

lassen sich unter Verwendung des Zustandsvektors $\mathbf{x} = [z_a - z_r \ \dot{z}_a \ \dot{z}_r - \dot{z}_s]^T$, der Stellgröße u und der Störgröße $w = \dot{z}_s$ in die Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_a}{m_a} & -\frac{b_a}{m_a} & 0 & \frac{b_a}{m_a} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_a}{m_r} & \frac{b_a}{m_r} & -\frac{k_r}{m_r} & -\frac{b_a+b_r}{m_r} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \mathbf{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_a} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_r} \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}_u} u + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ \frac{b_r}{m_r} \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}_w} w \\ \mathbf{y} &= \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_r & -b_r \\ -\frac{k_a}{m_a} & -\frac{b_a}{m_a} & 0 & \frac{b_a}{m_a} \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}} \mathbf{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_a} \end{bmatrix}}_{\mathbf{d}_u} u + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ b_r \\ 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{d}_w} w \end{aligned} \quad (2.37)$$

überführen. Als Ausgänge werden die für die Vertikaldynamik typischen Beurteilungsgrößen Federweg, Radlastschwankung und Vertikalbeschleunigung gewählt. Ein semiaktives System ergibt sich aus der Einschränkung

$$u(t) = b_{sa}(t)(x_4(t) - x_2(t)) \text{ mit } 0 \leq b_{sa,\min} \leq b_{sa}(t) \leq b_{sa,\max} \quad (2.38)$$

für die Stellgröße u . Im Gegensatz zum vollaktiven System, für das lediglich die Beschränkung $u_{\min} \leq u(t) \leq u_{\max}$ gilt, ist das semiaktive System rein dissipativ. Das bedeutet, dass dem System über den Eingang $u(t)$ keine Energie hinzugefügt, sondern lediglich das Maß der Dissipation beeinflusst wird.

Im Folgenden werden grundlegende Eigenschaften von semiaktiv geregelten Fahrwerken anhand des Viertelfahrzeugs diskutiert. Dafür werden die in Tabelle 2.1 gezeigten Werte für die Parameter in Anlehnung an [78] herangezogen. Mit der Übertragungsfunktion

$$\mathbf{G}(s) = \begin{bmatrix} G_{z_a-z_r}(s) \\ G_{F_{z,\text{dyn}}}(s) \\ G_{\ddot{z}_a}(s) \end{bmatrix} = \mathbf{C}(s\mathbf{I}_4 - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{b}_w + \mathbf{d}_w \quad (2.39)$$

kann das Übertragungsverhalten zwischen der Anregung durch die Straße und den Ausgängen analysiert werden. In [131] wird gezeigt, dass sich für die einzelnen Ausgänge invariante Punkte bezüglich der Aufbaudämpfung b_a ergeben, was bedeutet, dass es beim linearen Viertelfahrzeug Frequenzen gibt, bei denen das Übertragungsverhalten nicht mehr durch eine Änderung der Dämpferkonstante oder eine semiaktive Regelung beeinflusst werden kann. Abbildung 2.7 zeigt diese Punkte für die betrachteten Ausgänge Federweg, Radlastschwankung und Vertikalbeschleunigung. Unter dem Einfluss von Nichtlinearitäten [80] oder bei Unsymmetrien im Vollfahrzeugmodell [24] sind rechnerisch keine invarianten Punkte mehr nachweisbar. Dennoch zeigen auch die Messungen am realen Fahrzeug, welche in Kapitel 6 diskutiert werden, im Bereich der invarianten Punkte eine geringere Beeinflussbarkeit des Übertragungsverhaltens durch die Fahrwerksdämpfung. Erst durch strukturelle Änderungen am Schwingungssystem, beispielsweise durch Hinzufügen eines Vibrationstilgers am Rad, können die invarianten Punkte auch für das lineare Viertelfahrzeug vollständig verschwinden [66].

Name	Parameter	Wert	Einheit
Aufbaumasse	m_a	267	kg
Aufbaufeder	k_a	18700	N/m
Aufbaudämpfung	b_a	1398	Ns/m
Radmasse	m_r	36,6	kg
Reifenfeder	k_r	184000	N/m
Reifendämpfung	b_r	0	Ns/m

Tabelle 2.1: Parameter des Viertelfahrzeugmodells nach [78].

Bei weiterer Betrachtung der Frequenzgänge in Abbildung 2.7 fallen sofort die beiden Resonanzstellen der Aufbaumasse bei ca. 1,3 Hz und der Radmasse bei ca. 10 Hz auf. Durch eine Erhöhung der Dämpfung können die Spitzen deutlich reduziert werden, was allerdings die Amplituden von dynamischer Radlast und Aufbaubeschleunigung zwischen den Resonanzstellen erhöht. Wie in Abschnitt 2.5.1 diskutiert, führt eine Erhöhung der Vertikalbeschleunigung in diesem Frequenzbereich, insbesondere zwischen 4 Hz und 8 Hz, zu einer deutlichen Verminderung des gefühlten Komforts für die Fahrzeuginsassen [72]. Während hier für das passive Fahrwerk ein geeigneter Kompromiss gefunden werden muss, kann die Dämpfung

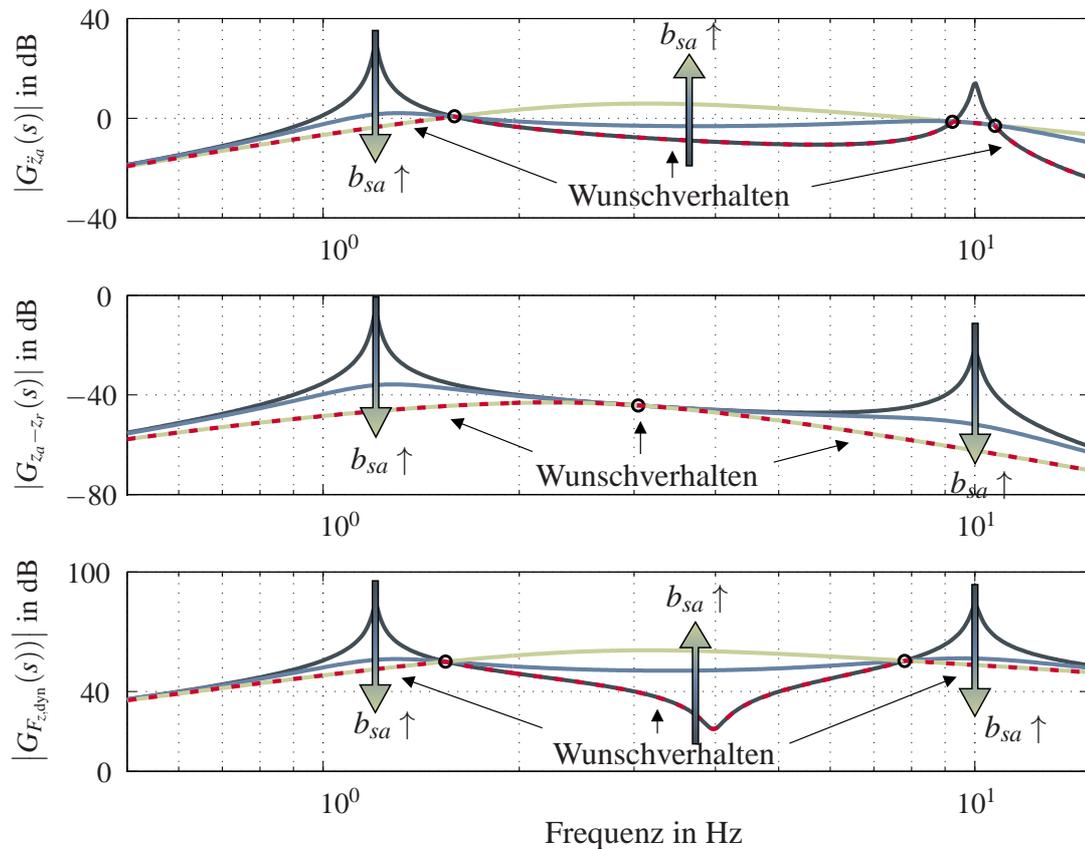


Abbildung 2.7: Frequenzgang und invariante Punkte „o“ von $G_{z_a}(s)$, $G_{z_a-z_r}(s)$ und $G_{F_{z,dyn}}(s)$ für verschiedene Dämpfungsmaße b_{sa} .

beim semiaktiv geregelten Fahrwerk frequenzabhängig beeinflusst werden [131]. Ein semiaktives Fahrwerk sollte somit

1. bei der Aufbaueigenfrequenz das gleiche Verhalten, wie ein stark gedämpftes passives Fahrwerk zeigen,
2. zwischen der Aufbau- und der Radeigenfrequenz dem Verhalten eines weich gedämpften passiven Fahrwerks entsprechen und
3. bei der Radeigenfrequenz je nach Reglerparametrierung eine hohe Dämpfung besitzen, um die Radlastschwankungen zu minimieren oder für die Minimierung der Aufbaubeschleunigung nur leicht gedämpft sein.

Ein idealisiertes Wunschverhalten ist ebenfalls in Abbildung 2.7 dargestellt, wobei dies im Bereich der Radeigenfrequenz aufgrund des im Punkt 3 dargelegten Zielkonflikts nicht erreicht werden kann.

Der Frequenzgang des Federwegs in Abbildung 2.7 zeigt, dass eine Erhöhung der Dämpfung im kompletten Frequenzbereich zu einer Verringerung des Federwegs führt. Der ungünstigste Fall für den Federweg bei semiaktiven Systemen ist ein konstant auf die weichste Kennlinie eingestellter Dämpfer. Da die Dämpferspreizungen von aktuellen Serienfahrzeugen eine ausreichende Mindestdämpfung vorsehen ([74, 138]), werden die Dämpfer selbst bei der weichsten Einstellung auf normalen Straßen selten bis in die Anschläge ausgelenkt. Im geregelten Betrieb, bei dem für die Aufbaubeschleunigung und die dynamische Radlastschwankung dem in Abbildung 2.7 gezeigten Wunschverhalten entsprochen werden soll, stellt sich gleichzeitig auch eine Verringerung des Federwegs ein. Deswegen ist bei semiaktiven Systemen in der Regel keine explizite Berücksichtigung des Federwegs bei der Reglerauslegung notwendig [161].

Weiterhin verdeutlicht die Analyse der Frequenzgänge, dass die Leistungsfähigkeit des semiaktiven Fahrwerks durch die Spreizung des Dämpfers beeinflusst wird. Ist die maximal mögliche Dämpfung nicht hoch genug, kann die Aufbauresonanzstelle und, in Abhängigkeit der Reglerparametrierung, die Radresonanzstelle nicht mehr ausreichend gedämpft werden. Ist die Mindestdämpfung des semiaktiven Dämpfers zu hoch, verschlechtern sich die Isolations-eigenschaften des Aufbaus zwischen den beiden Eigenfrequenzen von Rad und Aufbau und es ist mit Komforteinbußen zu rechnen. Um die Möglichkeiten eines semiaktiven Fahrwerks auszuschöpfen, ist somit eine hohe Spreizung des Dämpfers vorteilhaft.

2.4 Stabilitätsanalyse von semiaktiven Fahrwerken

Bei der Regelung semiaktiver Fahrwerke wird das Dämpfungsmaß $b_{sa}(t)$ in (2.38) als Stellgröße verwendet, welches gemäß der Definition eines semiaktiven Systems nicht negativ werden darf. Im Folgenden wird analysiert, ob für ein stabiles Übertragungsverhalten des geschlossenen Regelkreises weitere Anforderungen an den Zeitverlauf von $b_{sa}(t)$ bestehen.

Grundlage bildet erneut das Viertelfahrzeugmodell (2.37), wobei die Reifendämpfung für die Stabilitätsanalyse vernachlässigt wird ($b_r = 0$). Da die Reifendämpfung ein Energie dissipie-

rendes Element ist, führt dies zu einem konservativen Nachweis der Stabilität. Des Weiteren werden die Modellgleichungen (2.37) in eine zeitvariante Systemdarstellung überführt

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, w, t) = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_a}{m_a} & -\frac{b_{sa}(t)}{m_a} & 0 & \frac{b_{sa}(t)}{m_a} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_r}{m_r} & \frac{b_{sa}(t)}{m_r} & -\frac{k_r}{m_r} & -\frac{b_{sa}(t)}{m_r} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}(t)} \mathbf{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}_w} w. \quad (2.40)$$

Dabei gilt

$$0 < b_{sa,\min} \leq b_{sa}(t) \leq b_{sa,\max}, \quad (2.41)$$

wobei hier im Gegensatz zu (2.38) die untere Grenze $b_{sa,\min}$ nicht Null werden darf. Diese Voraussetzung ist für reale physikalische Systeme immer erfüllt.

Die Energie des Systems wird über eine Lyapunov-Funktion

$$V(\mathbf{x}, t) = \frac{1}{2}(k_a x_1^2 + k_r x_3^2 + m_a x_2^2 + m_r x_4^2) \quad (2.42)$$

beschrieben, wobei $V(\mathbf{x}, t) > 0$ für $\mathbf{x} \neq \mathbf{0}$ und $V(\mathbf{0}, t) = 0$ gilt. Für die Stabilitätsanalyse wird die Überführung eines Anfangszustands \mathbf{x}_0 in die Ruhelage $\mathbf{x} = \mathbf{0}$ betrachtet, was bedeutet, dass die Anregung w vernachlässigt und das autonome System $\mathbf{f}(\mathbf{x}, t)$ betrachtet wird. Die zeitliche Ableitung der Lyapunov-Funktion ergibt sich zu

$$\dot{V}(\mathbf{x}, t) = -b_{sa}(t)(x_2 - x_4)^2. \quad (2.43)$$

Diese muss für die asymptotische Stabilität des autonomen Systems negativ definit sein [83, 142]. Da $b_{sa}(t) > 0$ gilt (Gleichung (2.41)), lässt sich unter Berücksichtigung des Invarianzprinzips von Krassowskij-LaSalle (siehe z.B. [83]) zeigen, dass das semiaktive System für beliebige Zeitverläufe $0 < b_{sa,\min} \leq b_{sa}(t) \leq b_{sa,\max}$ asymptotisch stabil ist.

Da das System auch global asymptotisch stabil ist, kann gezeigt werden, dass im Falle einer nicht verschwindenden aber beschränkten Störung $\mathbf{g}(\mathbf{x}, t)$ das System

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, t) + \mathbf{g}(\mathbf{x}, t) \quad (2.44)$$

ebenfalls beschränkt bleibt [142]. Die Annahme einer beschränkten Störung stellt für real existierende Straßenprofile keine Einschränkung dar. Für eine detaillierte Diskussion sei auf [86] verwiesen.

Es existieren demzufolge keine weiteren Anforderungen für das Dämpfungsmaß $b_{sa}(t)$ und ein semiaktiver Regler muss für $0 < b_{sa,\min} \leq b_{sa}(t) \leq b_{sa,\max}$ hinsichtlich der Stabilität nicht weiter untersucht werden.

2.5 Beurteilungskriterien für Sicherheit und Komfort

Um die Leistungsfähigkeit vertikaldynamischer Systeme zu beurteilen, wird für Viertelfahrzeuge überwiegend ein quadratisches Gütemaß

$$J_{QC} = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left[\int_0^T \{ \rho_a \ddot{z}_a^2(t) + \rho_{ar} \Delta z_{ar}^2(t) + \rho_{rs} \Delta z_{rs}^2(t) \} dt \right] \quad (2.45)$$

verwendet (z.B. [66]). In diesem werden der Federweg $\Delta z_{ar}(t) = z_a(t) - z_r(t)$, die Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_a(t)$ und die Reifenauslenkung $\Delta z_{rs}(t) = z_r(t) - z_s(t)$ berücksichtigt. Eine Minimierung dieses Gütemaßes bewirkt somit eine Reduzierung der RMS-Werte der jeweiligen Größen. Obwohl, wie in Abschnitt 2.3.2 beschrieben, der Federweg bei semiaktiven Systemen bei ausreichender Mindestdämpfung nicht explizit berücksichtigt werden muss, wird er im Gütemaß aufgeführt, um die Problemformulierung möglichst allgemeingültig zu halten. Da die Reifendämpfung b_r in der Regel sehr klein ist und deswegen in vielen Arbeiten von vornherein vernachlässigt wird, kann zur Verbesserung der Fahrsicherheit statt der dynamischen Radlastschwankung $F_{z,dyn} = k_r \Delta z_{rs} + b_r \Delta \dot{z}_{rs}$ auch die Reifenauslenkung Δz_{rs} minimiert werden. Dies führt zu einer Vereinfachung des späteren Reglerentwurfs.

Für das Vollfahrzeugmodell kann analog zum Viertelfahrzeug ein Gütemaß

$$J_{FC} = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left[\int_0^T \{ \rho_a \ddot{z}_a^2(t) + \rho_\phi \ddot{\phi}^2(t) + \rho_\theta \ddot{\theta}^2(t) + \rho_{ar} (\Delta z_{ar,1}^2(t) + \Delta z_{ar,2}^2(t) + \Delta z_{ar,3}^2(t) + \Delta z_{ar,4}^2(t)) + \rho_{rs} (\Delta z_{rs,1}^2(t) + \Delta z_{rs,2}^2(t) + \Delta z_{rs,3}^2(t) + \Delta z_{rs,4}^2(t)) \} dt \right] \quad (2.46)$$

definiert werden, wodurch zusätzlich die Nickbeschleunigung $\ddot{\phi}(t)$, die Wankbeschleunigung $\ddot{\theta}(t)$ und die jeweiligen Größen aller vier Räder gewichtet werden.

Die quadratische Struktur der Gütemaße erlaubt bei Kenntnis der Wichtungsfaktoren ρ_a , ρ_ϕ , ρ_θ , ρ_{ar} und ρ_{rs} eine direkte Ableitung des optimalen Regelgesetzes für semiaktive Fahrwerke [24]. Da die genauen Werte allerdings nicht bekannt sind [105], können weitere Gütemaße zur Bestimmung der Wichtungsfaktoren verwendet werden. Dieser Ansatz wird z.B. auch

in [35] verfolgt, wobei hier die Gewichtungsfunktionen eines H_∞ -Reglers durch genetische Algorithmen bestimmt werden.

Im Folgenden werden zwei Gütemaße für Fahrkomfort und Fahrsicherheit vorgestellt, mit denen, ebenfalls durch den Einsatz genetischer Algorithmen, auf eine geeignete Parametrierung der Kostenfunktion (2.46) geschlossen werden kann.

2.5.1 Das Komfortmaß nach Hennecke

Eine erste Approximation des Bewertungskriteriums für den Fahrkomfort ist der RMS-Wert der vertikalen Aufbaubeschleunigung. Untersuchungen zur Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Körper sitzender Menschen, die in der VDI Norm 2057 [159] bzw. in der ISO Norm 2631-1 [72] beschrieben sind, zeigen eine höhere Empfindlichkeit des Menschen im Frequenzbereich zwischen 4 Hz und 8 Hz. In den Normen wird demnach ein Bewertungsfilter angegeben, mit dem die Aufbaubeschleunigung frequenzabhängig gewichtet werden kann, bevor der RMS-Wert berechnet wird. Da der Bewertungsfilter allerdings unter dem Einfluss reiner Sinusschwingungen ermittelt wurde, kann dieser streng genommen nicht mehr auf regellose Schwingungen, wie sie im realen Fahrbetrieb auftreten, angewendet werden. Außerdem treten im Fahrbetrieb nicht nur reine Hubschwingungen, sondern eine Kombination aus Nick-, Wank- und Hubschwingungen auf. Aus diesen Gründen schlägt Hennecke [60] ein Gütemaß für Fahrkomfort vor, das auch bei beliebigen Anregungsformen die Gültigkeit behält und zusätzlich einen Summationswert für die Bewertung kombinierter Nick- und Hubschwingungen liefert.

In das Komfortmaß nach Hennecke

$$\Pi_{\text{komfort}} = \sqrt{k_1 \left(\frac{1}{t_e} \int_0^{t_e} \ddot{\phi}_{\text{filt}}^4(t) dt \right)^{\frac{2}{4}} + k_2 \left(\frac{1}{t_e} \int_0^{t_e} \ddot{z}_{a,\text{filt}}^4(t) dt \right)^{\frac{2}{4}}} \quad (2.47)$$

gehen die frequenzgewichtete Hubbeschleunigung $\ddot{z}_{a,\text{filt}}$ und die Nickbeschleunigung $\ddot{\phi}_{\text{filt}}$ jeweils zur vierten Potenz ein, wodurch insbesondere einzelne Stöße noch stärker gewichtet werden. Da in der detaillierten Probandenstudie in [60] eine hohe Korrelation zwischen den subjektiven Urteilen der Probanden und dem objektiven Wert des Gütemaßes nachgewiesen wurde, wird es im weiteren Verlauf dazu verwendet, die unbekanntlichen Wichtungsfaktoren aus Gleichung (2.46) für die Auslegung des komfortorientierten Reglers zu bestimmen. Die einzelnen Schritte zur Berechnung des Komfortmaßes sind in Abbildung 2.8 zusammengefasst.

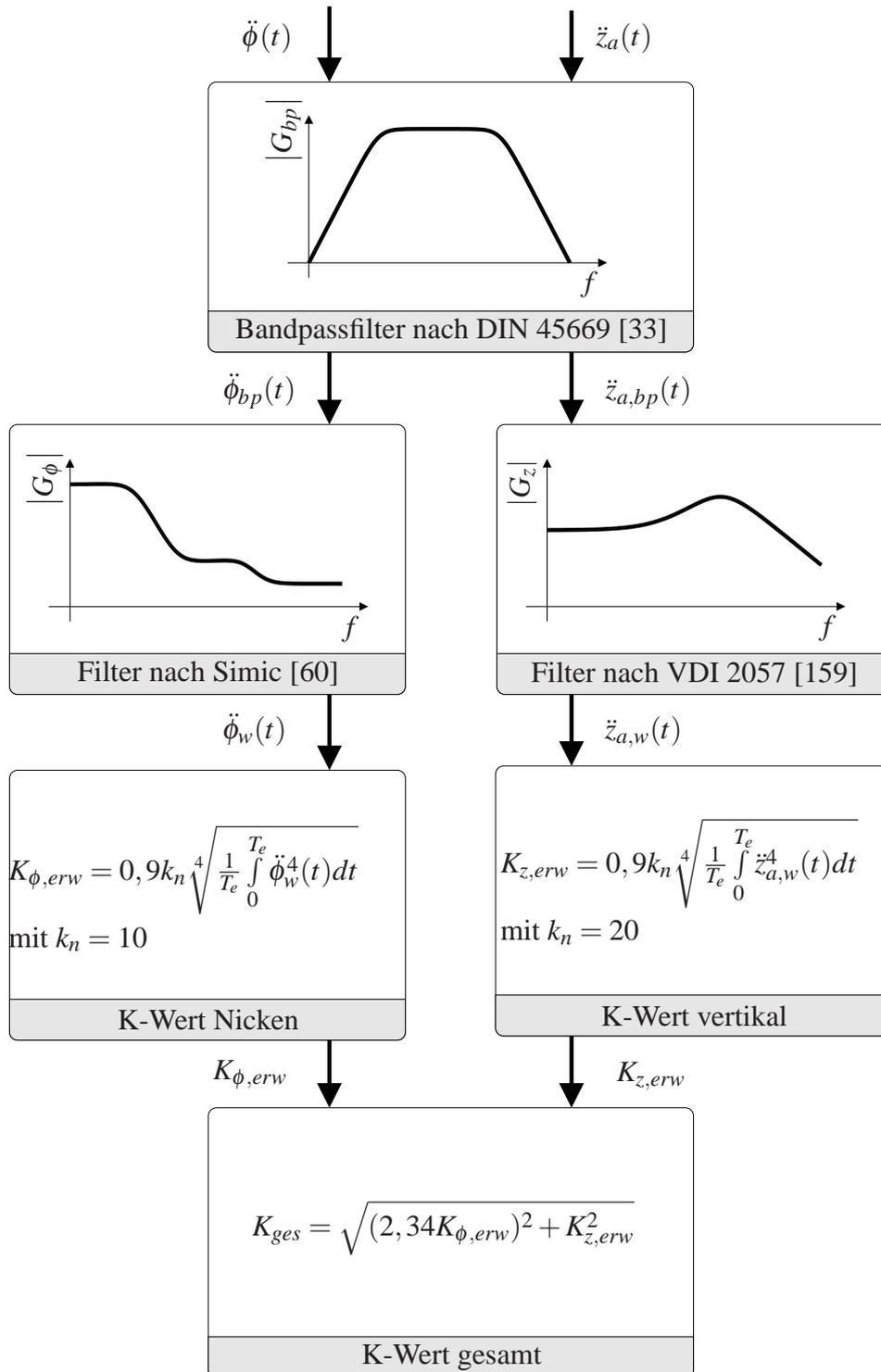


Abbildung 2.8: Das Komfortmaß nach Hennecke [60].

2.5.2 Bremswegverkürzung als Maß für Fahrsicherheit

Um der Fahrsicherheit Rechnung zu tragen, muss die auf den Reifen wirkende Normalkraft F_z betrachtet werden. Je niedriger die Normalkraft ist, desto weniger Horizontalkräfte können durch den Reifen übertragen werden, was das Beschleunigungs-, Brems- und Kurvenverhalten des Fahrzeugs verschlechtert. Da das nichtlineare Reifenverhalten in Umfangs- und Quer- richtung prinzipiell ähnlich ist [115], wird, wie in [110], im weiteren Verlauf der Arbeit ein Bremsmanöver auf unebener Straße untersucht.

Der Zusammenhang zwischen der Normalkraft F_z , der Umfangskraft F_x und dem Reifenschlupf κ wird in dem empirisch mathematischen Modell von Pacejka [115] beschrieben

$$F_x = (D \sin(C \arctan(B\bar{\kappa} - E(B\bar{\kappa} - \arctan(B\bar{\kappa})))) + S_v \quad (2.48)$$

mit dem Schlupf $\bar{\kappa} = \kappa + S_h$, den Offsets $S_h = S_h(F_z)$ und $S_v = S_v(F_z)$ sowie den Skalierungsfaktoren A , $B = B(F_z)$, C , $D = D(F_z)$ und E . In den einzelnen Faktoren sind insgesamt 16 unbekannte Parameter enthalten, die über Versuche auf einem Reifenprüfstand ermittelt werden müssen. Weitere Informationen darüber können der Literaturstelle [115] entnommen werden. Abbildung 2.9 zeigt exemplarisch die Kennlinien eines Sportreifens mit den Dimensionen 245/40 R18 bei 2.2 bar.

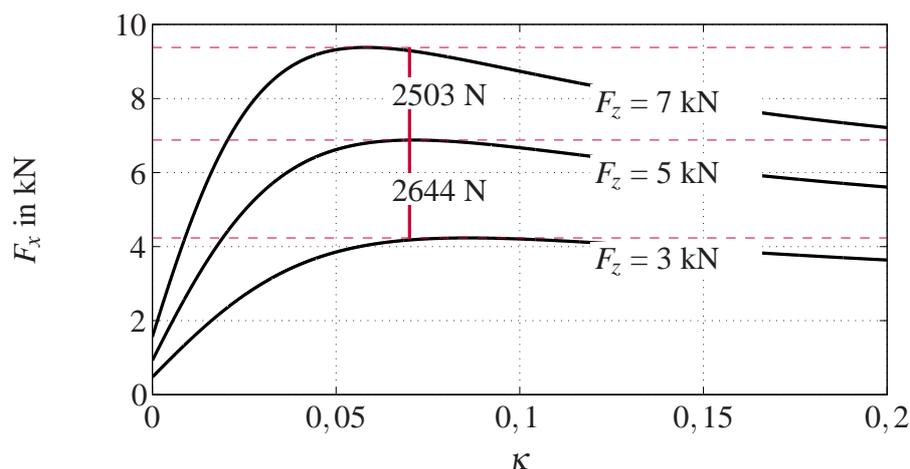


Abbildung 2.9: Die Kennlinien eines Reifens der Dimension 245/40 R18 für verschiedene Normalkräfte.

Es ist zu erkennen, dass die maximal mögliche Umfangskraft nicht proportional mit der Normalkraft ansteigt. Unterliegt der Reifen während der Fahrt schnellen Radlastschwankungen um den statischen Mittelwert, was bei hohen RMS-Werten der dynamischen Radlastschwankung der Fall ist, sinkt das mittlere Umfangskraftniveau verglichen mit einer konstanten Belastung des Reifens. Der ungünstigste Fall bezüglich der Fahrsicherheit ist das Abheben des Rades, da keine Horizontalkräfte mehr übertragen werden können. Aus [86] ist bekannt, dass der RMS-Wert der dynamischen Radlastschwankung kleiner als ein Drittel der statischen Radlast sein muss, um das Abheben des Rades in 99.7 % der Fälle zu verhindern. Aufgrund dieser Tatsache müssen die Radlastschwankungen so klein wie möglich gehalten werden, damit die Fahrsicherheit gesteigert wird. Dies kann ebenso durch experimentelle Untersuchungen in [94] bestätigt werden.

Werden Ursachen für das Auftreten von Radlastschwankungen gesucht, lassen sich zwei Haupteffekte identifizieren. Zum einen wird das Rad auf unebener Straße zu Schwingungen angeregt, die zu einer Relativbewegung zwischen Rad und Straße führen, und zum anderen werden am Aufbau wirkende Kräfte und Momente über die Radaufhängung auch auf die Räder übertragen. Diese Kräfte oder Momente entstehen beispielsweise wenn Längs- oder Querbeseleunigungen auf das Fahrzeug einwirken. Wird ausschließlich die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit über ein mittelwertfreies Straßenprofil untersucht, wird im Wesentlichen dem ersten Effekt für das Auftreten von Radlastschwankungen Rechnung getragen. Um auch den zweiten Effekt, insbesondere im Zusammenhang mit den nichtlinearen Reifeneigenschaften, zu betrachten, wird vorgeschlagen, ein Notfallbremsmanöver auf unebener Straße zu simulieren und den Bremsweg als ein Maß für Fahrsicherheit heranzuziehen.

Dazu ist es notwendig, zunächst die Reifendynamik zu beschreiben, die sich mit dem Trägheitsmoment des Rades I_{Rad} , der Drehzahl des Rades ω_{Rad} und dem Reifenradius r_{Reifen} zu

$$I_{\text{Rad}}\dot{\omega}_{\text{Rad}} = T_{\text{Rad}} - F_x r_{\text{Reifen}} \quad (2.49)$$

ergibt. Dabei wird F_x nach Formel (2.48) berechnet. Der Reifenschlupf

$$\kappa = \frac{\omega_{\text{Rad}} r_{\text{Reifen}} - v_{\text{Fzg}}}{v_{\text{Fzg}}} \quad (2.50)$$

wird mit der Längsgeschwindigkeit v_{Fzg} berechnet, die man durch

$$\dot{v}_{\text{Fzg}} = \frac{F_{x,\text{ges}}}{m_{\text{ges}}} \quad (2.51)$$

erhält, wobei m_{ges} die Gesamtmasse des Fahrzeugs ist. Um von der genauen Konstruktion des Bremssystems unabhängig zu sein, wird die maximal mögliche Bremskraft an jedem Reifen $F_{x,\text{max}}$ zur Verzögerung verwendet, die sich zu $D + S_v$ aus (2.48) bestimmen lässt. Demnach ergibt sich für das Bremsmoment

$$T_{\text{Rad}} = -F_{x,\text{max}} r_{\text{Reifen}}. \quad (2.52)$$

Zur Simulation der Vertikaldynamik des Fahrzeugs wird ein durch Messungen parametrisiertes, nichtlineares semiaktives Vollfahrzeugmodell verwendet, das in Kapitel 3 beschrieben wird. Der Regler ist in der Simulation bereits enthalten, wodurch die vertikalen Reifenkräfte beeinflusst werden können.

Das beschriebene Schema zur Bremswegermittlung ist in Abbildung 2.10 grafisch dargestellt. Der zurückgelegte Weg Π_{sicher} in Meter bis das Fahrzeug die Anfangsgeschwindigkeit auf unebener Straße vollständig abgebaut hat wird somit als Maß für die Fahrsicherheit herangezogen. In diesem Wert werden beide Effekte, die zu Radlastschwankungen führen, berücksichtigt, und das Kriterium ist repräsentativ für ein sicherheitskritisches Manöver. Die Wichtungsfaktoren in Gleichung (2.46) werden für einen auf Fahrsicherheit eingestellten Regler so bestimmt, dass der Bremsweg minimiert wird.

Für weiterführende Betrachtungen wurden Bremswegmessungen mit dem in Kapitel 7 vorgestellten Audi A8 auf einer in hohem Maß schadhafte und unebenen Fahrbahn durchgeführt. Die Straßenunebenheiten umfassten dabei ein breitbandiges Spektrum sowohl mit langwelligen Anteilen zur Anregung der Aufbaueigenfrequenzen als auch mit vielen Schlaglöchern sowie Teerkanten. Die Bremsmanöver, welche von einem professionellen Versuchsfahrer durchgeführt wurden, erfolgten mit maximalem Bremsdruck und aktivem Anti-Blockier-System. Eingeleitet wurden sie bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h. Da sich leichte Abweichungen in der Anfangsgeschwindigkeit signifikant auf den Bremsweg auswirken, erfolgte die Auswertung erst ab einer Geschwindigkeit von 85 km/h. Gegenstand der Untersuchung ist das passiv weiche und das passiv harte Fahrwerk, wobei für jede Konfiguration jeweils fünf Messungen durchgeführt wurden. In Tabelle 2.2 sind die Mittelwerte der gemessenen Bremswege dargestellt. Das hart eingestellte Fahrwerk erzielt dabei im Mittel einen um 1,5 m kürzeren Bremsweg im Vergleich zur passiv weichen Konfiguration, wobei der Unterschied hauptsächlich im ersten Teil der Bremsung entsteht. Von 85 km/h auf 50 km/h verliert die weiche Fahrwerkskonfiguration bereits 1,4 m.

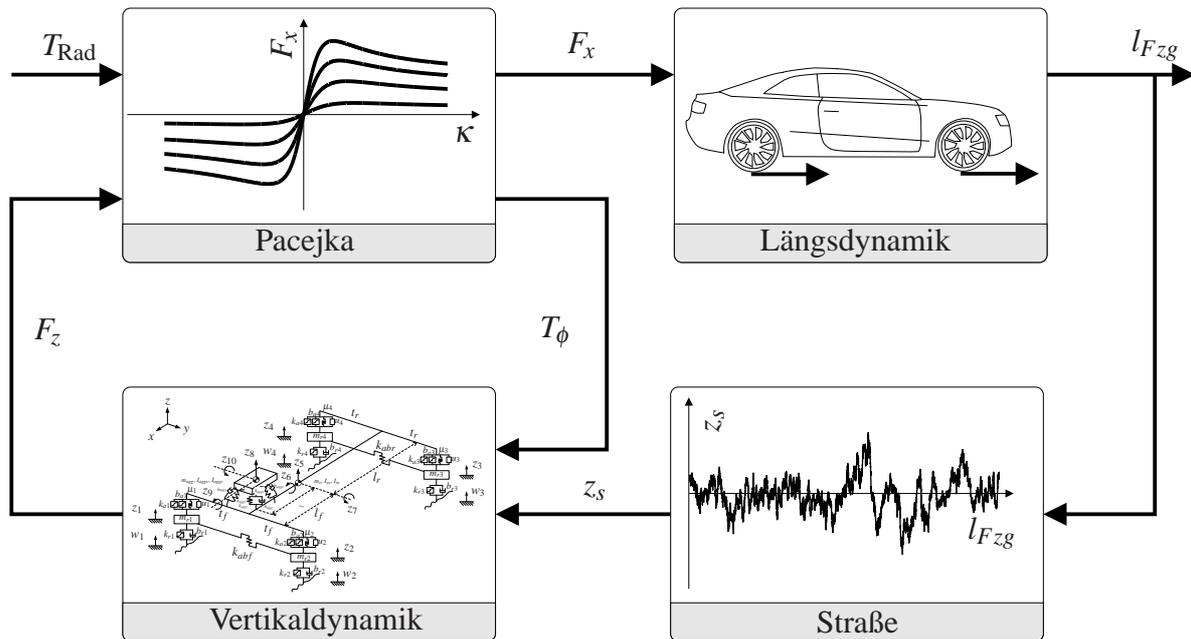


Abbildung 2.10: Bremswegsimulation.

	85 km/h bis 1 km/h	85 km/h bis 50 km/h	50 km/h bis 1 km/h
passiv hart	33,5 m	21,1 m	12,4 m
passiv weich	33,5 m + 1,5 m	21,1 m + 1,4 m	12,4 m + 0,1 m

Tabelle 2.2: Mittlere Bremswege.

Zur näheren Betrachtung dieses Effekts wird zusätzlich das gemessene Übertragungsverhalten von der Straßenanregung auf die dynamische Radlastschwankung in Abbildung 2.11 sowie die RMS-Werte der dynamischen Radlastschwankung bei der Anregung durch ein reales Straßenprofil in Tabelle 2.3 herangezogen. Im Übertragungsverhalten zeigt sich, dass die Aufbau- und Radeigenfrequenzen in der passiv weichen Einstellung nur schwach gedämpft werden. Der bessere RMS-Wert der dynamischen Radlastschwankung bei einem realen Straßenprofil (Tabelle 2.3) kommt also im Wesentlichen durch die besseren Isolationseigenschaften im komfortrelevanten Bereich zustande.

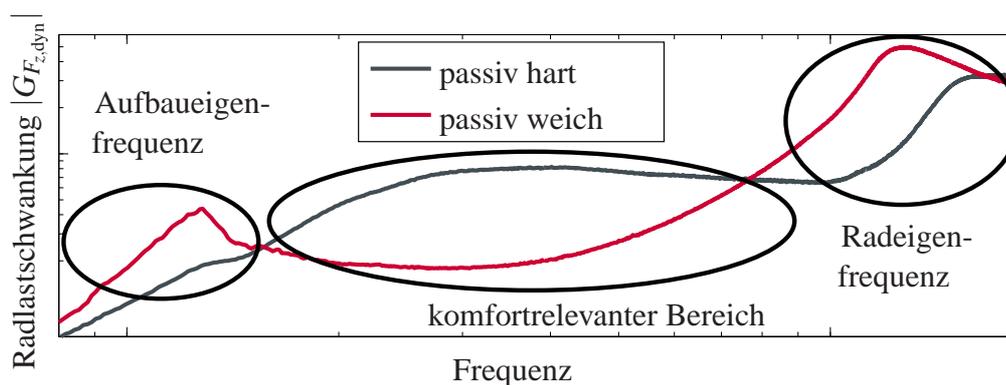


Abbildung 2.11: Gemessenes Übertragungsverhalten der Straßenanregung auf die dynamische Radlastschwankung.

	$\ F_{z, \text{dyn}}\ _{\text{rms}}$	Komfortmaß nach Hennecke
passiv hart	754,4 N	25,3
passiv weich	699,3 N	16,1

Tabelle 2.3: Messergebnisse bei der Anregung durch ein reales Straßenprofil.

In Summe werden für das Bremsmanöver die folgenden Zusammenhänge ersichtlich:

- Durch den Bremsschlag zu Beginn des Bremsmanövers wirkt ein fast sprungförmig ansteigendes Nickmoment auf den Aufbau.
- Das Nickmoment verursacht dabei Nick- und Hubschwingungen.
- Aufgrund der schlechten Dämpfungseigenschaften des weichen Fahrwerks bei der Aufbaueigenfrequenz entstehen durch das weiche Fahrwerk hohe Radlastschwankungen in diesem Bereich (Abbildung 2.11), was den längeren Bremsweg im ersten Abschnitt erklärt (Tabelle 2.2).

Obwohl beim passiv harten Fahrwerk der höhere RMS-Wert in der dynamischen Radlastschwankung gemessen wurde (Tabelle 2.3), ist der Bremsweg deutlich kürzer. Die Übertra-

gungseigenschaften bei der Radeigenfrequenz und im komfortrelevanten Bereich sind also für den Bremsweg weniger relevant, als die Dämpfung der Aufbaueigenfrequenz.

Ein günstiges Verhalten im Sinne eines minimalen Bremswegs bedeutet somit für ein geregeltes Fahrwerk, dass die Dämpfung der Aufbaueigenfrequenz oberste Priorität besitzt. Ein niedriger RMS-Wert in der dynamischen Radlastschwankung steht nur dann für ein fahrsicheres Verhalten, wenn sichergestellt ist, dass die Aufbaueigenfrequenz ausreichend gedämpft ist. Der Bremsweg kann durch ein geregeltes Fahrwerk noch weiter verkürzt werden, indem neben der Aufbaueigenfrequenz auch der komfortrelevante Bereich und die Radeigenfrequenz von den Straßenunebenheiten isoliert werden, was in Kapitel 7 gezeigt wird.

2.6 Stand der Technik

In den letzten Jahrzehnten standen Fahrwerkssysteme im Fokus zahlreicher Arbeiten und die stetig hohe Zahl an Veröffentlichungen deutet darauf hin, dass nach wie vor Forschungsbedarf besteht. Dieser Abschnitt soll einen Überblick über wichtige Arbeiten auf dem Weg von theoretischen Überlegungen bis hin zur Umsetzung in realen Fahrzeugen geben. Dazu werden zunächst Methoden zur Regelung semiaktiver Fahrwerke vorgestellt und es wird beschrieben, welche Konzepte bereits in Fahrzeugen umgesetzt wurden. Darüber hinaus wird gezeigt, welche Möglichkeiten zur Zustandsbeobachtung bereits bekannt sind und wie semiaktive Dämpfer modelliert werden können.

2.6.1 Methoden zur Regelung semiaktiver Fahrwerke

Erste Untersuchungen zur Regelung semiaktiver Systeme gehen auf die Veröffentlichungen von Karnopp zurück [78, 79, 81, 82]. Dabei kommt der Arbeit aus dem Jahr 1974 [81] eine besondere Bedeutung zu, da dort erstmalig das sogenannte Skyhook-Prinzip erwähnt wird. Wie Abbildung 2.12 zeigt, wird dabei der Aufbau über einen virtuellen Dämpfer mit einem inertialen Referenzsystem verbunden, um die Bewegungen des Aufbaus schnell abklingen zu lassen. Die Kräfte, die sich durch den virtuellen Dämpfer ergeben, werden durch den real verbauten semiaktiven Dämpfer zwischen Rad und Aufbau approximiert. Da durch einen Dämpfer nur Kräfte entgegen der Bewegungsrichtung erzeugt werden können, werden nur jene Kräfte durch den semiaktiven Dämpfer realisiert, die innerhalb des Verstellbereichs liegen.

Damit ergibt sich für die Dämpferkonstante des semiaktiven Dämpfers

$$b_{sa} = \begin{cases} b_{sa,\max} & \text{für } \frac{-b_{sky}\dot{z}_a}{v_{rel}} > b_{sa,\max} \\ \frac{-b_{sky}\dot{z}_a}{v_{rel}} & \text{für } b_{sa,\min} < \frac{-b_{sky}\dot{z}_a}{v_{rel}} \leq b_{sa,\max} \\ b_{sa,\min} & \text{für } \frac{-b_{sky}\dot{z}_a}{v_{rel}} \leq b_{sa,\min} \end{cases} \quad (2.53)$$

mit der Skyhook-Dämpferkonstante b_{sky} und $v_{rel} = \dot{z}_r - \dot{z}_a$. Aufgrund der intuitiven Vorgehensweise und den guten Komforteigenschaften, die sich mit einem derartigen Regelgesetz realisieren lassen, folgten bis heute zahlreiche Untersuchungen auf diesem Gebiet. Die Arbeit von Miller [104] beschäftigt sich mit der Minimierung des aufgrund der Schaltbedingung im Regelgesetz erhöhten Vertikalrucks. Emura [40] zeigt, dass durch eine spezielle Dämpferkonstruktion auf die Messung der Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Aufbau verzichtet werden kann. Hong [65] schlägt einen adaptiven Skyhook Regler vor und Guo [57] analysiert den Einfluss der Hystereseeigenschaften des Dämpfers auf den Skyhook-Regler. Mit der Problemstellung eine optimale Parametrierung zu finden, beschäftigt sich Rao [122]. Neben dem beschriebenen kontinuierlichen Skyhook-Regler ist auch eine Variante als Zweipunktregler, bei der nur zwischen $b_{sa,\min}$ und $b_{sa,\max}$ geschaltet wird, denkbar [5, 140]. Für diesen Fall stellt Savaresi [133] ein Regelgesetz mit nur einem Sensor vor.

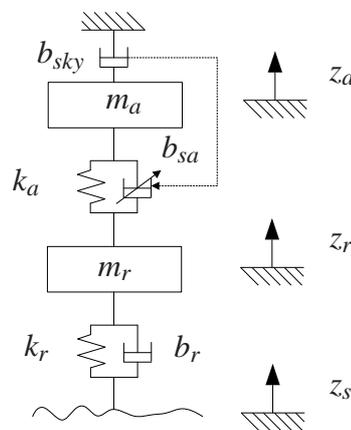


Abbildung 2.12: Das Skyhook-Prinzip.

Da die genannten Untersuchungen u.a. zeigen, dass der Skyhook-Ansatz in seiner ursprünglichen Form hauptsächlich die Aufbaubeschleunigung positiv beeinflusst, gibt es Bestrebungen auch das Rad über ein analoges sogenanntes Groundhook-Prinzip zu berücksichtigen. Für die

Implementierung haben sich zwei Varianten etabliert. Einerseits ist es möglich, das Rad über einen virtuellen Dämpfer mit der Straße zu verbinden [156, 157], andererseits kann das Rad virtuell gegenüber einem inertialen Referenzsystem gedämpft werden [4, 67]. Yi und Song [164] zeigen, wie sich die beiden Ansätze Skyhook und Groundhook über eine adaptive Reglerstruktur miteinander kombinieren lassen.

Neben dem erwähnten Skyhook-Prinzip existieren Untersuchungen dahingehend, das optimale Regelgesetz bezüglich des in Kapitel 2.5 vorgestellten allgemeinen Gütemaßes (Gleichung (2.45)) zu ermitteln. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird das Gütemaß

$$J_{QC} = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left[\int_0^T \{ \rho_a \dot{z}_a^2(t) + \rho_{ar} \Delta z_{ar}^2(t) + \rho_{rs} \Delta z_{rs}^2(t) \} dt \right]$$

erneut aufgeführt. Für das vollaktive System kann aufgrund der quadratischen Struktur des Gütemaßes ein linear quadratischer Regler (LQR) entworfen werden. Die erstmalige Untersuchung ist in [151] zu finden. Eine ausführliche Diskussion für vollaktive optimale Radaufhängungen kann in [66] nachvollzogen werden. Bei semiaktiven Radaufhängungen kann die lineare Reglertheorie nicht mehr ohne Weiteres eingesetzt werden, da, wie Gleichung (2.38) aus Abschnitt 2.3.2 zeigt, eine zustandsabhängige Stellgrößenbeschränkung auf die Eingangsgröße vorliegt. Butsuen [24] widmet sich dieser Fragestellung und schlägt zunächst die Umformulierung der Bewegungsgleichungen (2.37) in eine bilineare Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_a}(x_4 - x_2) \\ 0 \\ -\frac{1}{m_r}(x_4 - x_2) \end{bmatrix}}_{\phi(\mathbf{x})} \mathbf{b}_{sa} + \mathbf{b}_w w \quad (2.54)$$

vor. Das vereinfacht die Stellgrößenbeschränkung (2.38) zu

$$b_{sa,\min} \leq b_{sa} \leq b_{sa,\max} \quad (2.55)$$

und ermöglicht somit die Bestimmung des optimalen Regelgesetzes. Butsuen verwendet zur Minimierung der Kostenfunktion (2.45), unter den Nebenbedingungen (2.54) und (2.55), das Variationsprinzip und die Euler-Gleichung, während die Stellgrößenbeschränkung über Lagrange-Multiplikatoren berücksichtigt wird. Weiterführende Informationen zu den eingesetzten Me-

thoden sind z.B. in [85] zu finden. Das optimale Regelgesetz kann in der Form

$$b_{sa} = \begin{cases} b_{sa,\max} & \text{für } \frac{-\mathbf{k}_{sa}\mathbf{x}}{v_{\text{rel}}} > b_{sa,\max} \\ \frac{-\mathbf{k}_{sa}\mathbf{x}}{v_{\text{rel}}} & \text{für } b_{sa,\min} < -\mathbf{k}_{sa}\mathbf{x} \leq b_{sa,\max} \\ b_{sa,\min} & \text{für } \frac{-\mathbf{k}_{sa}\mathbf{x}}{v_{\text{rel}}} \leq b_{sa,\min} \end{cases} \quad (2.56)$$

dargestellt werden, mit der optimalen Reglermatrix \mathbf{k}_{sa} , die durch den Entwurf eines linear quadratischen Reglers für das vollaktive System ohne semiaktiven Dämpfer ermittelt wird. Da die Kräfte, die durch den semiaktiven Dämpfer nicht erzeugt werden können, bei diesem Regelgesetz abgeschnitten (engl. *clip*) werden, nennt man dieses Prinzip auch *clipped optimal control*. Gordon [53] widmet sich ebenfalls der Frage nach dem optimalen semiaktiven Regler. Allerdings basieren seine Ergebnisse im Gegensatz zu dem in Abschnitt 2.3.2 vorgestellten Viertelfahrzeugmodell auf einer detaillierteren Struktur mit nichtlinearen Elementen. In dieser Systemformulierung ist der über das Pontryaginsche Minimierungsprinzip ermittelte optimale Regler für eine definierte Endzeit $t_f = 1.5$ s geringfügig besser als *clipped optimal control*. Weitere Arbeiten, die auf die Verwendung des Pontryaginschen Minimierungsprinzips abzielen, stammen von Ercan [41] und Savaresi [132]. Während in [41] ein Halbfahrzeugmodell betrachtet wird, verwendet Savaresi ein Gütemaß der Form $J = \int_{t_0}^{t_0+\Delta T} \ddot{z}_a(t)^2 dt$ und berücksichtigt zusätzlich die begrenzte Bandbreite des Dämpfers. In dieser Problemformulierung ist das optimale Regelgesetz ein Zweipunktreger, ähnlich dem Skyhook-Ansatz, wobei statt der Aufbaugeschwindigkeit die Aufbaubeschleunigung herangezogen wird. Aus diesem Grund wird dieser Ansatz auch *acceleration driven damper* (ADD) genannt. Da allerdings mittels ADD der Aufbau im Bereich der Aufbaueigenfrequenz unzureichend gedämpft wird, wird in weiterführenden Veröffentlichungen vorgeschlagen, den ADD-Algorithmus mit einem Skyhook-Algorithmus zu kombinieren [34, 131, 134, 146].

Einen weiteren Zugang zur Regelung semiaktiver Radaufhängungen bietet die modellprädiktive Regelung (MPR). In jedem Zeitschritt wird dabei die Sequenz an zukünftigen Stelleingriffen derart optimiert, dass das Gütemaß (2.45) innerhalb eines endlichen Prädiktionshorizontes minimiert wird. Nur das erste Element dieser Sequenz wird durch das Stellglied gestellt. Im nächsten Zeitschritt wird die Optimierung erneut gestartet [25]. Der Vorteil einer derartigen Regelung ist, dass Stellgrößen-, Zustands- und Ausgangsgrößenbeschränkungen leicht zu berücksichtigen sind, ebenso wie Nichtlinearitäten oder veränderliche Gütemaße. Somit lässt sich auch die zustandsabhängige Stellgrößenbeschränkung, die für semiaktive Systeme gilt, direkt bei der Stellgrößenberechnung miteinbeziehen. Eine derartige Untersuchung wur-

de von Giorgetti et. al. [50] durchgeführt und als Ergebnis dieser Arbeit lässt sich festhalten, dass *clipped optimal control* exakt einem modellprädiktiven Regler mit Prädiktionshorizont 1 entspricht. Bei der Erhöhung des Prädiktionshorizontes kann die Leistungsfähigkeit des modellprädiktiven Reglers sogar noch weiter gesteigert werden. Hierbei gilt allerdings zu beachten, dass die Verbesserung auf einem endlichen Zeithorizont für das diskretisierte Viertelfahrzeugmodell ermittelt wurde und sich somit die Problemformulierung von der von Butsuen unterscheidet. Da schon früh erkannt wurde, dass die Implementierung eines modellprädiktiven Reglers vor allen Dingen aufgrund der hohen erforderlichen Rechenleistung erschwert wird [92], schlägt Canale [27] einen Ansatz zu einer schnelleren, implementierfähigen Berechnung vor. Ebenso ist es möglich, nur die Dämpferdynamik über prädiktive Methoden zu berücksichtigen [38, 55], was die Rechenzeiten ebenfalls reduziert. Weitere Arbeiten auf dem Gebiet der semiaktiven, modellprädiktiven Regelung sind in [26, 116, 131] zu finden.

Über die genannten Ansätze hinaus gibt es noch weitere Untersuchungen, die sich mit der Regelung semiaktiver Systeme beschäftigen. Um bei *clipped optimal control* häufiger rein dissipative Sollkräfte zu erhalten, schlägt Johnson [75] vor, den linear quadratischen Reglerentwurf für das vollaktive System in Form von linearen Matrixungleichungen durchzuführen und bei der Lösung eine zusätzliche Nebenbedingung für Dissipativität hinzuzufügen. In [11] wird analysiert, inwiefern sich die Ziele im Gütemaß über einen *linear parameter varying* (LPV) Ansatz für ein H_∞ -Regler verändern lassen, sobald die Sollkraft außerhalb des Verstellbereichs des Dämpfers liegt. Ein ähnlicher Ansatz wird auch in [56] verfolgt, während in [129] ebenfalls ein H_∞ -Regler eingesetzt wird. Darüber hinaus gibt es noch Fuzzy-Regler [73] oder die Regelung mittels neuronaler Netze [108, 167].

Einen Überblick über die bereits benannten sowie weitere Methoden zur Regelung semiaktiver Fahrwerke sind in [131], [54] oder in [156] und den in diesen Arbeiten enthaltenen Literaturstellen zu finden.

2.6.2 Dokumentierte Realisierungen semiaktiver Fahrwerksregler

Für einige der vorgestellten Regelungstechniken sind Untersuchungen zur experimentellen Validierung an Prüfständen oder in realen Fahrzeugen bekannt. Eine erste Annäherung hin zu einer vollständigen Umsetzung in einem realen Fahrzeug sind *hardware in the loop* (HiL) Prüfstände. Dabei wird ein reales Bauteil (z.B. der Fahrwerksdämpfer) in eine Simulations-

umgebung eingebettet, welche die fehlenden Komponenten (z.B. das Fahrzeug) nachbildet. In [144] und [43] werden Skyhook-basierte Regler in einem HiL-Prüfstand untersucht, wobei eine nichtlineare McPherson Radaufhängung simuliert wird. Die Kombination aus simuliertem Vollfahrzeugmodell, realem Dämpfer und H_∞ -Regler wird in [30] analysiert. Experimentelle Ergebnisse auf verkleinerten Viertelfahrzeugprüfständen sind in [44] für einen Skyhook-Regler und in [120] für *clipped optimal control* zu finden.

Praxisnähere Ergebnisse können von Prüfständen mit realen Massen- und Reibungsverhältnissen erwartet werden. In [164] und [67] wird jeweils eine Kombination aus Skyhook- und Groundhook-Regler untersucht. Im Zuge dessen konnte durch Messungen nachgewiesen werden, dass der kombinierte Ansatz dem passiven Fahrwerk und dem lediglich durch Skyhook-Regelung aktuierten Fahrwerk überlegen ist. Neben dem bekannten Skyhook-Prinzip, wird in [14] die Anwendung eines H_∞ -Reglers sowie des Weiteren in [123] ein Regler basierend auf Neuro-Fuzzy-Methoden an einem Viertelfahrzeugprüfstand experimentell validiert. Koch et al. [86, 91] untersuchen das Potential einer hybriden Fahrwerkskonfiguration bestehend aus einem semiaktiven Dämpfer der BMW 7er Baureihe und eines ABC-Federbeins (ABC für engl. *active body control*) eines Mercedes SL Roadsters. Die Regelung erfolgt basierend auf einem passiven Referenzmodell und die Messungen an dem seriennahen Viertelfahrzeugprüfstand verdeutlichen die Leistungsfähigkeit dieser Konfiguration.

Bei der Implementierung von semiaktiven Regelungen in realen Fahrzeugen wurden bislang hauptsächlich Skyhook-basierte Regler untersucht. Venhovens [160] stattete 1994 einen Volvo 480 mit einem radlastadaptiven Zweipunkt-Skyhook-Regler aus und validierte die Funktionsweise auf einem Hydropulsprüfstand. Higashiyama [62] zeigte 1995 in einem Nissan Cefiro, dass sich über einen Skyhook-Algorithmus eine 10 %ige Komfortverbesserung erzielen lässt. Ebenfalls in realen Fahrzeugen wurden sowohl die vier unabhängig arbeitenden Zweipunkt Skyhook-Regler von Teramura [150] als auch die Kombination zwischen einem Skyhook- und einem Groundhook-Regler von Namuduri [109] getestet. Lauwerys [96] schlug 2005 vor, jeweils einen Skyhook-Regler für die drei modalen Bewegungsrichtungen des Aufbaus zu entwerfen und überprüfte dieses Prinzip in einem Audi A6 auf einem Hydropulsprüfstand. Ein rein auf Bremswegverkürzung optimierter Zweipunktregler stammt von Niemz [110], der dieses Konzept in einem Opel Astra auf realen Straßen validierte. Ebenfalls auf realen Fahrbahnen wurden die Versuche von Sankaranarayanan [130] durchgeführt, wobei vier unabhängige Skyhook-/Groundhook-Regler in einem Ford Transit Connect implementiert wurden. Darüber

hinaus wurde die Implementierung eines Skyhook-Reglers in einem Gabelstapler [32] vorgenommen.

Auch bei Serienfahrzeugen mit Verstelldämpfersystemen kommt vorwiegend der Skyhook-Algorithmus zum Einsatz, wie die Übersicht in Tabelle 2.4 verdeutlicht. Bei den Modellen Opel Astra und BMW X5 geht aus den Quellen nicht explizit hervor, dass wirklich das Skyhook-Prinzip Verwendung findet. Allerdings deuten die zur Regelung herangezogenen Signale, bestehend aus Aufbau- und Radgeschwindigkeiten, stark darauf hin. Ebenfalls weit verbreitet ist die Berücksichtigung der Fahrdynamik durch eine Grundstromanpassung (z.B. [74, 103]), die zu einer Verhärtung des Dämpfers führt. Dies geschieht meist adaptiv abhängig vom Fahrzustand, der über die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Quer- und die Längsbeschleunigung sowie die Bremsmomente ermittelt wird [74].

Fahrzeug	Literatur	Regelungsmethode
Audi A4	[136]	basierend auf Skyhook
Audi Q3	[3, 52]	Skyhook mit Erweiterung für die Radschwingungen
Audi Q5	[138]	basierend auf Skyhook
BMW 7er	[74]	Skyhook mit adaptiver Grundstromanpassung
BMW X5	[111]	basierend auf Aufbau- und Radgeschwindigkeiten
Mercedes C-Klasse	[103]	Skyhook mit adaptiver Grundstromanpassung
Mercedes E-Klasse	[46]	Skyhook mit adaptiver Grundstromanpassung
Opel Astra	[13]	basierend auf Aufbau- und Radgeschwindigkeiten
Porsche Panamera	[1]	basierend auf Skyhook
Volvo S60	[3, 117]	Skyhook mit Erweiterung für die Radschwingungen
Volvo S80	[3, 117]	Skyhook mit Erweiterung für die Radschwingungen
Volvo V70	[3, 117]	Skyhook mit Erweiterung für die Radschwingungen
Volvo XC60	[3, 117]	Skyhook mit Erweiterung für die Radschwingungen
VW Touareg	[7]	basierend auf Skyhook

Tabelle 2.4: Übersicht der eingesetzten Regelungsmethoden in Serienfahrzeugen.

2.6.3 Zustandsbeobachter für semiaktive Fahrwerke

Die Anzahl der notwendigen Signale hängt von der verwendeten Regelstrategie ab. Während bei einem Skyhook-Regler beispielsweise die Aufbaugeschwindigkeit, die Nick- und Wankrate sowie die Federgeschwindigkeiten bekannt sein müssen, muss für den Einsatz eines modellbasierten Zustandsreglers der komplette Zustandsvektor zur Verfügung stehen. Um die erforderlichen Signale mit Hilfe der Messsignale zu schätzen, sind aus der Literatur unterschiedliche Techniken bekannt.

Ein Ansatz, den Zustand stochastisch gestörter Systeme zu beobachten, ist der Kalmanfilter-Algorithmus [77]. Dieser wird in einigen Arbeiten eingesetzt, um den vertikalen Bewegungszustand linearer Vertikaldynamiksysteme zu beobachten [161, 165, 166]. Um auch den Nichtlinearitäten der Radaufhängung Rechnung zu tragen, wird in der Offenlegungsschrift von Ohsaku [113] eine Methode vorgeschlagen, die nichtlineare Dämpferkennlinie bei der Zustandsschätzung zu berücksichtigen. Dabei wird die durch den Dämpfer erzeugte Kraft über ein Kennfeld außerhalb des Kalmanfilters berechnet und diese anschließend als bekannter Krafteingang in die Prädiktionsgleichungen eingekoppelt. Dass sich diese Methode auch im experimentellen Umfeld bewährt, zeigen die Untersuchungen von [88] und [48]. In [111] wird darüber hinaus vorgeschlagen, zusätzlich auch die Fahrwerksfeder über dieselbe Herangehensweise zu berücksichtigen. Die Schätzgüte kann bei ausreichender Rechenkapazität weiter gesteigert werden, wenn mehrere Kalmanfilter parallel betrieben werden [87].

Wird die Formulierung des Filterproblems verallgemeinert, lässt sich der Fehler zwischen geschätztem und gemessenem Systemausgang auch in der H_2 - oder der H_∞ -Norm angeben. Der Filter wird dann derart ausgelegt, dass der Fehler in der jeweiligen Norm minimiert wird. Die Anwendung dieser Methode auf geregelte Fahrwerke wird in [9, 10] zur Minimierung der H_∞ -Norm und in [38, 51] zur Minimierung der H_2 -Norm untersucht.

Auch der Einsatz eines Sliding-Mode-Beobachters ist in der Literatur bereits untersucht worden [68, 69], wobei die Implementierung des Beobachters in einem realen Fahrzeug eine hohe Güte der Zustandsschätzung zeigt. Zusätzlich steht bei diesem Beobachterkonzept eine Schätzung des Straßenprofils zur Verfügung.

Neben den modellbasierten Beobachtern können ebenso konventionelle Filtertechniken zur Rekonstruktion von fehlenden Zustandsgrößen eingesetzt werden. In [96] und [99] werden

Filter zur Bestimmung der Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Aufbau untersucht. Die Literaturstellen [65, 96] und [99] diskutieren Integrationsfilter, um aus der Aufbaubeschleunigung die absolute Aufbaugeschwindigkeit zu erhalten. Mit ähnlichen Methoden lassen sich alle drei Modalgeschwindigkeiten des Aufbaus bestimmen [114].

2.6.4 Modellierung von semiaktiven Dämpfern

Aufgrund der komplexen Ventilkonstruktion ist das Verhalten eines semiaktiven Dämpfers stark nichtlinear und zeigt bei dynamischen Anregungen ein ausgeprägtes Hystereseverhalten [37, 118]. In der Literatur sind verschiedene Ansätze zur Modellierung der Hysterese bekannt, die sich teilweise auf semiaktive Dämpfer übertragen lassen. Einen Überblick bieten die Literaturstellen [162] und [127]. Dabei findet häufig das Bouc-Wen-Modell Verwendung, welches ausführlich in [147] für magnetorheologische (MR) Dämpfer diskutiert wird. Eine phänomenologische Modellierung von MR-Dämpfern wird in [128] über die Verschaltung von Feder-, Dämpfer- und Masselementen verfolgt. Darüber hinaus kann das Hystereseverhalten von MR-Dämpfern auch über Kennlinien dargestellt werden [67, 163]. Anhand des Vorzeichens der Relativbeschleunigung des Dämpfers wird anschließend zwischen den beiden Hystereseästen geschaltet.

Die detaillierte Modellierung von hydraulischen Ein- und Zweirohrdämpfern gelingt durch die Modellierung der fluiddynamischen Zusammenhänge in den Arbeitsräumen und in den Ventilen [107, 118, 141, 145]. Die genannten Arbeiten zeigen, dass das Hystereseverhalten dadurch mit hoher Genauigkeit dargestellt werden kann. Allerdings ist die Anzahl der Parameter und somit der Aufwand zur Parameteridentifikation sehr hoch.

Auch bei den hydraulischen Ein- und Zweirohrdämpfern gibt es deswegen Bestrebungen, auf den statischen Kennlinien des Dämpfers aufzubauen und die Dynamik über einfache Verzögerungselemente abzubilden [90]. Eine Weiterentwicklung dieses Ansatzes ist ein phänomenologisches Dämpfermodell, bestehend aus einer geeigneten Anordnung an Feder-, Dämpfer-, Masse- und Verzögerungselementen und den statischen Kennlinien [119]. Ein derartiges Modell erfordert neben den statischen Kennlinien nur wenige zusätzliche Parameter und bildet das dynamische Hystereseverhalten des Dämpfers trotzdem mit hoher Genauigkeit ab.

Kapitel 3

TESTUMGEBUNG

In diesem Kapitel werden das Versuchsfahrzeug und die zur Regelung eingesetzten semiaktiven Fahrwerksdämpfer vorgestellt. Zunächst erfolgt eine Beschreibung des Fahrzeugs und der verbauten Mess- und Signalverarbeitungstechnik. In Abschnitt 3.2 wird auf die Konfiguration der 7-Stempel Hydropulsanlage eingegangen, auf der die in den folgenden Kapiteln gezeigten Messungen durchgeführt werden.

In Kapitel 2 wurden im Stand der Technik bereits einige Dämpfermodelle vorgestellt, die aber entweder das dynamische Verhalten des vorliegenden Dämpfersystems nicht zufriedenstellend abbilden können oder eine hohe Anzahl an Parametern besitzen, wodurch die Parameteridentifikation erschwert wird. Deswegen wird in Abschnitt 3.3 ein neuartiges, halbphysikalisches Dämpfermodell vorgestellt, das trotz wenigen freien Parametern das Verhalten des vorliegenden semiaktiven Dämpfers mit hoher Genauigkeit wiedergibt.

Das in Kapitel 2 beschriebene lineare Vollfahrzeugmodell wird in Abschnitt 3.4 um nichtlineare Fahrwerkskomponenten und die Berücksichtigung des Aggregats erweitert, so dass ein detailliertes Modell des vorgestellten Versuchsfahrzeugs vorliegt. Die abschließende Validierung zeigt, dass das nichtlineare Vollfahrzeugmodell für die Simulation und Optimierung der Reglerparameter geeignet ist.

3.1 Konfiguration des Versuchsfahrzeugs

Das für die experimentelle Validierung zur Verfügung stehende Versuchsfahrzeug ist ein weitestgehend dem Serienstand entsprechender Audi Q5 3.0 TDI quattro mit geregelten Dämpfern (Abbildung 3.1 links). Für die Dämpferregelung wird ein sich noch in der Entwicklung befindliches Steuergerät für zukünftige Serienfahrzeuge eingesetzt, welches zur besseren Zugänglichkeit freigelegt wurde (Abbildung 3.1 rechts).



Abbildung 3.1: Versuchsfahrzeug — Audi Q5 3.0 TDI quattro und Messtechnik.

3.1.1 Datenverarbeitung

Die Datenverarbeitung im Versuchssteuergerät erfolgt auf einem Infineon TriCore Prozessor mit einer Taktfrequenz von 180 MHz und 4 MB Anwendungsspeicher. Für die Programmierung werden in MATLAB/Simulink erstellte Modelle verwendet, aus denen mit Hilfe des Seriene-Code-Generators TargetLink der Firma dSpace C-Code generiert wird. Dieser wird anschließend zu Maschinencode kompiliert, so dass er durch den Prozessor verarbeitet werden kann. Der gesamte Code-Generierungsprozess folgt dem AUTOSAR Standard [84]. Damit ist sichergestellt, dass die Funktionserstellung vom Steuergerät entkoppelt erfolgt und sich somit problemlos auf andere Steuergeräte übertragen lässt.

In [124] wird auf die Problematik hingewiesen, dass für die korrekte Funktionsweise auch bei vernetzten Regelsystemen im Kraftfahrzeug zum richtigen Zeitpunkt die korrekten Ausgabewerte bereitgestellt werden müssen. Um dieser Echtzeitanforderung Rechnung zu tragen, besteht die Softwarearchitektur aus verschiedenen Bereichen, die mit unterschiedlichen Abtastzeiten ausgeführt werden. Eine schnell rechnende Funktion, wie z.B. die Sollstromregelung, kann dadurch mit einer hohen Abtastrate berechnet werden, während eine unwichtigere Überwachungsfunktion weniger häufig ausgeführt wird.

3.1.2 Sensorkonfiguration

Die für die Dämpferregelung eingesetzte Sensorik besteht aus

- vier digitalen Inkrementalgebern für die Federwege,
- einem Beschleunigungssensor in vertikaler Richtung und
- jeweils einem Drehratensensor für die Nick- und Wankrate.

Darüber hinaus stehen noch alle weiteren über die Fahrzeugsensorik gemessenen Signale, wie beispielsweise die Querbeschleunigung, der Lenkradwinkel oder die Fahrzeuggeschwindigkeit, zur Verfügung, welche gegebenenfalls zur zur Regelung herangezogen werden können. Während die Beschleunigungs- und Drehratensensoren direkt in das Steuergerät integriert sind, werden die Federwegsensoren über ein Flexray-Bussystem angebunden. Tabelle 3.1 zeigt die Rauschwerte der Sensoren, sowie das Signal-Rausch-Verhältnis, das auf einer schlechten Landstraße bestimmt wurde. Dabei fällt auf, dass die Federwegsensoren aufgrund des inkrementalen Messprinzips nur sehr geringe Rauschwerte zeigen, was auch der Grund für das gute Signal-Rausch-Verhältnis dieser Sensoren ist.

Sensor	Effektivwert des Rauschens	Signal-Rausch-Verhältnis
Federweg	$3,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}$	54 dB
Vertikalbeschleunigung	$5,6 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$	27 dB
Nickdrehrate	$2,8 \cdot 10^{-3} \text{ rad/s}$	22 dB
Wankdrehrate	$3,0 \cdot 10^{-3} \text{ rad/s}$	23 dB

Tabelle 3.1: Ermittelte Werte für das Sensorrauschen.

3.2 Konfiguration des Hydropulsprüfstands

Neben den Versuchsfahrten auf realen Straßen wurden zur besseren Reproduzierbarkeit der Ergebnisse zusätzlich Versuche auf einer 7-Stempel Hydropulsanlage (Abbildung 3.2) durchgeführt. Über die vier hydraulisch angesteuerten Stempel unter den Rädern können beliebige

Anregungen bis zu einer Bandbreite von 25 Hz und einer Amplitude von ± 11.5 cm eingespielt werden. Die Hydraulikzylinder sind auf einem ca. 100 Tonnen schweren Schwingfundament gelagert, das eine Eigenfrequenz von 0.8 Hz besitzt.



Abbildung 3.2: Das Versuchsfahrzeug auf dem Hydropulsprüfstand.

Zusätzlich zur internen Sensorik des Fahrzeugs stehen auf der Hydropulsanlage extern angebrachte Sensoren zur Verfügung. Diese sind im einzelnen

- vier Wegsensoren an den Hydraulikzylindern, um die Anregung aufzuzeichnen,
- vier Radlastsensoren, die in die Hydraulikzylinder integriert sind,
- vier Linearpotentiometer für die Federwege,
- vier Dreiachs-Beschleunigungssensoren an den Radträgern (Messbereich ± 50 g) und
- vier Einachs-Beschleunigungssensoren über den Federdomen (Messbereich ± 5 g).

3.3 Dämpfermodellierung und Parameteridentifikation

Die kontinuierlich verstellbaren Dämpfer des Versuchsfahrzeugs stammen vom Hersteller ZF Sachs. Die eingesetzten Bauformen sind Einrohrdämpfer an der Vorderachse und Zweirohrdämpfer an der Hinterachse, jeweils mit einem internen Ventil. In Abbildung 3.3 ist das

CDCi¹-System der Hinterachse dargestellt und Abbildung 3.4 zeigt die Kennlinien des Dämpfers für verschiedene Ventilströme.



Abbildung 3.3: Der Zweirohrdämpfer der Hinterachse.

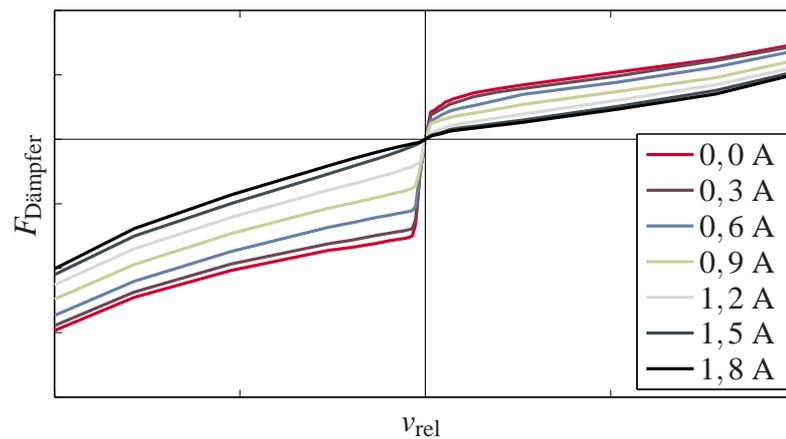


Abbildung 3.4: Quasi-Statistische Dämpferkennlinien.

Obwohl es zur Beschreibung des Dämpferverhaltens üblich ist die quasi-statischen Kennlinien heranzuziehen, stellen sie lediglich eine Approximation des realen Verhaltens dar. Um die quasi-statischen Kennlinien zu ermitteln, wird der Dämpfer für verschiedene Ventilströme mit Sinussignalen angeregt, die bei gleichbleibender Wegamplitude unterschiedliche, vorab definierte Geschwindigkeitsamplituden aufweisen. Die Einzelmessungen werden in den Punkten,

¹ *continuously variable damper control with internal valve*

bei denen die Geschwindigkeit den Maximalwert erreicht, miteinander verbunden, was zu einer quasi-statischen Kennlinie führt. Weitere Informationen über dieses Verfahren können der Literaturstelle [125] entnommen werden. Abbildung 3.5 zeigt Einzelmessungen für verschiedene Geschwindigkeiten und somit Frequenzen des Sinussignals, die zur Ermittlung der quasi-statischen Kennlinie bei 0 A verwendet wurden. Dabei ist deutlich erkennbar, dass die gemessenen Kraftverläufe teilweise stark von der quasi-statischen Kennlinie abweichen und ein frequenzabhängiges Hystereseverhalten zeigen.

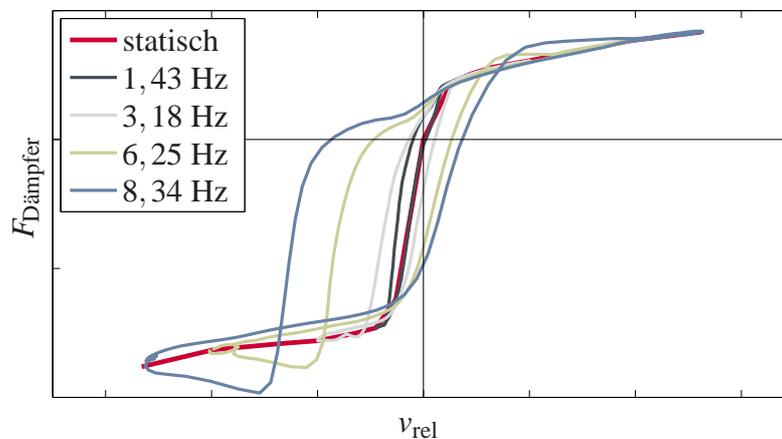


Abbildung 3.5: Quasi-Statistische Dämpferkennlinie und dynamische Messungen.

Die Modellierung des realen Dämpferverhaltens erfordert ein Modell, das die Hysterese mit ausreichender Genauigkeit abbildet und gleichzeitig für den Serieneinsatz einfach und schnell parametrierbar ist. Da zusätzliche Messungen zu einem nennenswert höheren Entwicklungsaufwand führen, ist es notwendig, dass die Parametrierung ausschließlich mit dem oben beschriebenen Verfahren zur Ermittlung der quasi-statischen Kennlinien erfolgreich ist.

Das im Folgenden vorgestellte Dämpfermodell wurde bereits in [154] veröffentlicht (siehe auch [61]). Zunächst werden die Ursachen für das Hystereseverhalten diskutiert, welche zu der vorgeschlagenen Modellierung führen. Nach einer Erläuterung der Parameteridentifikation, wird im Rahmen einer Validierung gezeigt, dass Messung und Simulation mit hoher Genauigkeit übereinstimmen.

3.3.1 Ursachen für das nichtlineare Dämpferverhalten

In der Literatur werden verschiedene physikalische Effekte genannt, die für das nichtlineare, hystereseartige Verhalten des Dämpfers verantwortlich gemacht werden können. In [37] und [95] wird diskutiert, dass die Zylinderwände und die restlichen mechanischen Komponenten nicht vollständig starr sind. Zusammen mit der geringen Kompressibilität des Öls ergibt sich dadurch eine Nachgiebigkeit, die die Druckdifferenz in den Arbeitsräumen beeinflusst. Zur Modellierung dieser beiden Effekte wird im vorgestellten Modell eine Feder verwendet.

Da sich das Kolbenventil, welches am Kolben befestigt ist, im Öl bewegt, tritt neben der mechanischen Reibung auch viskose Reibung, die sogenannte Stribeck-Reibung, auf. Die Anzahl der zur Darstellung der Stribeck-Kurve benötigten Parameter ist allerdings hoch, da die nichtlineare Funktion nicht nur von der Relativgeschwindigkeit, sondern auch von der Viskosität des Öls abhängt [15]. Da der Einfluss der Reibung auf die Gesamtkraft ohnehin nur sehr gering ist, wird aufgrund der aufwändigen Modellierung auf die Berücksichtigung der Reibung im Modell verzichtet.

Zusätzlich zu den Eigenschaften von Öl und Gas tragen auch die mechanischen Komponenten maßgeblich zum dynamischen Verhalten des Dämpfers bei. Wird der Ventilquerschnitt des Kolbenventils verändert, erfolgt der Aufbau der Dämpfungskraft verzögert. Der genaue Zeitverzug hängt davon ab, ob der Dämpfer sich in der Zug- oder Druckstufe befindet und ob von weich auf hart oder von hart auf weich umgeschaltet wird [59]. Eine Größenordnung der Verzugszeit ist in [59] angegeben, wobei sie zwischen 10 ms und 30 ms variiert bis 90 % der Endkraft erreicht sind. Dieser Effekt muss im Modell berücksichtigt werden, weil er einen Zusammenhang zwischen der Relativgeschwindigkeit des Kolbenventils im Öl, dem Ventilstrom und der Dämpfungskraft herstellt. Da dieser Effekt allerdings stark nichtlinear ist und zur exakten Beschreibung viele Parameter notwendig sind, wird dieser im Modell durch ein PT1-Element approximiert, das eine konstante Verzugszeit in beide Schaltrichtungen und für alle Zustände des Dämpfers besitzt.

Die mechanische Konstruktion des Kolbenventils besteht aus einer Verschaltung von Rückschlagventilen, Drosseln, Einlass- und Überdruckventilen [37], die dazu beitragen, dass sich die gewünschten nichtlinearen Kennlinien (Abbildung 3.4) ergeben. Um das akustische Verhalten des Dämpfers zu verbessern, werden die Rückschlagventile mit kleinen Dämpfungselementen versehen, die den Druckgradienten am Ventil begrenzen und somit hörbare Schwin-

gungen eliminieren. Dies führt allerdings auch zu den zusätzlichen Schleifen der Dämpfungskraft, die in Abbildung 3.5 bei hohen Frequenzen und Relativgeschwindigkeiten sichtbar sind. Somit muss dieses Konstruktionsmerkmal im Modell ebenfalls berücksichtigt werden.

Um den Fahrkomfort und das akustische Verhalten insbesondere im hochfrequenten Schwingungsbereich zu verbessern, wird zwischen dem Dämpfer und der Karosserie zusätzlich ein elastisches Lager verbaut. Dieses Dämpferlager ist ein Element bestehend aus Metall und Gummi und soll die hochfrequenten Schwingungen, die durch den Dämpfer erzeugt werden, filtern [59]. Jedoch entsteht dadurch erneut ein schwingungsfähiges System, bestehend aus dem Dämpferlager, der Kolbenmasse und der Krafteinleitung am Kolbenventil. Bei einer ungünstigen Auslegung der Parameter kann es zu Kolbenstangenschwingungen kommen, was zu störenden Geräuschen und einem schlechten NVH²-Verhalten führt [39]. Das Dämpferlager kann im Modell näherungsweise integriert werden, indem die Steifigkeit der oberen Feder angepasst wird.

Neben den beschriebenen Hauptursachen, die zu dem Hystereseverhalten des Dämpfers führen, gibt es weitere Effekte, die die Dämpfungskraft beeinflussen. Für eine detailliertere Diskussion sei auf die Literaturstellen [37] und [95] verwiesen.

3.3.2 Das nichtlineare Dämpfermodell

Abbildung 3.6 zeigt ein halbphysikalisches Dämpfermodell eines semiaktiven Dämpfers, bei welchem die Hauptursachen für das Hystereseverhalten, die im vorherigen Abschnitt diskutiert wurden, berücksichtigt sind. Die Steifigkeit der Zylinderwände, die Kompressibilität des Öls und das Dämpferlager werden durch eine Feder mit der Steifigkeit $k_{D,l}$ und einen Dämpfer mit der Dämpfungskonstante $b_{D,l}$ modelliert. Dieses Feder-Dämpferelement ist in Reihe zum Hauptdämpfer $b_{D,nl}$ geschaltet, in dem die statischen Kennlinien (Abbildung 3.4) hinterlegt sind.

Um die Öffnungszeit der Rückschlagventile zu berücksichtigen, müssen zwei Relativgeschwindigkeiten unterschieden werden. Zunächst gibt es die Relativgeschwindigkeit zwischen Kolbenstange und Zylinder $v_{D,kz} = \dot{z}_{D,2} - \dot{z}_{D,1}$, die üblicherweise zur Berechnung der Dämpfungskraft herangezogen wird. Da die Rückschlagventile nicht sofort öffnen, ist die Relativge-

²NVH steht für engl. *noise vibration harshness*

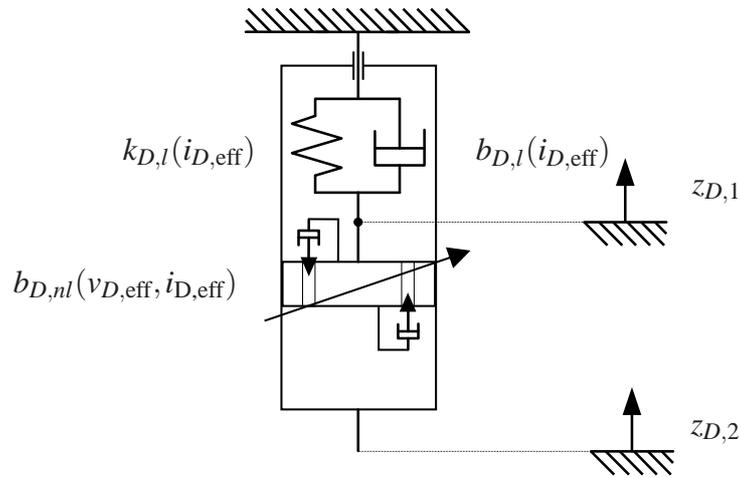


Abbildung 3.6: Das nichtlineare Dämpfermodell.

schwindigkeit $v_{D,eff}$, die im Ventil wirksam ist, leicht verzögert. Durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung

$$v_{D,eff} = \frac{1}{T_{D,rv}s + 1} v_{D,kz} \quad (3.1)$$

kann diese Verzugszeit approximiert werden, wobei $T_{D,rv}$ die Zeitkonstante des Rückschlagventils ist. Auf gleiche Weise wird die Dynamik des effektiven elektrischen Ventilstroms berücksichtigt

$$i_{D,eff} = \frac{1}{T_{D,strom}s + 1} i_{D,soll}, \quad (3.2)$$

mit der Stromzeitkonstante $T_{D,strom}$.

Werden diese Gleichungen zusammengefasst und die Kräfte der einzelnen Komponenten ins Gleichgewicht gesetzt, erhält man die Bewegungsgleichungen des nichtlinearen Dämpfermodells

$$\dot{z}_{D,1} = -\frac{k_{D,l}}{b_{D,l} + b_{D,nl}} z_{D,1} + \frac{b_{D,nl}}{b_{D,l} + b_{D,nl}} \dot{z}_{D,2}, \quad (3.3)$$

$$\dot{i}_{D,eff} = -\frac{1}{T_{D,strom}} i_{D,eff} + \frac{1}{T_{D,strom}} i_{D,soll}, \quad (3.4)$$

$$\dot{v}_{D,eff} = -\frac{1}{T_{D,rv}} v_{D,eff} + \frac{k_{D,l}}{T_{D,rv} (b_{D,l} + b_{D,nl})} z_{D,1} + \frac{b_{D,l}}{T_{D,rv} (b_{D,l} + b_{D,nl})} \dot{z}_{D,2} \quad (3.5)$$

wobei $\dot{z}_{D,2}$ und $i_{D,\text{soll}}$ die Systemeingänge sind und die Dämpfungskraft

$$F_{\text{Dämpfer}} = \frac{k_{D,l}b_{D,\text{nl}}}{b_{D,l} + b_{D,\text{nl}}}z_{D,1} + \frac{b_{D,l}b_{D,\text{nl}}}{b_{D,l} + b_{D,\text{nl}}}\dot{z}_{D,2} \quad (3.6)$$

der Ausgang des Systems ist.

3.3.3 Identifikation der Parameter

Wie in Abschnitt 3.3.5 gezeigt wird, kann das Hystereseverhalten durch die Parameter $k_{D,l}$, $b_{D,l}$, $b_{D,\text{nl}}$ und $T_{D,\text{rv}}$ beeinflusst werden. Um die Parametrierung des Modells möglichst flexibel zu halten, wird vorgeschlagen, alle aufgezählten Parameter vom effektiven Ventilstrom $i_{D,\text{eff}}$ abhängig zu machen. Der Dämpfungskoeffizient des Hauptdämpfers $b_{D,\text{nl}}$ hängt darüber hinaus von der am Kolbenventil wirksamen Relativgeschwindigkeit $v_{D,\text{eff}}$ ab und wird mit Hilfe der quasi-statischen Kennlinien (Abbildung 3.4) ermittelt. Folglich wird er als bekannt angenommen. Die Anstiegszeit des Stroms $T_{D,\text{strom}}$ hängt von der Induktivität, dem Widerstand und den Reglerparametern des elektrischen Ventilschaltkreises ab [131]. Wenn die Parameter bekannt sind, kann die Anstiegszeit des Stroms direkt berechnet werden oder sie wird aus einer gemessenen Sprungantwort des Schaltkreises abgelesen. Die restlichen Parameter $k_{D,l}$, $b_{D,l}$ und $T_{D,\text{rv}}$ werden über eine Parameteroptimierung geschätzt, so dass der Fehler zwischen simulierter und gemessener Dämpferkraft

$$J(k_{D,l}, b_{D,l}, T_{D,\text{rv}}) = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (F_{\text{model}}(t_j, \dot{z}_2, i_{\text{des}}, k_{D,l}, b_{D,l}, T_{D,\text{rv}}) - F_{\text{mess}}(t_j))^2 \quad (3.7)$$

für einen festgehaltenen Ventilstrom $i_{D,\text{soll}}$ und einen gegebenen Relativgeschwindigkeitsverlauf $\dot{z}_{D,2}$ für alle betrachteten Zeitpunkte t_k minimiert wird. Die Modellparameter werden anschließend linear für die Ströme interpoliert, die bei der Parameteroptimierung nicht berücksichtigt wurden. Die Optimierung wird unter Verwendung der MATLAB-Funktion `ga` über einen genetischen Algorithmus durchgeführt.

Um der Anforderung einer möglichst einfachen Parametrierung zu entsprechen, werden als Anregungssignale die für die Ermittlung der quasi-statischen Kennlinien verwendeten Sinussignale herangezogen. Für ein möglichst realistisches Verhältnis aus betrachteten Relativgeschwindigkeiten und Frequenzen wird vorgeschlagen, die Anregungsamplitude von 0.05 m auf 0.01 m zu verringern, was mit heutigen Dämpferprüfständen problemlos möglich ist. Die

Weg in m	0,01				
Geschwindigkeit in m/s	0,052	0,131	0,262	0,393	0,524
Frequenz in Hz	0,83	2,08	4,17	6,25	8,34

Tabelle 3.2: Parameter der Anregungssignale nach [125] mit modifizierter Wegamplitude.

Werte für die Geschwindigkeitsamplituden und die daraus resultierenden Frequenzen sind Tabelle 3.2 zu entnehmen.

Werden zur Minimierung von Gleichung (3.7) statt eines Punktes im Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm die vollständigen Signalverläufe verwendet, können die Parameter $k_{D,l}$, $b_{D,l}$ und $T_{D,rv}$ identifiziert werden. Da dazu keine zusätzlichen Messungen notwendig sind, ist die Anforderung, durch die Parametrierung keinen zusätzlichen Aufwand zu betreiben, erfüllt. In welchem Maße sich zeitveränderliche Parameter auf das Hystereseverhalten auswirken, wird in Abschnitt 3.3.5 diskutiert.

3.3.4 Validierung des Dämpfermodells

Die Modellparameter für den in Abbildung 3.3 dargestellten Dämpfer wurden identifiziert, indem nach Tabelle 3.2 parametrisierte Eingangssignale verwendet wurden. Für die Validierung wurde die berechnete Dämpfungskraft mit der gemessenen Dämpfungskraft für eine geringere Wegamplitude verglichen, wodurch unterschiedliche Frequenzen entstehen (Tabelle 3.3). Das

Weg in m	0,005				
Geschwindigkeit in m/s	0,052	0,131	0,262	0,393	0,524
Frequenz in Hz	1,66	4,17	8,34	12,51	16,67

Tabelle 3.3: Anregungssignale für die Validierung des Dämpfermodells.

Ergebnis dieses Vergleichs kann der Abbildung 3.7 für die maximale Dämpfung, Abbildung 3.8 für eine mittlere Dämpfung und Abbildung 3.9 für die weichste Dämpfereinstellung entnommen werden. Das Modell wird dabei in Bereichen verglichen, in denen die Dämpfungskräfte

nahezu dem quasi-statischen Verhalten entsprechen (geringe Relativgeschwindigkeiten und / oder geringe Dämpfung) ebenso wie für steigende Relativgeschwindigkeiten und Dämpfungskräfte, bei denen mittlere (Abbildung 3.7, 4,17 Hz) und deutliche (Abbildung 3.7, 12,51 Hz) Hystereseeffekte auftreten. Dabei ist erkennbar, dass das Modell die Messdaten in allen Fällen mit hoher Genauigkeit wiedergibt. Zur quantitativen Beurteilung der Validität des Modells wird das Übereinstimmungsmaß

$$\Gamma_{\text{Dämpfer}} = 1 - \frac{\|F_{\text{mess}} - F_{\text{sim}}\|_{\text{rms}}}{\|F_{\text{sim}}\|_{\text{rms}}} \quad (3.8)$$

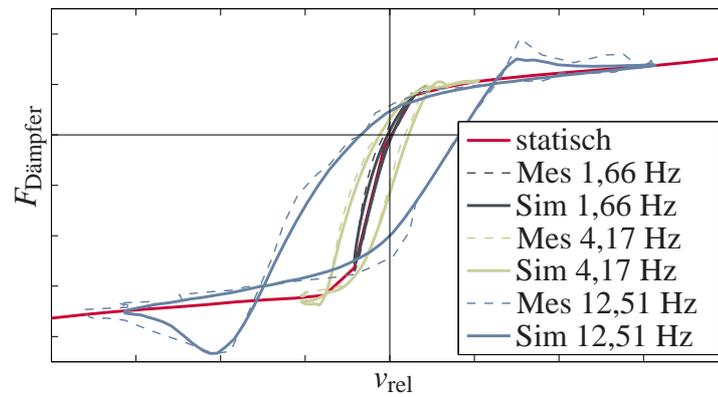
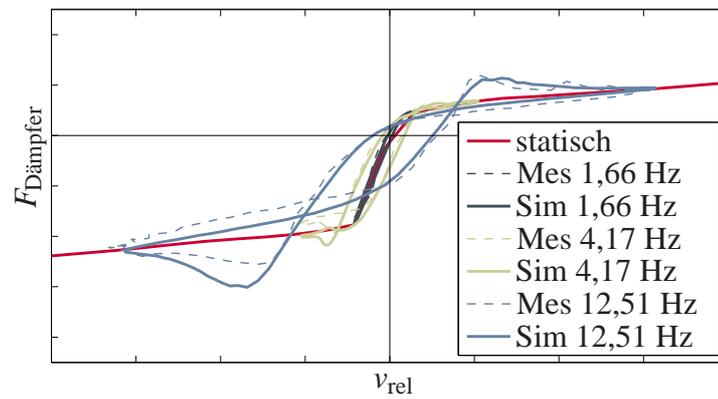
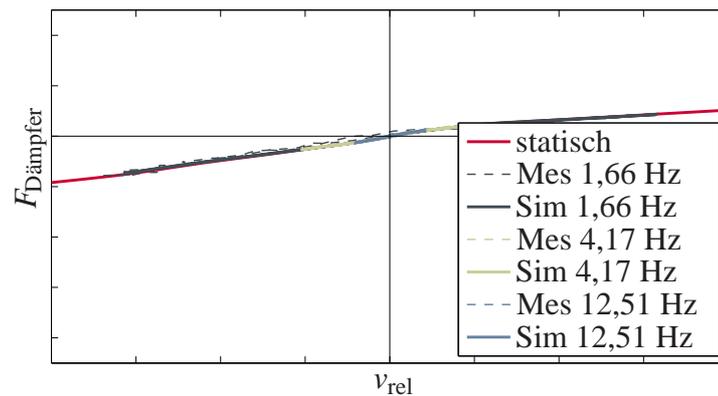
herangezogen, welches in Tabelle 3.4 für jede betrachtete Frequenz und die drei Ventilströme angegeben ist. Der mittlere Wert über alle Testfälle von $\bar{\Gamma}_{\text{Dämpfer}} = 89,4 \%$ bestätigt die deutliche Übereinstimmung zwischen Modell und Messung.

Frequenz	1,66 Hz	4,17 Hz	8,34 Hz	12,51 Hz	16,67 Hz
0 A	84,8 %	95,4 %	91,7 %	91,1 %	86,4 %
0,9 A	90,5 %	86,9 %	90,2 %	90,7 %	87,9 %
1,8 A	85,1 %	92,6 %	90,9 %	90,5 %	86,9 %

Tabelle 3.4: Übereinstimmung $\Gamma_{\text{Dämpfer}}$ des Dämpfermodells.

3.3.5 Variation der Modellparameter

Abhängig von den Parametern kann das Dämpfermodell eine Vielzahl an Hystereseeffekten wiedergeben. In Abbildung 3.10 sind Simulationsergebnisse für verschiedene Parameterkombinationen dargestellt, wobei minimale, normale und sehr ausgeprägte Hystereseeffekte gezeigt werden können. Die jeweils zugehörigen Parameter können der Tabelle 3.5 entnommen werden, in der deutlich wird, dass die Hysterese verstärkt werden kann, indem die Verzugszeit des Rückschlagventils erhöht und die Steifigkeit und das Dämpfungsmaß des oberen Feder-Dämpfer-Elements verringert werden.

Abbildung 3.7: Dämpfermodell — Vergleich Messung und Simulation bei $i_{D,\text{soll}} = 0$ A.Abbildung 3.8: Dämpfermodell — Vergleich Messung und Simulation bei $i_{D,\text{soll}} = 0,9$ A.Abbildung 3.9: Dämpfermodell — Vergleich Messung und Simulation bei $i_{D,\text{soll}} = 1,8$ A.

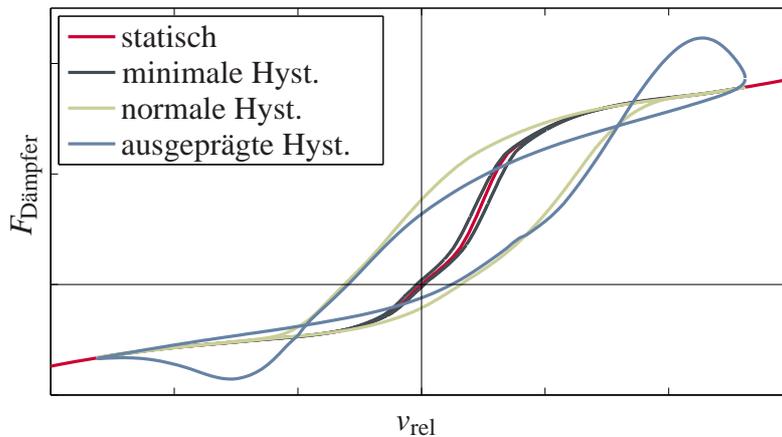


Abbildung 3.10: Dämpfermodell — Hystereseformen bei 0 A und 16,67 Hz.

	$k_{D,l}$ in N/m	$b_{D,l}$ in Ns/m	$T_{D,rv}$ in s
minimale Hysterese	$9 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^{-5}$
normale Hysterese	$5 \cdot 10^7$	$5 \cdot 10^3$	$1 \cdot 10^{-4}$
ausgeprägte Hysterese	$4 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^3$	$2,2 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 3.5: Zu Abbildung 3.10 gehörige Parameter.

Um den Einfluss der Parameter $k_{D,l}$, $b_{D,l}$ und $T_{D,rv}$ auf das Hystereseverhalten genauer zu untersuchen, wurde eine Parametervariation durchgeführt, deren Ergebnis in Abbildung 3.11 gezeigt ist. Dabei ist zu erkennen, dass die generelle Form der Kurven maßgeblich durch die Parameter $k_{D,l}$ und $b_{D,l}$ beeinflusst wird. Steigende Werte verkleinern die Fläche, die durch die Hysteresekurve eingeschlossen wird. Dies ist plausibel, weil bei steifer werdendem Feder-Dämpfer-Element der Einfluss der in Serie geschalteten quasi-statischen Kennlinien größer wird. Bis auf die Schleife in der Druckrichtung werden die meisten Effekte gleichermaßen durch $k_{D,l}$ und $b_{D,l}$ verändert, während $T_{D,rv}$ im Wesentlichen die Größe der beiden Schleifen beeinflusst. Da der Einfluss des PT1-Elements (3.1) bei der Verringerung der Zeitkonstante geringer wird, werden auch die Schleifen für schnellere Reaktionszeiten des Rückschlagventils kleiner.

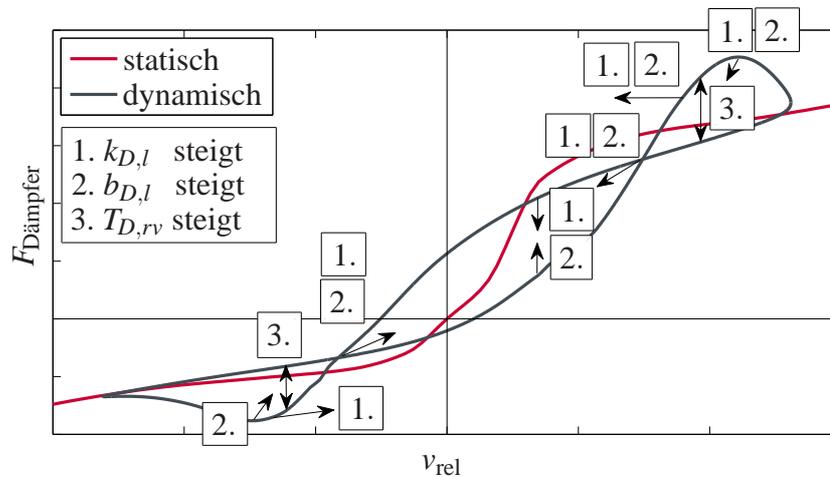


Abbildung 3.11: Dämpfermodell — Einfluss der Modellparameter.

3.4 Fahrzeugmodellierung und Parameteridentifikation

Um das vertikaldynamische Verhalten des Fahrzeugs zu modellieren, wird das aus Kapitel 2.3.1 bekannte Vollfahrzeugmodell um das Aggregat³ und nichtlineare Elemente erweitert. Dadurch erhält man die in Abbildung 3.12 gezeigte Modellskizze, wobei die nichtlinearen Elemente durch Kennliniensymbole dargestellt sind. Das Aggregat bringt drei zusätzliche Freiheitsgrade in das System ein und wird über lineare Feder-Dämpfer-Elemente mit dem Aufbau verbunden. Die Modellgleichungen

$$\dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{w}) \quad (3.9)$$

$$\mathbf{z} = g(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{w}) \quad (3.10)$$

können bestimmt werden, nachdem die Straßenanregungen $\mathbf{w} = [w_1 \dots w_4]$, der Zustandsvektor $\mathbf{x} = [z_{r,1} \dot{z}_{r,1} \dots z_a \dot{z}_a \theta \dot{\theta} \phi \dot{\phi} z_{\text{agg}} \dot{z}_{\text{agg}} \theta_{\text{agg}} \dot{\theta}_{\text{agg}} \phi_{\text{agg}} \dot{\phi}_{\text{agg}}]^T$ und die Stellgrößen $\mathbf{u} = [u_1 \dots u_4]$ definiert wurden.

Da die Modellbildung analog zur Herleitung aus Kapitel 2.3.1 erfolgt, wird im Folgenden hauptsächlich auf die nichtlinearen Fahrwerkskomponenten eingegangen.

³Als Aggregat wird bei Kraftfahrzeugen die Einheit aus Motor und Getriebe bezeichnet.

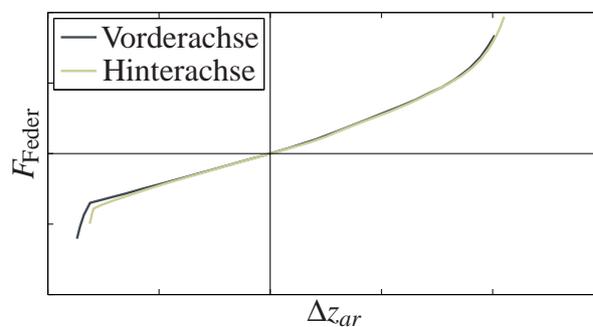


Abbildung 3.13: Federkennlinien der Vorder- und Hinterachse (ohne Skalierung).

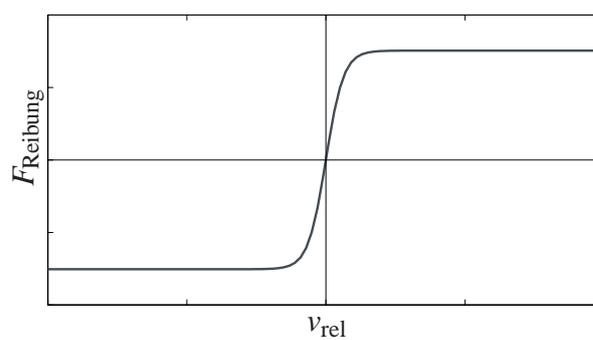


Abbildung 3.14: Kennlinie des Reibungsmodells (ohne Skalierung).

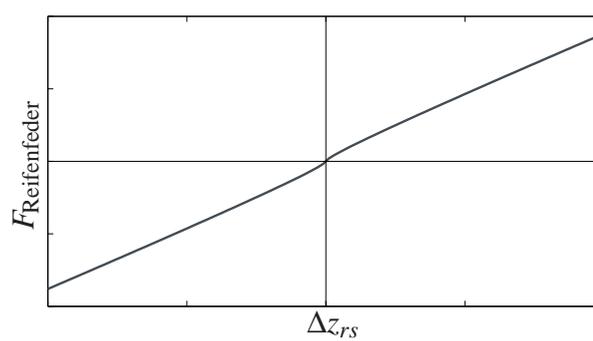


Abbildung 3.15: Kennlinie der Reifenfeder (ohne Skalierung).

Ein weiterer nichtlinearer Effekt in der Radaufhängung ist die Reibung, welche über eine Tangens Hyperbolicus Funktion

$$F_{\text{Reibung}} = F_{\text{reib,max}} \tanh(a_{\text{reib}} v_{\text{rel}}) \quad (3.11)$$

approximiert werden kann. Dabei sind $F_{\text{reib,max}}$ und a_{reib} Skalierungsfaktoren, mit denen die maximale Reibkraft und die Steigung im Nulldurchgang variiert werden können. In Abbildung 3.14 ist exemplarisch eine Kennlinie zu sehen, die mit diesem Reibungsmodell realisierbar ist.

Um die Reifenfeder zu modellieren, sei zunächst auf Abbildung 3.16 verwiesen, die drei Amplitudengänge der dynamischen Radlastschwankung zeigt. Um die Messdaten zu erhalten, wurde das Fahrzeug auf dem Hydropulsprüfstand mit einem sinusförmigen Profil angeregt, bei dem die Frequenz zeitlich zwischen 0,5 Hz und 20 Hz variiert und dessen Wegamplitude bei höheren Frequenzen abnimmt. Dies wurde erreicht, indem, statt der Wegamplitude, die Geschwindigkeitsamplitude konstant gehalten wurde. Bei näherer Betrachtung der Amplitudengänge ist erkennbar, dass die Eigenfrequenz des Rades f_{Rad} bei kleiner werdender Geschwindigkeitsamplitude größer wird. Da mit einer höheren Anregungsamplitude auch eine höhere Reifeneinfederung einhergeht, kann aufgrund des Zusammenhangs $f_{\text{Rad}} = \sqrt{\frac{k_r}{m_r}}$ darauf geschlossen werden, dass die Steifigkeit der Reifenfeder bei einer Erhöhung der Reifeneinfederung kleiner werden muss. Eine Möglichkeit diesen Effekt zu berücksichtigen besteht darin, zu einem linearen Anteil der Reifenfeder noch einen Wurzelterm zu addieren. Damit ergibt sich für die Federkraft des Reifens

$$F_{\text{Reifenfeder}} = k_{r,\text{lin}} \Delta z_{rs} + \text{sgn}(\Delta z_{rs}) k_{r,\text{nlin}} \sqrt{|\Delta z_{rs}|} \quad (3.12)$$

wobei $k_{r,\text{lin}}$ und $k_{r,\text{nlin}}$ Skalierungsfaktoren sind. Bereits ein sehr geringer nichtlinearer Anteil (Abbildung 3.15) führt zu einer hohen Übereinstimmung der gemessenen Amplitudengänge, wie Abbildung 3.16 verdeutlicht.

3.4.2 Identifikation der Modellparameter

Das beschriebene nichtlineare Vollfahrzeugmodell beinhaltet insgesamt 39 Parameter und acht Kennlinien. Unter den Annahmen, dass das Fahrzeug symmetrisch zur Längsachse ist, die geometrischen Größen bekannt sind und die Kennlinien von Federn und Dämpfern durch Bauteilmessungen bestimmt sind, verbleiben noch 24 Parameter. Da die gleichzeitige Identifikation dieser 24 Größen nicht möglich ist, wird ein iteratives Verfahren vorgeschlagen:

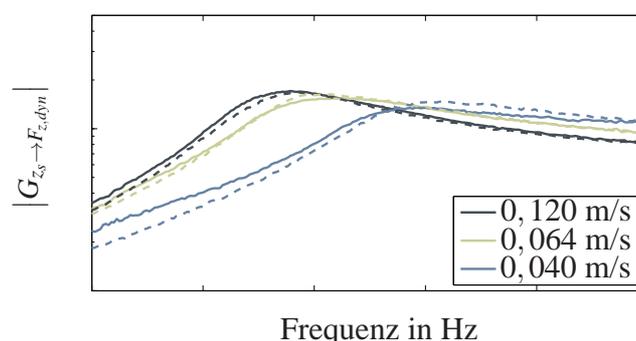


Abbildung 3.16: Amplitudengang der dynamischen Radlastschwankung — Messung (-) und Simulation (- -) für verschiedene Anregungsamplituden.

1. Zusammengehörige Parameter werden gruppiert (z.B. die Radparameter bestehen aus der Radmasse, den Reifenfederparametern und der Reifendämpfung).
2. Den Parametergruppen werden ein Haupteffekt und ein oder mehrere Messsignale zugeordnet (z.B. wird die Radeigenfrequenz maßgeblich durch die Radparameter beeinflusst und ist in der Radbeschleunigung deutlich sichtbar).
3. Es erfolgt eine Einzeloptimierung der Parametergruppen, bei gleichzeitigem Festhalten der anderen Parameter, so dass der zugehörige Haupteffekt bestmöglich abgebildet wird.
4. Die Einzeloptimierungen werden so lange iterativ wiederholt, bis eine ausreichende Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation erreicht ist.

Als Anregung dient ebenfalls ein sinusförmiges Signal, wie es zur Ermittlung der Amplitudengänge aus Abbildung 3.16 verwendet wurde, jedoch wird zusätzlich zwischen den Bewegungsformen Huben, Nicken, Wanken und Torsion, die in Kapitel 2 diskutiert wurden, unterschieden. Damit wird sichergestellt, dass das Fahrzeug beispielsweise zur Identifikation des Wankträgheitsmoments auch Wankbewegungen ausführt. Die einzelnen Parametergruppen PG , die betrachteten Signale und die Bewegungsformen der Anregung sind Tabelle 3.6 zu entnehmen. Zusätzlich wird der Signalbereich angegeben, in dem die Auswertung erfolgen sollte, wobei $f_{\{ \cdot \}}$ für die jeweilige Eigenfrequenz steht, die vorab aus dem gemessenen Übertragungsverhalten abgeschätzt werden muss.

Parameter /-gruppe	Signale	Bereich
Bewegungsform Huben		
$m_{r,v/h}, k_{r,v/h}, b_{r,v/h}$	$ G_{z_s \rightarrow \ddot{z}_{r,v/h}} $	$0,5 f_{\text{Rad}}$ bis $1,5 f_{\text{Rad}}$
$i_{d,v/h}$	$ G_{z_s \rightarrow \ddot{z}_a} , G_{z_s \rightarrow \ddot{\phi}} $	$0,5 f_{\text{hub}}$ bis $1,5 f_{\text{hub}}$
m_a	$ G_{z_s \rightarrow \ddot{z}_a} $	$0,5 f_{\text{hub}}$ bis $1,5 f_{\text{hub}}$
$i_{f,v/h}$	Δz_{ar}	$\ll f_{\text{hub}}$
$m_{\text{agg}}, k_{\text{agg},z}, b_{\text{agg},z}$	$ G_{z_s \rightarrow \ddot{z}_a} $	$0,5 f_{\text{agg,hub}}$ bis $1,5 f_{\text{agg,hub}}$
Bewegungsform Nicken		
$I_{a,y}$	$ G_{z_s \rightarrow \ddot{\phi}} $	$0,5 f_{a,\text{nick}}$ bis $1,5 f_{\text{nick}}$
$I_{\text{agg},y}, k_{\text{agg},y}, b_{\text{agg},y}$	$ G_{z_s \rightarrow \ddot{\phi}} $	$0,5 f_{\text{agg,nick}}$ bis $1,5 f_{\text{agg,nick}}$
Bewegungsform Torsion		
$k_{ab,v/h}$	Δz_{ar}	$\ll f_{\text{hub}}$
Bewegungsform Wanken		
$I_{a,x}$	$ G_{z_s \rightarrow \ddot{\theta}} $	$0,5 f_{a,\text{wank}}$ bis $1,5 f_{a,\text{wank}}$
$I_{\text{agg},x}, k_{\text{agg},x}, b_{\text{agg},y}$	$ G_{z_s \rightarrow \ddot{\theta}} $	$0,5 f_{\text{agg,wank}}$ bis $1,5 f_{\text{agg,wank}}$

Tabelle 3.6: Parametergruppen zur Parameteridentifikation.

Die jeweiligen Optimierungen erfolgen über die Minimierung der Kostenfunktion

$$J(PG) = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (O_{\text{Modell}}(t_j, PG) - O_{\text{Messung}}(t_j))^2, \quad (3.13)$$

die den quadratischen Fehler zwischen dem simulierten Modellausgang O_{Modell} und den gemessenen Größen O_{Messung} gewichtet. Die Optimierung erfolgt mittels der MATLAB-Funktion `lsqnonlin`.

3.4.3 Validierung des Fahrzeugmodells

Zur Validierung des Modells wurde das Fahrzeug mit einem realen Straßenprofil einer schlechten Landstraße angeregt, welches nicht für die Parameteroptimierung verwendet wurde. Abbildung 3.17 zeigt den Vergleich zwischen Messung und Simulation der Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_a , der Nickbeschleunigung $\ddot{\phi}$ und der Wankbeschleunigung $\ddot{\theta}$. Ebenfalls dargestellt sind die dynamische Radlastschwankung $F_{z,\text{dyn},VL}$ und der Federweg $\Delta z_{ar,VL}$, wobei aus Gründen

der Übersichtlichkeit lediglich die Größen vorne links gezeigt werden. Die Übereinstimmung in den Kurvenverläufen zeigt, dass das Modell das reale vertikaldynamische Verhalten des Fahrzeugs mit hoher Genauigkeit wiedergibt. Lediglich die Wankbeschleunigung $\ddot{\theta}$ zeigt stellenweise erhöhte Abweichungen, welche auf den Einfluss des Schwingfundaments des Prüfstands (siehe Abschnitt 3.2) zurückzuführen sind. Ein weiterer Grund für die Abweichungen ist die in der Modellierung vernachlässigte Verschiebung des Wankzentrums, die aufgrund der nichtlinearen Radkinematik bei einer Einfederung des Fahrzeugs entsteht [59].

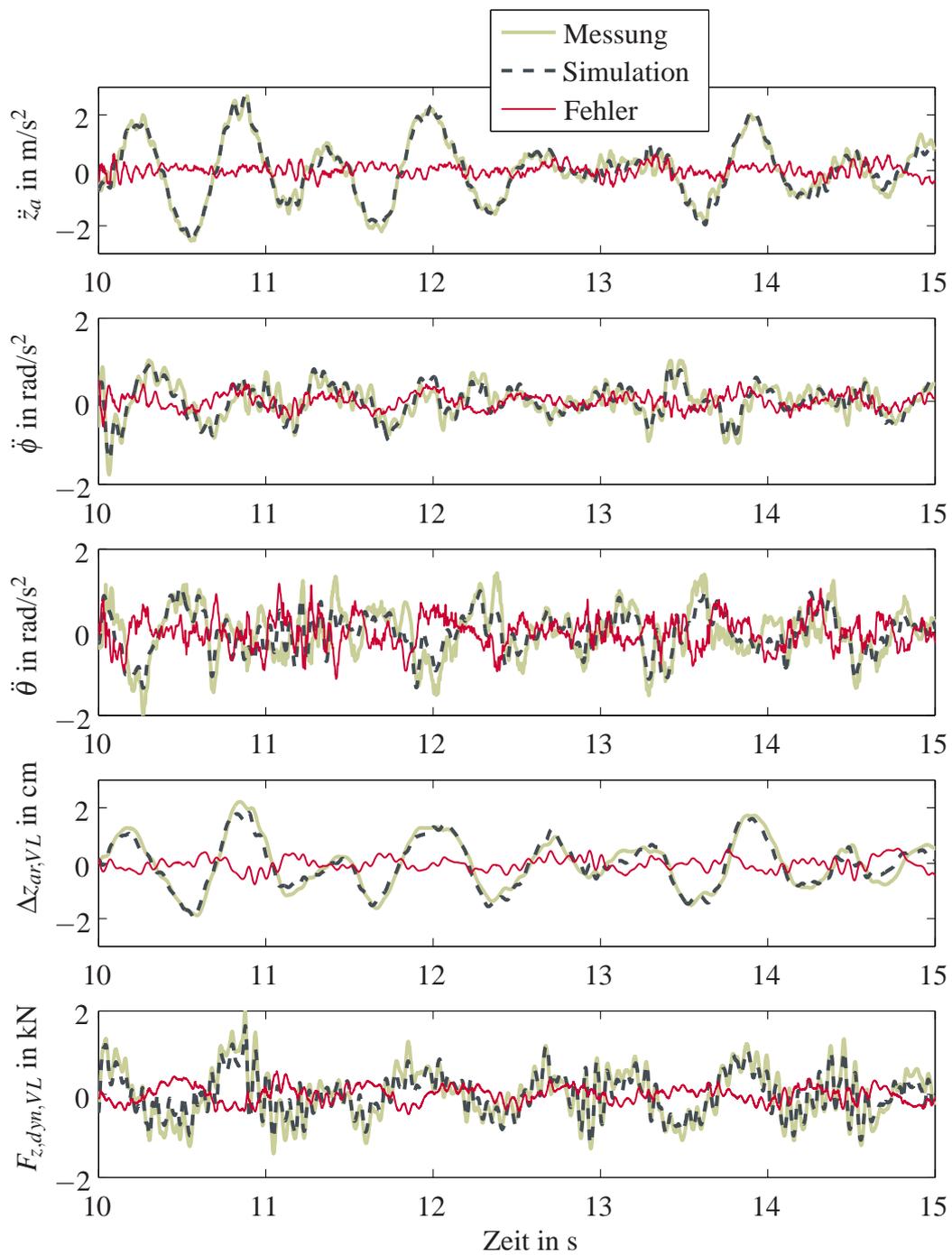


Abbildung 3.17: Modellvalidierung — Vergleich zwischen Messung und Simulation.

Kapitel 4

BEOBACHTERENTWURF

Zur linear quadratisch optimalen Regelung des vorliegenden Fahrzeugs mit semiaktiven Dämpfern muss der vollständige Zustandsvektor des in Abschnitt 2.3.1 vorgestellten Vollfahrzeugmodells zur Verfügung stehen. Eine direkte Messung der einzelnen Größen ist technisch nur schwer realisierbar und aufgrund der damit verbundenen hohen Kosten wirtschaftlich nicht sinnvoll. Einen Ausweg aus dieser Situation stellen Zustandsbeobachter dar, die es ermöglichen, die benötigten Zustandsgrößen, unter Zuhilfenahme der im Fahrzeug verbauten Sensorik, zu schätzen. Wird berücksichtigt, dass das Fahrzeug fortlaufend stochastischen Störungen ausgesetzt ist und die Sensorsignale durch Messrauschen verfälscht sind, bietet sich das Kalmanfilter als Zustandsschätzer an. Dieses minimiert den mittleren quadratischen Schätzfehler unter dem Einfluss von Sensor- und Prozessrauschen und stellt eine Schätzgröße $\hat{\mathbf{x}}$ bereit, die im Mittel mit dem realen Zustand \mathbf{x} übereinstimmt.

4.1 Stochastische Systembeschreibung

Wird das lineare Zustandsraummodell um die Störungen ε und \mathbf{v} ergänzt, ergibt sich

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \varepsilon \quad (4.1)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{v} \quad (4.2)$$

wobei ε als Prozessrauschen und \mathbf{v} als Messrauschen bezeichnet wird. Für beide Größen wird angenommen, dass es sich um weiße gaußsche Rauschprozesse handelt, die zusätzlich mittelwertfrei

$$\mathbf{E}\{\varepsilon(t)\} = 0, \quad \mathbf{E}\{\mathbf{v}(t)\} = 0 \quad (4.3)$$

sind [100]. Dies bedeutet, dass aufeinanderfolgende Werte unkorreliert und ε und \mathbf{v} nur mit sich selbst korreliert sind, was zu

$$\mathbf{E}\{\varepsilon(t)\varepsilon^T(\tau)\} = \mathbf{Q}_b\delta(t-\tau), \quad \mathbf{E}\{\mathbf{v}(t)\mathbf{v}^T(\tau)\} = \mathbf{R}_v\delta(t-\tau), \quad \mathbf{E}\{\varepsilon(t)\mathbf{v}^T(\tau)\} = \mathbf{0} \quad (4.4)$$

führt.

Da, wie in Kapitel 2 beschrieben, die Straßenanregung die Voraussetzung des weißen Rauschens verletzt, wird zunächst das Straßenmodell in die Bewegungsgleichungen des Vollfahrzeugmodells integriert. Werden die für das Straßenmodell hergeleiteten Tiefpassfilter 1. Ordnung auf weißes Rauschen angewendet, entsteht farbiges Rauschen, welches die Beschaffenheit von realen Straßen in guter Näherung beschreibt. Durch eine Erweiterung des Zustandsvektors um die Straßenhöhen \mathbf{z}_s kann somit ein neuer, dem gaußschen weißen Rauschen entsprechender Störeingang ξ definiert werden, wodurch die Anwendung des Kalmanfilters ermöglicht wird.

Dazu muss zunächst Gleichung (2.7) auf alle vier Räder erweitert werden

$$\dot{\mathbf{z}}_s = \underbrace{[-\beta v_{Fzg}, -\beta v_{Fzg}, -\beta v_{Fzg}, -\beta v_{Fzg}] \mathbf{I}_4}_{\mathbf{A}_s} \mathbf{z}_s + \underbrace{[v_{Fzg}, v_{Fzg}, v_{Fzg}, v_{Fzg}] \mathbf{I}_4}_{\mathbf{B}_s} \xi \quad (4.5)$$

womit sich anschließend, basierend auf den linearen Vollfahrzeugmodell (2.30), die erweiterte Zustandsraumdarstellung

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \dot{\mathbf{z}}_s \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{x}}_{erw}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B}_w \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_s \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}_{erw}} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{z}_s \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_{erw}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{B}_u \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_{u,erw}} \mathbf{u} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_s \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_{\xi,erw}} \xi \quad (4.6)$$

$$\mathbf{y} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{C}_y & \mathbf{D}_{yw} \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}_{y,erw}} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{z}_s \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_{erw}} + \underbrace{\mathbf{D}_{yu}}_{\mathbf{D}_{yu,erw}} \mathbf{u} + \mathbf{v} \quad (4.7)$$

mit $\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B}_{\xi,erw} \xi$ und $\mathbf{E}[\xi(t)\xi^T(\tau)] = \mathbf{Q}_\xi \delta(t - \tau)$ bestimmen lässt.

4.2 Das stationäre Kalman-Bucy-Filter

Ein stationäres Kalman-Bucy-Filter basiert auf einer Luenberger-Struktur

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}_{erw} = (\mathbf{A}_{erw} - \mathbf{L}\mathbf{C}_{y,erw}) \hat{\mathbf{x}}_{erw} + (\mathbf{B}_{u,erw} - \mathbf{L}\mathbf{D}_{yu,erw}) \mathbf{u} + \mathbf{L}\mathbf{y} \quad (4.8)$$

mit \mathbf{A}_{erw} , $\mathbf{B}_{u,erw}$, $\mathbf{C}_{y,erw}$ und $\mathbf{D}_{yu,erw}$ nach (4.6) und (4.7). Wird die konstante Rückführmatrix \mathbf{L} so gewählt, dass der mittlere quadratische Schätzfehler unter dem Einfluss der stochastischen Rauschprozesse minimiert wird, was zu

$$\mathbf{L} = \mathbf{P}_b \mathbf{C}_{y,erw}^T \mathbf{R}_b^{-1} \quad (4.9)$$

führt, spricht man von einem Kalmanfilter. Wird die Kovarianzmatrix des Schätzfehlers \mathbf{P}_b ebenfalls als konstant angenommen, geht sie aus der Lösung der Riccatigleichung ([93])

$$\mathbf{A}_{erw}\mathbf{P}_b + \mathbf{P}_b\mathbf{A}_{erw}^T - \mathbf{P}_b\mathbf{C}_{y,erw}^T\mathbf{R}_b^{-1}\mathbf{C}_{y,erw}\mathbf{P}_b + \mathbf{Q}_b = \mathbf{0} \quad (4.10)$$

hervor, mit $\mathbf{P}_b = \mathbf{P}_b^T > 0$ und

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_b &= \mathbf{B}_{\xi,erw}\mathbf{Q}_{\xi}\mathbf{B}_{\xi,erw}^T, \\ \mathbf{R}_b &= \mathbf{R}_v. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Über die Wichtungsmatrizen $\mathbf{Q}_{\xi} \in \mathbb{R}^{(4 \times 4)}$ und $\mathbf{R}_v \in \mathbb{R}^{(7 \times 7)}$ kann die Schätzgüte des Beobachters beeinflusst werden.

Bei semiaktiven Radaufhängungen hat die Nichtlinearität des Dämpfers einen großen Einfluss, da die Dämpfkräfte zusätzlich zum nichtlinearen Verlauf der Kennlinien auch über den Ventilstrom beeinflusst werden können (siehe Kapitel 2). Über ein lineares Kalmanfilter kann diese Nichtlinearität nicht direkt im Beobachter berücksichtigt werden. Nichtlineare Beobachterstrukturen erhöhen die Anzahl der notwendigen Rechenoperationen durch beispielsweise eine Arbeitspunktnearisierung beim erweiterten Kalmanfilter. Einen Ausweg aus dieser Situation stellt die in [113] und [88] vorgestellte Beobachterstruktur nach Abbildung 4.1 dar. Die Kraft, die der Dämpfer auf das System ausübt, wird extern berechnet und über den Eingang \mathbf{u} in die Systemgleichungen eingekoppelt. Dieses Verfahren wird im Folgenden als *nichtlineare Kraftaufschaltung* bezeichnet.

Neben der nichtlinearen Kraftaufschaltung der statischen Kennlinien ist es ebenso denkbar, das in Kapitel 3 vorgestellte nichtlineare Dämpfermodell für die Berechnung der Dämpfkräfte heranzuziehen. Allerdings erhöht sich dadurch die Komplexität und somit die benötigte Rechenzeit auf dem Steuergerät. Daher gilt es zunächst abzuwägen, inwiefern eine Berücksichtigung der Dämpfkräfte die Schätzgüte des Beobachters erhöht und in welchem Detaillierungsgrad die Kraftaufschaltung erfolgen sollte. Abbildung 4.2 zeigt die Ergebnisse dreier Simulationen des nichtlinearen Vollfahrzeugmodells mit dem Dämpferhysteresemodell in der die Dämpfung durch den Beobachter linear, nichtlinear mittels den quasi-statischen Kennlinien oder nichtlinear über das Dämpferhysteresemodell berücksichtigt wurde. Im Falle der nichtlinearen Kraftaufschaltung wurde die passive Dämpfung beim Entwurf des Beobachters zu Null gesetzt. Es ist ersichtlich, dass die Berücksichtigung der Dämpfkräfte im Beobachter die Güte der Zustandsschätzung in jedem Fall verbessert. Der Unterschied zwischen dem dynamischen Dämpfermodell und den statischen Kennlinien ist allerdings nur sehr gering. Dies

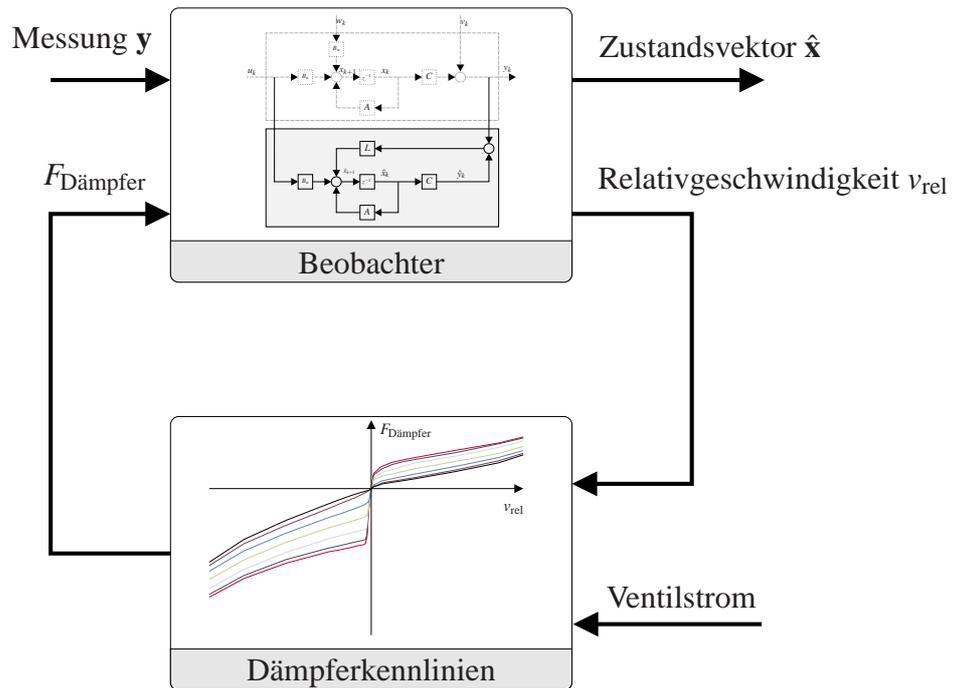


Abbildung 4.1: Struktur des Beobachters.

kann darauf zurückgeführt werden, dass bereits die Berücksichtigung der statischen Kennlinien die Modellunsicherheiten im linearen Beobachtermodell soweit verringert, dass die verbleibenden Unsicherheiten durch den Beobachter kompensiert werden können. Den günstigsten Kompromiss aus Schätzgüte und Rechenaufwand stellt demzufolge die nichtlineare Kraftaufschaltung mit den statischen Kennlinien dar.

4.3 Auswahl der Sensorkonfiguration

Insbesondere beim Vollfahrzeugmodell stellt sich aufgrund mehrerer Möglichkeiten zunächst die Frage, welche Sensorkonfiguration zur Rekonstruktion des Zustandsvektors am besten geeignet ist. Fröhlich [48] untersucht diesen Aspekt in seiner Arbeit ebenfalls und verwendet zur Quantifizierung der Beobachtbarkeit die Gütemaße nach [58] und [97], welche auf der Auswertung der Eigenwerte der Grammschen Beobachtbarkeitsmatrix basieren. Nachteilig ist dabei jedoch, dass bei diesem Ansatz keine Information über die Rauscheigenschaften der

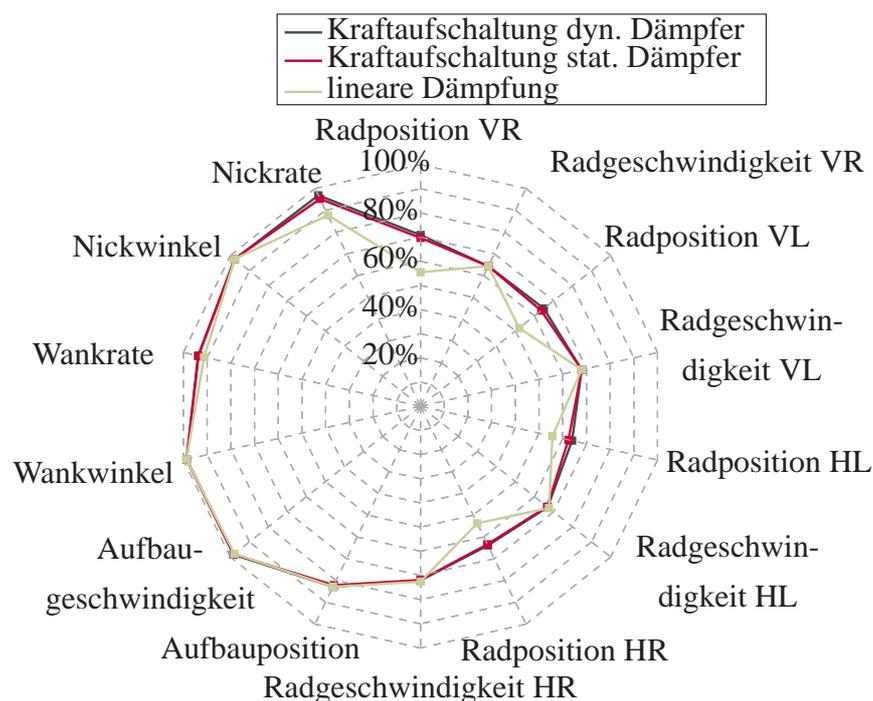


Abbildung 4.2: Einfluss der nichtlinearen Kraftaufschaltung auf die Schätzgüte.

Sensoren oder über das zu erwartende Prozessrauschen durch die Straße einfließen. So ist es beispielsweise denkbar, dass Beschleunigungssensoren am Rad zwar theoretisch eine bessere Schätzgüte des Zustands erzielen könnten, aber aufgrund der schlechteren Rauschverhältnisse dennoch in der Praxis schlechtere Ergebnisse liefern als rauschärmere Messungen der Aufbaubeschleunigung und der Nick- bzw. Wankrate.

Im Folgenden werden verschiedene Sensorkonfigurationen miteinander verglichen, um daraus mögliche Maßnahmen zur Verbesserung der Schätzgüte für die bestehende Sensorkonfiguration des Versuchsfahrzeugs abzuleiten (siehe auch [42]).

4.3.1 Maß zur Bewertung der Schätzgüte

Um das Sensorrauschen bei der Bewertung der Schätzgüte des Beobachters zu berücksichtigen, kann die Kovarianzmatrix des Schätzfehlers \mathbf{P}_b ausgewertet werden, wie es beispielsweise

se in [20], [112] oder [12] vorgeschlagen wird.

In \mathbf{P}_b gehen neben der Systemmatrix \mathbf{A} und den Ausgangsmatrizen $\mathbf{C}_{y,erw}$ und $\mathbf{D}_{yw,erw}$ zusätzlich die Kovarianzmatrizen des Prozessrauschens \mathbf{Q}_ξ und des Messrauschens \mathbf{R}_v ein. Die Diagonalelemente von \mathbf{P}_b stellen per Definition (z.B. [8]) den mittleren quadratischen Schätzfehler der einzelnen Zustände dar

$$\text{diag}(\mathbf{P}_b) = \text{diag}(\mathbf{E}\{[\mathbf{x}_{erw}(t) - \hat{\mathbf{x}}_{erw}(t)][\mathbf{x}_{erw}(t) - \hat{\mathbf{x}}_{erw}(t)]^T\}) = [E\{e_1^2(t)\}, \dots, E\{e_n^2(t)\}] \quad (4.12)$$

mit $e_i(t) = x_{erw,i}(t) - \hat{x}_{erw,i}(t)$. Je geringer diese Werte sind, desto weniger streut der geschätzte Zustand um den wahren Wert und desto höher ist somit die Schätzungsgüte des jeweiligen Zustands.

Da der mittlere quadratische Schätzfehler allerdings von der Amplitude bzw. der Einheit des Signals abhängt, muss dieser auf die zu erwartenden Amplituden bezogen werden, um einen Wert für die relative Schätzungsgüte zu erhalten. Eine Möglichkeit diese Normierung durchzuführen besteht darin, die Kovarianz der einzelnen Zustände als Bezugsgröße heranzuziehen, die sich ergibt, wenn das System durch weißes Rauschen mit der Varianz \mathbf{Q}_ξ angeregt wird. Wird das um das Straßenmodell erweiterte Vollfahrzeugmodell (4.6) für diese Berechnung verwendet, ist die Annahme des weißen Rauschens gültig (siehe Abschnitt 4.1) und die Kovarianzmatrix zur Normierung \mathbf{P}_{norm} kann über die Lösung einer Lyapunov-Gleichung

$$\mathbf{A}_{erw}\mathbf{P}_{norm} + \mathbf{P}_{norm}\mathbf{A}_{erw}^T + \mathbf{B}_{\xi,erw}\mathbf{Q}_\xi\mathbf{B}_{\xi,erw}^T = \mathbf{0} \quad (4.13)$$

berechnet werden [23]. Da die Straßenanregung mittelwertfrei und das System linear ist, stellen die Diagonalelemente von \mathbf{P}_{norm}

$$\text{diag}(\mathbf{P}_{norm}) = \text{diag}(\mathbf{E}\{\mathbf{x}_{erw}(t)\mathbf{x}_{erw}(t)^T\}) = [E\{x_{erw,1}^2(t)\}, \dots, E\{x_{erw,n}^2(t)\}] \quad (4.14)$$

die mittleren Quadrate der einzelnen Zustände dar.

Damit kann eine Größe für die relative Schätzungsgüte Γ_i des Zustands i angegeben werden

$$\Gamma_i = 1 - \frac{\|e_i\|_{\text{rms}}}{\|x_{erw,i}\|_{\text{rms}}} = 1 - \sqrt{\frac{\mathbf{P}_{b,ii}}{\mathbf{P}_{norm,ii}}} \quad (4.15)$$

wobei \mathbf{P}_b nach Gleichung (4.10) und \mathbf{P}_{norm} nach Gleichung (4.13) berechnet wird.

4.3.2 Sensorkonfiguration für das Vollfahrzeugmodell

Mit Hilfe dieses Maßes ist es möglich, verschiedene Sensorkonfigurationen, unter Berücksichtigung des Rauschverhaltens der im Fahrzeug verbauten Sensorik, zu bewerten. In Kapitel 3 wurde bereits beschrieben, dass im Versuchsfahrzeug die vier Federwege, die Aufbaubeschleunigung sowie die Nick- und Wankrate als Sensorsignale zur Verfügung stehen. Alle Signale können direkt zur Zustandsschätzung herangezogen werden, nur die Federwege sind im Allgemeinen durch eine quasi-stationäre Abweichung behaftet. Da diese nicht konstant ist, sondern sich während der Fahrt z.B. durch Beladungsänderung, Kurvenfahrt oder Fahrbahneigungen ändern kann, muss die Abweichung kontinuierlich geschätzt und korrigiert werden [48]. Eine Möglichkeit diesem zu entgehen besteht darin, die Federwege abzuleiten und dem Beobachter statt den Federwegen die Federgeschwindigkeiten zur Verfügung zu stellen. Nachteilig ist dabei, dass das Signalrauschen durch die Differentiation verstärkt wird und dass durch die zusätzliche Rechenoperation mit einem leichten Zeitverzug des Signals zu rechnen ist. Da die digitalen Inkrementalgeber, welche die Federwege messen, nur sehr wenig rauschen und die Ableitungsberechnung auf dem Steuergerät mit einer Abtastzeit von 1 ms erfolgen kann, werden die Federgeschwindigkeiten als mögliche Messsignale in die Analyse der Sensorkonfigurationen mit aufgenommen. Die Rauschparameter wurden dabei direkt auf dem Steuergerät ermittelt, indem das Signal nach der Ableitungsberechnung im Fahrzeugstillstand analysiert wurde. Zusätzlich soll im Folgenden untersucht werden, inwiefern die Schätzgüte durch die Messung der Radbeschleunigungen beeinflusst werden kann. Da im Versuchsfahrzeug keine Radbeschleunigungssensoren zur Verfügung stehen, wurden die Rauschwerte der Sensoren anhand der Prüfstandssensorik extrapoliert. Daraus geht hervor, dass aufgrund des größeren Messbereichs der Radbeschleunigungssensoren das Rauschen das ca. 3,5-fache der Aufbaubeschleunigungssensoren beträgt. Die Rauschwerte der restlichen im Fahrzeug verbauten Sensoren wurden bereits in Tabelle 3.1 aus Kapitel 3 angegeben und werden zur besseren Übersichtlichkeit zusammen mit den anderen Rauschwerten nochmals in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Für die Bewertung der Schätzgüte wurden die Sensorkonfigurationen

- nur Federwege/-geschwindigkeiten (Fz/Fv),
- Federwege/-geschwindigkeiten und Radbeschleunigungen (FzRa/FvRa),

Sensor	Effektivwert des Rauschens
Federweg	$3,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}$
Vertikalbeschleunigung	$5,6 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$
Nickdrehrate	$2,8 \cdot 10^{-3} \text{ rad/s}$
Wankdrehrate	$3,0 \cdot 10^{-3} \text{ rad/s}$
Federgeschwindigkeit	$3,8 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$
Radbeschleunigung	$3,5 \cdot 5,6 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$

Tabelle 4.1: Sensorrauschen zur Bewertung der Sensorkonfigurationen.

- Federwege/-geschwindigkeiten, Aufbaubeschleunigung, Nick- und Wankrate (FzAavv/FvAavv) und
- Federwege/-geschwindigkeiten, Aufbaubeschleunigung, Nick- und Wankrate und Radbeschleunigungen (FzAavvRa/FvAavvRa)

gewählt. Die Ergebnisse dieses simulatorischen Vergleichs sind in Tabelle 4.2 aufgelistet, wobei die Auswertung getrennt zwischen den Zuständen der Räder ($[x_1, \dots, x_8]$) und denen des Aufbaus ($[x_9, \dots, x_{14}]$) erfolgt. Die Schätzung des Straßenprofils wird nicht bewertet, da diese Zustände ($[x_{15}, \dots, x_{18}]$) für die Regelung nicht relevant sind.

Sensorkonfiguration	$\Gamma_{\text{Räder}}$	Γ_{Aufbau}	Γ_{Gesamt}
Fz	83,2 %	88,6 %	85,5 %
Fv	62,1 %	76,1 %	68,1 %
FzRa	94,3 %	92,6 %	93,6 %
FvRa	91,9 %	89,1 %	90,7 %
FzAavv	88,3 %	94,1 %	90,8 %
FvAavv	94,4 %	93,9 %	94,2 %
FzAavvRa	96,6 %	95,8 %	96,3 %
FvAavvRa	96,4 %	95,7 %	96,1 %

Tabelle 4.2: Bewertung der Sensorkonfigurationen nach Gleichung (4.15).

Das Ergebnis dieses Vergleichs zeigt, dass die alleinige Verwendung der Federwegensensoren das schlechteste Schätzergebnis liefert, während die Berücksichtigung aller Sensoren zur höchsten Schätzgüte führt. Obwohl die Konfiguration FzAavvRa die höchste Leistungsfähigkeit erzielt, ist die Messung von Rad- und Aufbausignalen aufgrund der hohen Kosten wirtschaftlich gesehen nicht sinnvoll. Die Federwege sollten dennoch durch weitere Sensoren gestützt werden, weil dadurch die Schätzgüte deutlich erhöht werden kann. Während die Zunahme der Radbeschleunigungssensoren die Schätzung der Radzustände verbessert, führt zusätzliche Sensorik am Aufbau zu einer Verbesserung der Zustandsschätzung des Aufbaus. Die Messung der Federgeschwindigkeiten führt bei fast allen Konfigurationen zu einer Verschlechterung der Schätzgüte. Lediglich bei der Konfiguration FvAavv ist eine deutliche Verbesserung in der Zustandsschätzung der Räder bei nahezu gleich bleibender Schätzqualität des Aufbaus erkennbar. Der Unterschied zwischen FzAavv und FvAavv ist nochmals in Abbildung 4.4 (links) dargestellt. Es wird deutlich, dass insbesondere die Radgeschwindigkeiten (Zustände 2,4,6,8) von einer Messung der Federgeschwindigkeiten profitieren. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass bei der Messung der Nick- und Wankrate eine präzise Beobachtung der Aufbaugeschwindigkeiten über den Rädern möglich ist und, zusammen mit der Federgeschwindigkeit, direkt auf die absoluten Radgeschwindigkeiten geschlossen werden kann. Den detaillierten Vergleich der jeweils günstigsten Konfiguration aus Federweg oder -geschwindigkeit zeigt Abbildung 4.3 für alle Zustände.

Um den leichten Zeitverzug, der durch die Ableitung des Federwegsignals entsteht, zu berücksichtigen, wurden die Konfigurationen FzAavv und FvAavv mit dem linearen Vollfahrzeugmodell bei einer Anregung mit einem gemessenen Straßenprofil simuliert. Dabei wurden die Federgeschwindigkeiten einmal direkt aus dem Simulationsmodell gemessen (FvAvv) und einmal nachträglich die Federwege unter Berücksichtigung eines Zeitverzugs von einem Zeitschritt differenziert (FzAavv). Das Ergebnis, dargestellt in Abbildung 4.4, zeigt, dass auch hier eine Verbesserung der Schätzqualität der Radgeschwindigkeiten erkennbar ist. Durch die nachgelagerte Ableitung der Federwege geht die Verbesserung wieder leicht zurück, jedoch bleibt auch in der Simulation ein Vorteil gegenüber der Konfiguration FzAavv.

Mit der real verbauten Sensorik des Fahrzeugs sind die Konfigurationen FzAavv und FzAavv realisierbar, wobei die Schätzgüte durch das vorgelagerte Ableiten der Federwege bei der Konfiguration FzAavv höher ist. Außerdem garantiert die Ableitung der Federwege stets mittelfreie Signale, bei denen keine aufwändige Korrektur der Sensoroffsets mehr notwendig

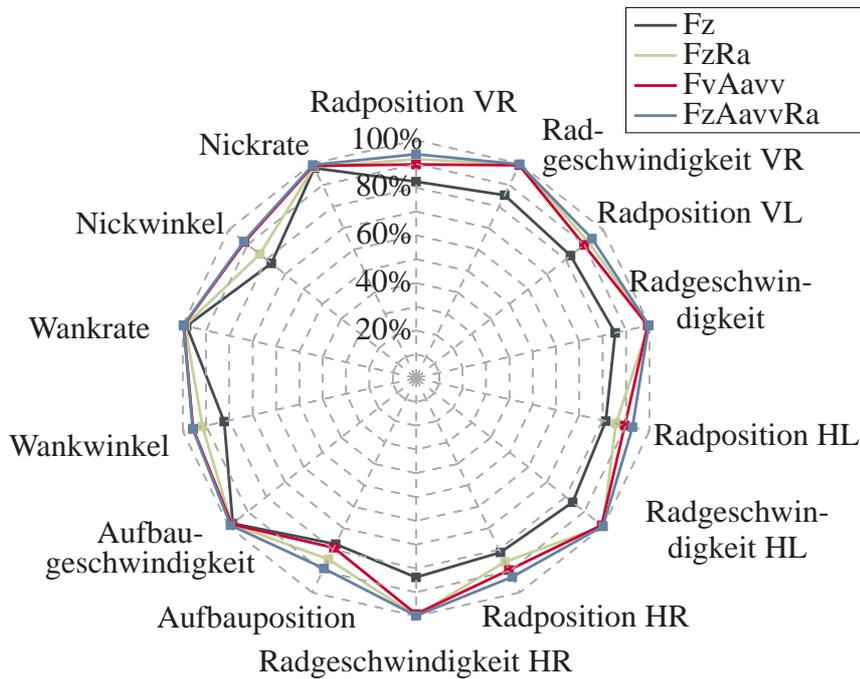


Abbildung 4.3: Schätzgüte der einzelnen Zustände für verschiedene Sensorkonfigurationen.

ist. Für die Implementierung des Beobachters werden deswegen die Messsignale Federgeschwindigkeiten, Aufbaubeschleunigung sowie Nick- und Wankrate verwendet.

4.4 Kompensation niederfrequenter Störungen

Bereits Venhovens stellt in [161] fest, dass ein in der Simulation gut funktionierender Beobachter auf realen Straßen durch niederfrequente Störungen, die durch geneigte Straßenoberflächen, Überfahrten von Hügeln oder bei stationären Kurvenfahrten entstehen, negativ beeinflusst wird. In allen drei Fällen werden durch die Sensoren und insbesondere durch den Aufbaubeschleunigungssensor quasi-stationäre Störanteile mitgemessen, die die Zustandsschätzung verfälschen. Besonders das Überfahren von Hügeln ist eine häufig auftretende Störung, da nahezu jede reale Straße leichte Steigungen aufweist. Abbildung 4.5 zeigt beispielsweise ein real vermessenes Höhenprofil einer augenscheinlich ebenen Straße. Darin ist im Wesentlichen nur das Steigungsprofil der Straße erkennbar und die um die Fahrbahnsteigung korrigierten Nutzdaten gehen weitestgehend in der Skalierung unter. Die Messung erfolgte in diesem

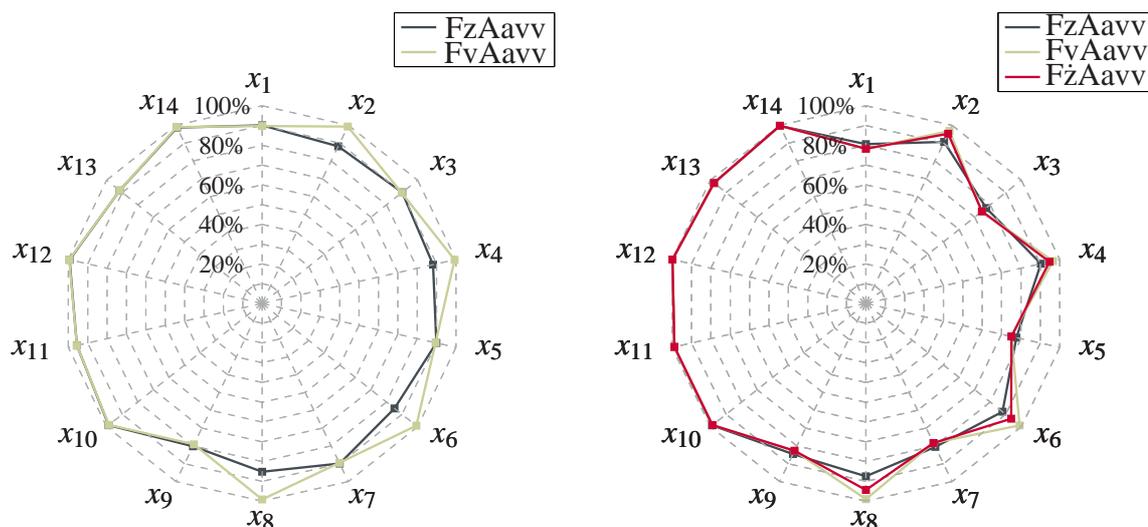


Abbildung 4.4: Theoretische (li.) und simulierte (re.) Schätzgüte des Beobachters — Vergleich zwischen Federwegen und Federgeschwindigkeiten.

Fall nach der in [49] beschriebenen Methode, bei der auf einer Messplattform montierte Laserabstandssensoren die Fahrbahnoberfläche auf 2 mm genau abtasten. Die Eigenbewegung der Messplattform wird durch Inertialsensorik und differentiell GPS erfasst, wobei der maximale Höhendrift bei 500 m Fahrstrecke 10 cm beträgt.

Die Auslegung eines Kalmanfilters erfolgt über eine Anpassung der Diagonalelemente der Wichtungsmatrizen \mathbf{Q}_ξ und \mathbf{R}_v entweder durch ein iteratives Verfahren (z.B. [47, 161]) oder über eine Optimierung (z.B. [88]). Die Referenzdaten werden im Falle einer Optimierung durch ein detailliertes Simulationsmodell generiert, das durch ein mittelwertfreies Straßenprofil angeregt wird.

Um den Einfluss der niederfrequenten Störungen auf die Zustandsschätzung zu veranschaulichen, wurde das in den vorangegangenen Abschnitten vorgestellte Kalmanfilter über ein numerisches Optimierungsverfahren anhand von simulierten Referenzdaten ausgelegt. Als Basis diente dazu das nichtlineare Vollfahrzeugmodell und ein gemessenes mittelwertfreies Straßenprofil. Das Kalmanfilter wurde anschließend im Versuchsfahrzeug implementiert und die Schätzwerte auf realen Straßen gemessen. Die sich beim Überfahren einer Straße mit 18 % Steigung ergebende absolute Aufbaugeschwindigkeit ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Die

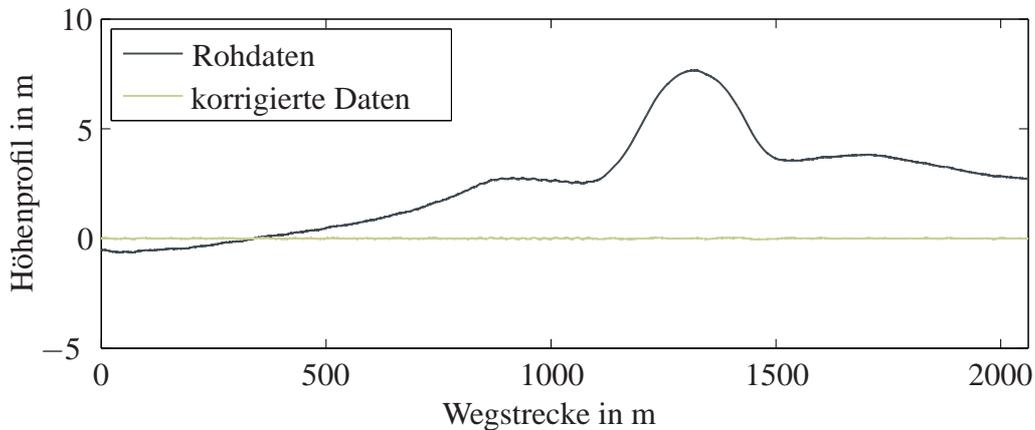


Abbildung 4.5: Gemessenes Höhenprofil einer Straße.

Referenzgeschwindigkeit wurde dabei durch die Integration der Aufbaubeschleunigung und durch die phasenfreie Hochpassfilterung über die MATLAB-Funktion `filtfilt` erzeugt, so dass keine niederfrequenten Störungen mehr enthalten sind. In Abbildung 4.6 ist deutlich erkennbar, dass die Schätzung des Kalmanfilters stark durch die Störungen beeinflusst wird, wenn diese bei der Auslegung nicht berücksichtigt werden (Signal *keine Anpassung*). Soll die Zustandsschätzung auch unter dem Einfluss der niederfrequenten Störungen zuverlässig gelingen, müssen diese durch geeignete Maßnahmen eliminiert werden.

4.4.1 Lösungsansätze

Sollen die Ein- oder Ausgangssignale des Beobachters um die niederfrequenten Störanteile bereinigt werden, ist zunächst der Einsatz eines Hochpassfilters denkbar. Um die Störungen in allen Situationen zuverlässig zu kompensieren, muss die Eckfrequenz des Filters zwischen 0,5 Hz und 0,8 Hz liegen [161]. Selbst bei einem Filter 1. Ordnung ist die Phase der Signale im Aufbaueigenfrequenzbereich zwischen 1 Hz und 2 Hz allerdings noch so hoch, dass eine Regelung in diesem Frequenzbereich nicht mehr möglich ist. Da die Dämpfung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz für die semiaktive Fahrwerksregelung von entscheidender Bedeutung ist, ist eine Realisierung dieses Ansatzes nicht sinnvoll.

Der in [48] verfolgte Ansatz, die Referenzdaten zur Bestimmung der Wichtungsmatrizen \mathbf{Q}_ξ und \mathbf{R}_v direkt anhand von Messsignalen zu generieren, welche bei realen Messfahrten auf-

genommen wurden, führt bereits zu einer erheblichen Verbesserung der Schätzgüte. Dazu werden die Messsignale offline über Vorwärts-Rückwärts-Filterung phasenfrei durch einen Hochpass gefiltert und über geometrische Zusammenhänge und Integration auf die Referenzgrößen umgerechnet. Dies bewirkt eine direkte Berücksichtigung der Störung bereits in der Auslegung des Beobachters. Zudem hat diese Maßnahme keinen Einfluss auf die benötigte Rechenzeit im Steuergerät, weil die Bestimmung der Wichtungsmatrizen offline erfolgt. Die Verbesserung der Schätzung durch die angepasste Optimierung ist in Abbildung 4.6 für ein weiteres Höhenprofil dargestellt, dass bei der Optimierung nicht berücksichtigt wurde. Es ist erkennbar, dass große Teile der niederfrequenten Störungen in der Schätzung nicht mehr vorhanden sind.

Venhovens schlägt in [161] vor, das Messrauschen v in der Ausgangsgleichung (4.7) nicht als weißen Rauschprozess zu modellieren, sondern stattdessen das Modell

$$\dot{v} = \iota \quad (4.16)$$

zu verwenden, wobei ι weißes Rauschen darstellt. Die Störung wird als integriertes weißes Rauschen modelliert, wodurch berücksichtigt wird, dass die Amplituden der Störung bei kleinen Frequenzen höher sind. Um dieses Modell im Beobachter mit einzubeziehen, muss das Fahrzeugmodell und das Sensormodell zu einem Gesamtmodell

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_{erw} \\ \dot{v} \end{bmatrix}}_{\dot{\tilde{\mathbf{x}}}_{erw}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{A}_{erw} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{A}}_{erw}} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{erw} \\ v \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{x}}_{erw}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{B}_{u,erw} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{B}}_{u,erw}} \mathbf{u} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{B}_{w,erw} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{B}}_{w,erw}} \mathbf{w} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{I}_7 \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{B}}_{\iota}} \iota \quad (4.17)$$

$$\mathbf{y} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{C}_{y,erw} & \mathbf{I}_7 \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{C}}_{y,erw}} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{erw} \\ v \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{x}}_{erw}} + \underbrace{\mathbf{D}_{yu,erw}}_{\tilde{\mathbf{D}}_{yu,erw}} \mathbf{u} \quad (4.18)$$

kombiniert werden. Durch die integrierende Wirkung des Kalmanfilters wird der stationäre Schätzfehler zu Null, selbst wenn die Aufbaubeschleunigung mit einem Offset behaftet ist [161]. Auch bei diesem Ansatz kann die Optimierung der Wichtungsmatrizen, wie oben beschrieben, angepasst werden, so dass sich der in Abbildung 4.6 gezeigte Verlauf für die absolute Aufbaugeschwindigkeit nach Venhovens ergibt. Während in [161] gezeigt wird, dass der Drift in der Schätzung bei einem simulierten doppelten Fahrspurwechsel durch das Sensormodell (4.16) eliminiert werden kann, bewirkt der Ansatz für das vorliegende Manöver lediglich eine leichte Verbesserung verglichen mit der angepassten Optimierung. Zudem ist erkennbar, dass nach wie vor hohe Schätzfehler auftreten.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die absolute Fahrbahnhöhe durch den Beobachter zu schätzen und in den anderen Zuständen zu korrigieren. Eine Schätzung der absoluten Fahrbahnhöhe müsste allerdings mit hoher Genauigkeit erfolgen, da die für die Vertikaldynamik relevanten Amplituden der Straßenunebenheiten in einem Bereich zwischen ca. 1 mm bis 50 mm liegen. Wird beispielsweise vorausgesetzt, dass die Straßenunebenheiten mit einer Genauigkeit von lediglich 30 % geschätzt werden sollen, müsste die Schätzungsgüte des in Abbildung 4.5 dargestellten absoluten Höhenprofils 99,5 % betragen, was selbst mit der oben beschriebenen Sensorik zur Erfassung der Fahrbahnoberfläche nur schwer realisierbar ist.

Über die Generalisierung des Filterproblems zur Zustandsbeobachtung, welche zu H_2 - oder H_∞ -Filtern führt (z.B. [36]), werden neue Freiheitsgrade geschaffen, die für die Lösung des Problems genutzt werden können. So lässt sich, analog zu beispielsweise H_∞ -Reglern, eine frequenzabhängige Gewichtung der Schätzsignale vorsehen, um die Schätzung auf den relevanten Frequenzbereich zu beschränken. Die Lösung des verallgemeinerten Filterproblems setzt allerdings die Lösung linearer Matrix-Ungleichungen (engl. *linear matrix inequality* bzw. LMI) voraus, welche für große Systeme, wie das Vollfahrzeugmodell, noch nicht zuverlässig und numerisch stabil gelöst werden können [158].

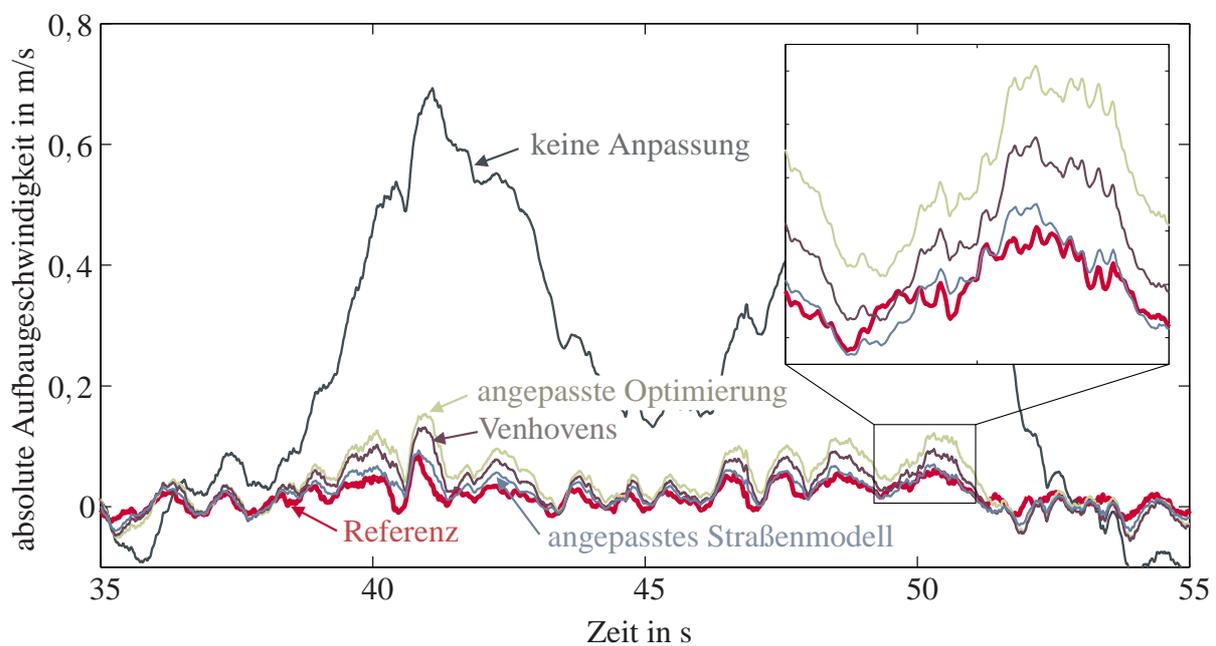


Abbildung 4.6: Absolute Aufbaugeschwindigkeit auf einer Straße mit 18 % Steigung.

4.4.2 Erweiterung des Straßenmodells

Im Folgenden wird ein Lösungsansatz vorgestellt, der die Komplexität des Beobachters, im Gegensatz zu beispielsweise H_2 - oder H_∞ -Filtern, nicht wesentlich erhöht und trotzdem zu einer weiteren Verbesserung der Schätzgüte führt. Die zentrale Idee beruht darauf, das in Kapitel 2 vorgestellte Straßenmodell um ein Hochpassfilter zu erweitern. Dadurch werden lediglich hochfrequente Anregungen durch das Straßenmodell angenommen, was die Mittelwertfreiheit der Schätzung bei niederfrequenten Störungen erhöht. Dieser Schritt steigert abhängig von der Ordnung des Hochpassfilters auch die Ordnung des Kalmanfilters und führt zu einem Anstieg der notwendigen Rechenoperationen auf dem Steuergerät. Dementsprechend wird die Ordnung des Hochpassfilters auf 1 gesetzt, wodurch, zusammen mit dem bereits vorgestellten Straßenmodell 1. Ordnung, die Ordnung des Beobachters auf 22 ansteigt.

Die Eckfrequenz des für die Erweiterung des Straßenmodells eingesetzten Hochpassfilters f_{hp} wird auf die bereits erwähnten 0,8 Hz gesetzt, womit eine zuverlässige Filterung der Fahrbahnsteigung ermöglicht wird. Das Hochpassfilter 1. Ordnung

$$G_{hp} = \frac{T_{hp}s}{T_{hp}s + 1} \quad (4.19)$$

mit $T_{hp} = \frac{1}{2\pi f_{hp}}$ wird mit dem Tiefpassfilter des Straßenmodells nach Gleichung (2.7)

$$G_{tp} = \frac{v_{Fzg}}{s + \beta v_{Fzg}} \quad (4.20)$$

multipliziert, um das erweiterte Straßenmodell

$$G_{\text{Straße}} = G_{hp}G_{tp} = \frac{v_{Fzg}T_{hp}s}{(T_{hp}s + 1)(s + \beta v_{Fzg})} \quad (4.21)$$

zu erhalten. Der Vergleich beider Straßenmodelle in Abbildung 4.7 zeigt, dass durch das modifizierte Modell für Frequenzen unterhalb von 1 Hz viel geringere Amplituden angenommen werden, während die beiden Modelle ab einem Frequenzbereich von ca. 1 Hz bis 2 Hz wieder übereinstimmen. Dieses angepasste Modell wird daraufhin statt des normalen Straßenmodells mit dem Fahrzeugmodell kombiniert und das Kalmanfilter anhand des erweiterten Modells ausgelegt.

Zusammen mit der angepassten Optimierung bei der Ermittlung der Wichtungsmatrizen ist es möglich, die niederfrequenten Störanteile in der absoluten Aufbaugeschwindigkeit weitestgehend zu eliminieren (Abbildung 4.6). Das dargestellte Steigungsprofil dient ausschließlich der

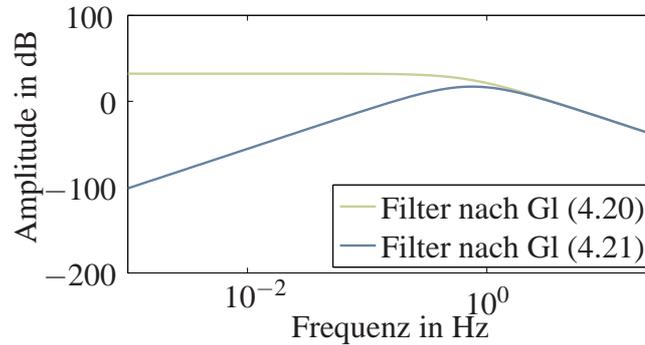


Abbildung 4.7: Amplitudengang des ursprünglichen und angepassten Straßenmodells.

Validierung und wurde bei der Optimierung nicht berücksichtigt. Der verbleibende Fehler ist, verglichen mit den anderen Ansätzen, gering und somit wird durch die vorgestellte Erweiterung des Straßenmodells auch bei diesem anspruchsvollen Manöver ein zufriedenstellendes Schätzergebnis erreicht. Durch die Erweiterung des Straßenmodells und die Anpassung der Optimierung wird es möglich, das Kalmanfilter zur Zustandsschätzung auch auf realen Straßen im Fahrzeug einzusetzen.

4.5 Implementierung

Die Ermittlung der Wichtungsmatrizen \mathbf{Q}_ξ und \mathbf{R}_v des Kalmanfilters erfolgt mittels einer Optimierung über einen genetischen Algorithmus. Wie bereits beschrieben, werden die Referenzsignale aus den Messsignalen der Fahrzeugsensorik generiert, indem diese integriert bzw. über die geometrischen Beziehungen auf die Fahrzeugzustände umgerechnet werden. Ist eine Integration notwendig, um z.B. von der Aufbaubeschleunigung auf die Aufbaugeschwindigkeit zu schließen, werden die Signale mit einem Hochpassfilter und einer Eckfrequenz von 0,8 Hz phasenfrei durch eine Vorwärts-Rückwärts-Filterung gefiltert. Bei einer Ableitung, um z.B. aus den Federwegen die Federgeschwindigkeiten zu berechnen, kommt ein Tiefpassfilter ebenfalls durch Vorwärts-Rückwärts-Filterung mit einer Eckfrequenz von 30 Hz zum Einsatz.

Die zu minimierende Zielfunktion zur Parameteroptimierung

$$J(\mathbf{Q}_\xi, \mathbf{R}_v) = \frac{1}{14} \sum_{i=1}^{14} \frac{\|x_{i,\text{ref}} - \hat{x}_i(\mathbf{Q}_\xi, \mathbf{R}_v)\|_{\text{rms}}}{\|x_{i,\text{ref}}\|_{\text{rms}}} \quad (4.22)$$

ist der relative Fehler zwischen der i -ten Komponente des Referenzzustandsvektors $x_{i,\text{ref}}$ und der i -ten Komponente des durch den Beobachter geschätzten Zustandsvektors $\hat{x}_i(\mathbf{Q}_\xi, \mathbf{R}_v)$, der von den Wichtungsmatrizen abhängt. Dabei werden nur die Diagonaleinträge der beiden Kovarianzmatrizen

$$\mathbf{Q}_\xi = q_\xi \mathbf{I}_4; \quad \mathbf{R}_v = \begin{bmatrix} r_1 \mathbf{I}_4 & \mathbf{0} & & \\ & r_2 & 0 & 0 \\ \mathbf{0} & 0 & r_3 & 0 \\ & 0 & 0 & r_4 \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

optimiert. Unter der Annahme, dass die Kovarianzen der vier Federgeschwindigkeiten r_1 und der Straßenparameter q_ξ jeweils gleich sind, ergeben sich insgesamt fünf Optimierungsparameter, die durch den genetischen Algorithmus ermittelt werden müssen.

Zur Validierung des Beobachters wurde das Fahrzeug auf dem Hydropulsprüfstand durch ein Straßenprofil angeregt. Die Referenzsignale wurden dabei aus den Rad- und Aufbaubesleunigungssensoren des Prüfstands durch Integration, geometrische Umrechnungen und Filterung erzeugt. Abbildung 4.8 zeigt die Übereinstimmung zwischen dem Beobachter und den Referenzsignalen für die Radzustände, wobei die Radpositionen und -geschwindigkeiten vorne rechts (Zustände 1,2) und hinten links (Zustände 5,6) zur besseren Übersichtlichkeit nicht dargestellt sind. Alle Radzustände werden mit hoher Genauigkeit geschätzt, lediglich die Beobachtung des für die Regelung nicht relevanten Straßenprofils w_2 und w_4 gelingt nur sehr eingeschränkt.

Auch die Schätzungsgüte der Zustände des Aufbaus ist sehr hoch, wie Abbildung 4.9 zeigt. Die Übereinstimmung $\Gamma_{\text{Beobachter}} = 1 - J(\mathbf{Q}_\xi, \mathbf{R}_v)$ aller für die Regelung relevanten Zustände ($[x_1, \dots, x_{14}]$) liegt im Mittel bei 65,1 % und ist somit auf einem vergleichbaren Niveau mit den Ergebnissen von Fröhlich, die in [48] präsentiert wurden.

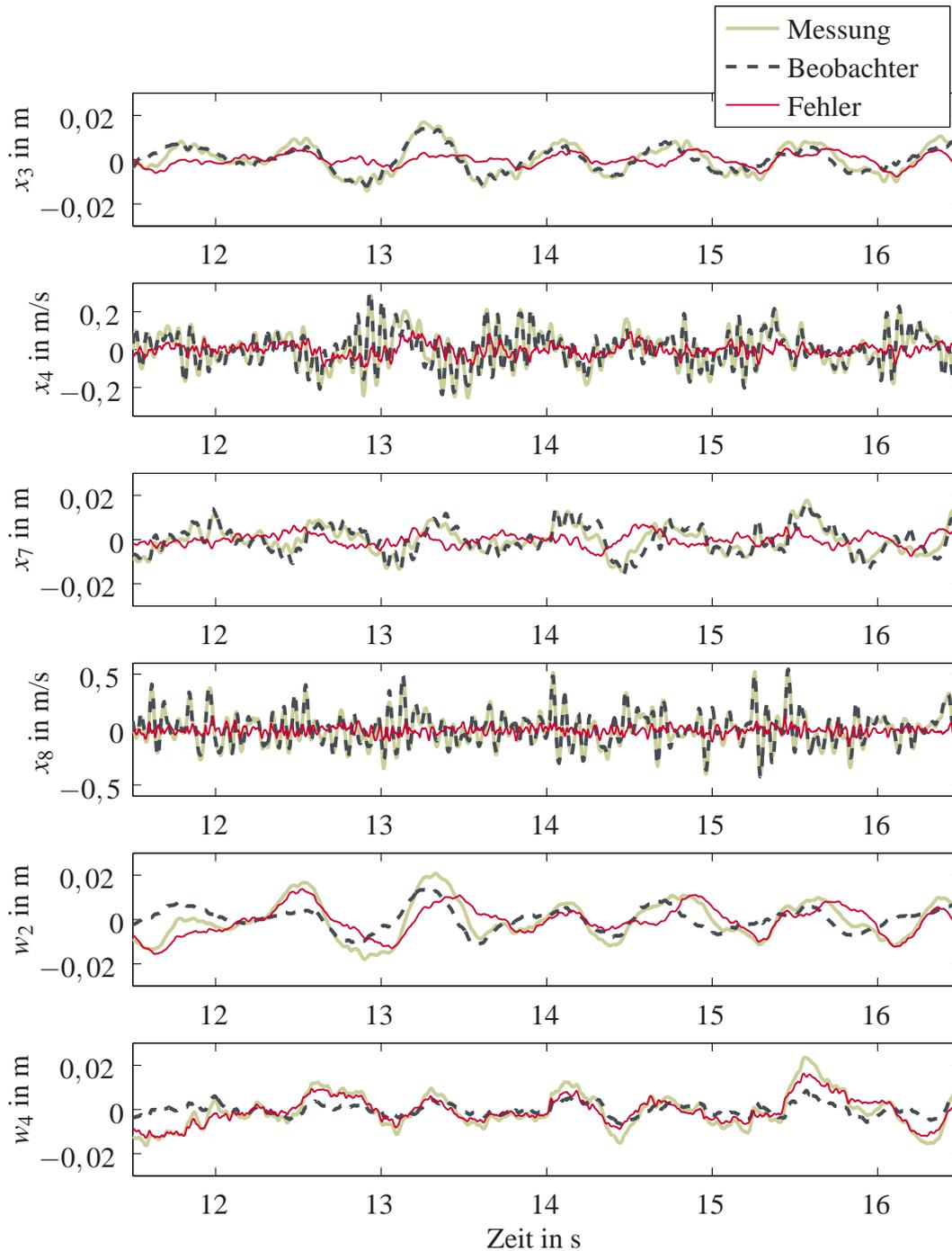


Abbildung 4.8: Beobachtervalidierung Räder — Vergleich Messung und Schätzung.

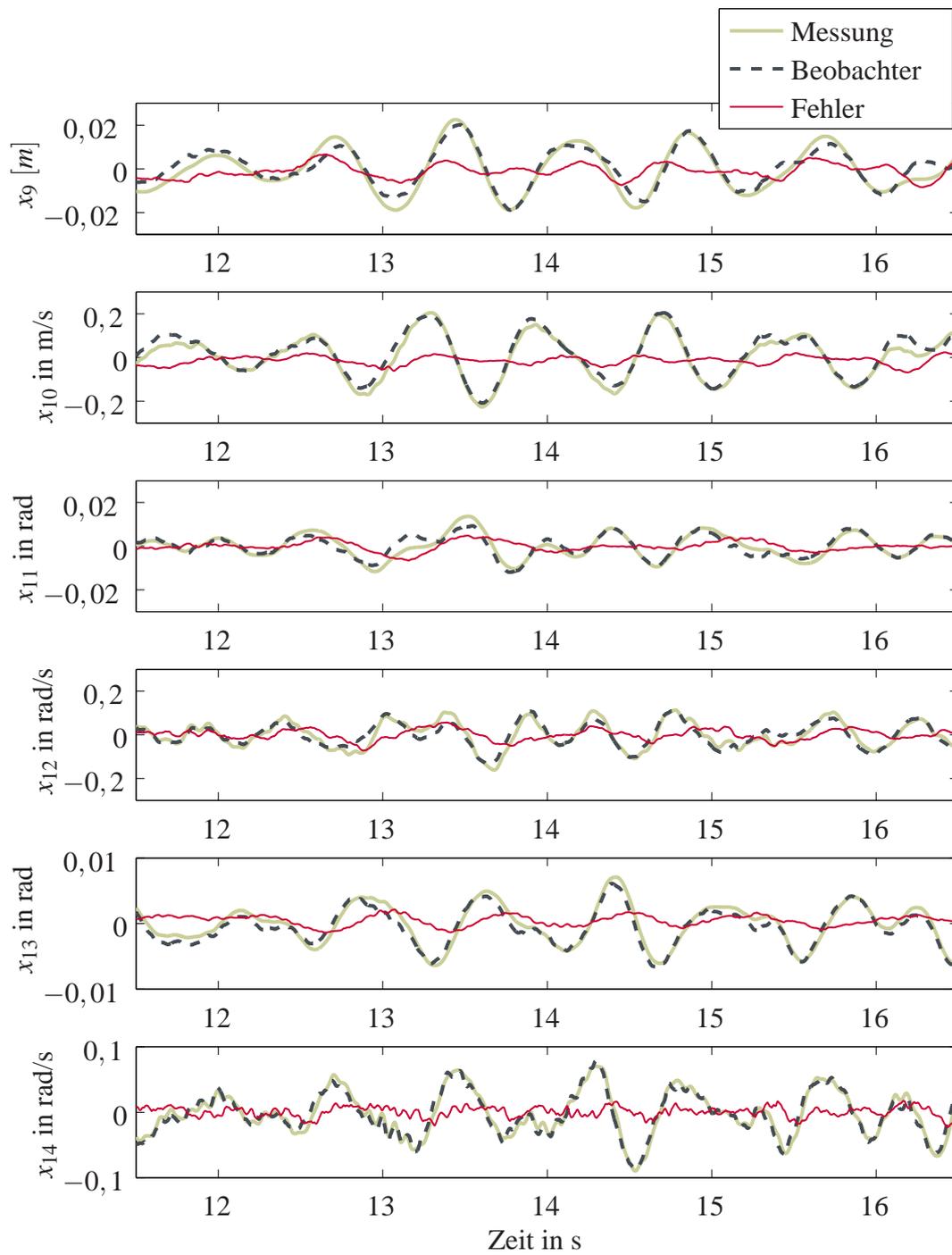


Abbildung 4.9: Beobachervalidierung Aufbau — Vergleich Messung und Schätzung.

4.6 Diskussion der Ergebnisse

Um die Zustände des Vollfahrzeugmodells zu schätzen, wurde in diesem Kapitel ein Kalmanfilter als Zustandsbeobachter vorgestellt. Insbesondere fand dabei Beachtung, dass ein Einsatz des Beobachters unter realen Bedingungen und unter Verwendung eines Steuergeräts mit begrenzter Rechenkapazität möglich sein muss. Da die Anzahl der Sensoren aus Kostengründen niedrig gehalten werden muss, wurde zunächst der Einfluss der Sensorkonfiguration auf die Schätzungsgüte beurteilt und aus einem Vergleich heraus eine geeignete Signalkonfiguration ausgewählt. Da die für den Serieneinsatz verwendeten Sensoren meist kostengünstig produziert werden, wurde der Einfluss des Messrauschens auf die Schätzungsgüte dabei über ein geeignetes Bewertungsmaß explizit berücksichtigt. In der vorliegenden, seriennahen Sensorkonfiguration des Versuchsfahrzeugs ist es sinnvoll, die Federwege vor dem Beobachter zunächst abzuleiten, weil dadurch einerseits die Schätzungsgüte der Radgeschwindigkeiten erhöht wird und andererseits keine Offsetkorrektur notwendig ist. Als Ergebnis der Untersuchung wurden die Signale Federgeschwindigkeiten, Aufbaubeschleunigung sowie Nick- und Wankrate ausgewählt.

Ein in der Simulation oder am Prüfstand ausgelegter Beobachter ist zunächst nicht für den Einsatz im realen Fahrbetrieb geeignet, da dieser die niederfrequenten Störanteile, die beim Überfahren von Steigungsprofilen der Fahrbahn auf den Schätzer einwirken, nicht kompensieren kann. Bereits in der Auslegung des Beobachters ist eine direkte Berücksichtigung dieser Störung notwendig, was durch eine Optimierung auf im Fahrzeug gemessene und durch geeignete Filterung gewonnene Referenzdaten möglich ist. Zudem wird vorgeschlagen, das Straßenmodell um ein Hochpassfilter zu erweitern, um eine phasenfreie Filterung der niederfrequenten Fahrbahnsteigung zu erhalten. Diese beiden Maßnahmen führen zu einer für die semiaktive Fahrwerksregelung nutzbaren Zustandsschätzung, selbst auf steil ansteigenden Fahrbahnen.

Um sparsam mit der Rechenzeit umzugehen, wurde das Kalmanfilter als lineares, statisches Filter implementiert, wobei die nichtlinearen Dämpferkennlinien als Eingangssignale berücksichtigt werden. Die abschließende Validierung im Fahrzeug beweist die hohe Schätzungsgüte des Kalmanfilters, aufgrund welcher dieser Beobachter in den folgenden Kapiteln als Basis für die eingesetzte Regelung dient.

Kapitel 5

REGLERAUSWAHL

In Kapitel 2 wurden bereits verschiedene Methoden zur Regelung semiaktiver Fahrwerke vorgestellt. Dabei wurde dargelegt, dass der linear quadratisch optimale Regler bei einem linearen Modell im ideal semiaktiven Fall einem Optimalregler für das vollaktive Fahrwerk entspricht, bei dem die Sollkräfte auf die Beschränkungen des Aktuators beschnitten wurden (*clipped optimal control*, [24]). Bei der Berücksichtigung von Nichtlinearitäten kann der optimale Regler geringfügig abweichen. In realen Anwendungen sind dagegen häufig Skyhook-Regler zu finden, die oftmals einen zusätzlichen Groundhook-Anteil besitzen. Einen weiteren Zugang zur Regelung semiaktiver Systeme bietet die explizite modellprädiktive Regelung, in der die Aktuatorrestriktionen direkt innerhalb der hybriden Systemformulierung HYSDEL (engl. *Hybrid System Description Language*) eingebracht werden können. Die Untersuchungen von Giorgetti et. al. (siehe [50]) zeigen, dass im Falle einer idealisierten Dämpferkennlinie der hybride modellprädiktive Regler mit Prädiktionshorizont 1 mit dem clipped optimal control Ansatz übereinstimmt. Eine weitere Möglichkeit bereits bei der Auslegung des Reglers auf die durch die Stellgrößenbeschränkung geforderte Dissipativität einzugehen, ergibt sich, indem beim Optimalreglerentwurf eine zusätzliche Randbedingung für Dissipativität berücksichtigt wird. Nähere Erläuterungen zu diesem Verfahren sind in [75] zu finden.

Die jeweils unterschiedlichen Bewertungskriterien und Problemformulierungen der vorgestellten Regelungsmethoden erschweren einen direkten Vergleich der Ansätze, insbesondere dann, wenn die Fragestellung zu klären ist, welcher Regler in der direkten Anwendung die höchste Leistungsfähigkeit erzielt. Aus diesem Grund wird in diesem Kapitel ein generalisierter Vergleich von Regelstrategien für semiaktive Fahrwerke in der Echtzeitanwendung durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Analyse wurden bereits in [153] publiziert.

5.1 Problemformulierung

Für die experimentelle Untersuchung wird der in [89] im Detail beschriebene und in Abbildung 5.1 links dargestellte Viertelfahrzeugprüfstand verwendet. Als Basis für die Radaufhängung dient ein motorisiertes Geländefahrzeug (auch Quad oder ATV genannt) mit einer Doppelquerlenker-Radaufhängung. Dadurch ist sichergestellt, dass, trotz geringfügiger Massenunterschiede, die Achskinematik mit der von Automobilen vergleichbar ist. Der L-förmige Rahmen bildet die Aufbaumasse und kann sich über minimal reibungsbehaftete Rollenlager in vertikaler Richtung bewegen (Abbildung 5.1 links). Zwischen dem Aufbau und dem Rad ist ein vollaktiver Aktuator verbaut, der einen maximalen RMS-Wert der Kraft von 800 N bei einer Bandbreite von ca. 29 Hz besitzt [89]. Da dieser Versuchsaufbau keinen Verstelldämpfer, sondern nur einen passiven Dämpfer besitzt, muss die Wirkung eines Verstelldämpfers durch den Vollaktuator nachgebildet werden. Der untere Aktuator dient der Anregung des Systems und erreicht einen maximalen RMS-Wert der Stellkraft von 276 N.

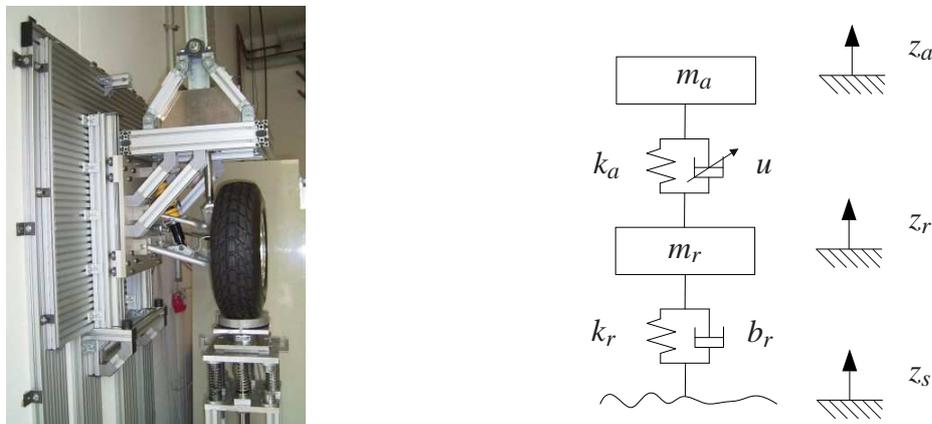


Abbildung 5.1: Der Viertelfahrzeugprüfstand und das Viertelfahrzeugmodell.

Mit diesem Prüfstand soll das in Abbildung 5.1 rechts dargestellte semiaktive Viertelfahrzeug

realisiert werden, welches, analog der Herleitung aus Kapitel 2, über die Modellgleichungen

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_a}{m_a} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_a}{m_r} & 0 & -\frac{k_r}{m_r} & -\frac{b_r}{m_r} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \mathbf{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_a} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_r} \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}_u} u + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ \frac{b_r}{m_r} \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}_w} w \\ y &= \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{k_a}{m_a} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{c}} \mathbf{x} + \underbrace{\frac{1}{m_a}}_{d_u} u + \underbrace{0}_{d_w} w \end{aligned} \quad (5.1)$$

beschrieben werden kann. Der Ausgang des Systems ist die Vertikalbeschleunigung der Aufbaumasse $y = \ddot{z}_a$ und der Störeingang ist die Anregungsgeschwindigkeit des Straßenprofils $w = \dot{z}_g$. Über den Eingang u wirkt die Kraft des semiaktiven Dämpfers auf die beiden Massen. Die Kraft des Dämpfers hängt von der Relativgeschwindigkeit

$$v_{\text{rel}} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{x} = \mathbf{c}_v \mathbf{x} \quad (5.2)$$

zwischen der Aufbau- und der Radmasse ab. Die Modellparameter des Prüfstands sind nach [89] in Tabelle 5.1 angegeben. Da der Prüfstand als semiaktives System betrieben werden soll, kompensiert der Aktuator in der Radaufhängung den real verbauten passiven Dämpfer und ersetzt diesen durch Kräfte, die sich in einem definierten Verstellbereich eines virtuellen semiaktiven Dämpfers befinden. Die dazu erforderlichen Maßnahmen sind nachfolgend beschrieben. Die durch den Aktuator aufgebraachte Kraft

$$F_{\text{akt}} = u - F_{\text{pas}}(v_{\text{rel}}) \quad (5.3)$$

ergibt sich als Differenz der Kraft des semiaktiven Dämpfers u und der Kraft des passiven Dämpfers $F_{\text{pas}}(v_{\text{rel}})$.

Um den Verstellbereich für den semiaktiven Dämpfer im Bedarfsfall bei der Reglerauslegung berücksichtigen zu können, ist es notwendig, eine geeignete affine Abschätzung dieses Bereichs zu erhalten. Dazu wurde das in Kapitel 3 vorgestellte nichtlineare Dämpfermodell mit weißem Rauschen in der Geschwindigkeit und einem zwischen 0 A und 1,8 A linear steigenden Ventilstrom angeregt, wodurch sich der in Abbildung 5.2 gezeigte Bereich in der Kraft-Geschwindigkeits-Ebene ergibt. Dabei ist erkennbar, dass aufgrund des Hystereseverhaltens des Dämpfers auch Kräfte im 2. und 4. Quadranten entstehen, wodurch dem System Energie

Parameter	Wert	Einheit
m_a	94,38	kg
k_a	8400	N/m
m_r	23,92	kg
k_r	152140	N/m
b_r	50	Ns/m

Tabelle 5.1: Modellparameter nach Koch et. al. [89].

zugeführt wird. Eine optimistische Abschätzung des Verstellbereichs würde diese Kräfte als mögliche Stellkräfte für den Regler zu jedem Zeitpunkt zulassen. Da aktive Stellkräfte jedoch durch das Hystereseverhalten des Dämpfers entstehen und somit von der Vorgeschichte des Signals abhängen, ist die optimistische Annahme nicht immer gültig und würde ein aktives Anheben oder Absenken des Fahrzeugs zulassen. Deshalb dürfen aktiv wirkende Kräfte im Verstellbereich nicht zugelassen werden, was durch eine konservativere Abschätzung erreicht werden kann. Hinzu kommt, dass die in Abbildung 5.2 rot dargestellte konservative Abschätzung nur begrenzte Dämpfungskoeffizienten im Ursprung zulässt, weil zu hohe Kräfte ebenso aus dem Hystereseverhalten resultieren und nicht immer realisiert werden können. Abhängig von der Dynamik der Anregung führt die konservative Abschätzung zu einer leichten Unterbewertung des semiaktiven Reglers. Da aufgrund der beschriebenen Phänomene allerdings realistischere Ergebnisse zu erwarten sind, wird diese Abschätzung für die weiteren Untersuchungen verwendet.

Um einen realistischen Verstellbereich für den vorliegenden Prüfstand zu ermitteln, dient die identifizierte Kennlinie (Abbildung 5.3) des passiv verbauten Dämpfers als Anhaltspunkt. Die minimale und maximale Kennlinie des virtuellen semiaktiven Dämpfers können über vier stückweise affine Funktionen, mit den Schaltpunkten 0 , v_1 und v_2 sowie den Hilfsvariablen a , c (Steigungsparameter) und b , d (Kraftversatz) beschrieben werden. Mit den Parametern nach Tabelle 5.2 lassen sich die Restriktionsgleichungen

$$\begin{aligned}
a_1 v_{\text{rel}} &\leq u \leq c_1 v_{\text{rel}} & \forall & 0 \leq v_{\text{rel}} \leq v_1, \\
a_2 v_{\text{rel}} + b_2 &\leq u \leq c_2 v_{\text{rel}} + d_2 & \forall & v_{\text{rel}} > v_1, \\
a_3 v_{\text{rel}} &\leq u \leq c_3 v_{\text{rel}} & \forall & v_2 \leq v_{\text{rel}} \leq 0, \\
a_4 v_{\text{rel}} + b_4 &\leq u \leq c_4 v_{\text{rel}} + d_4 & \forall & v_{\text{rel}} < v_2
\end{aligned} \tag{5.4}$$

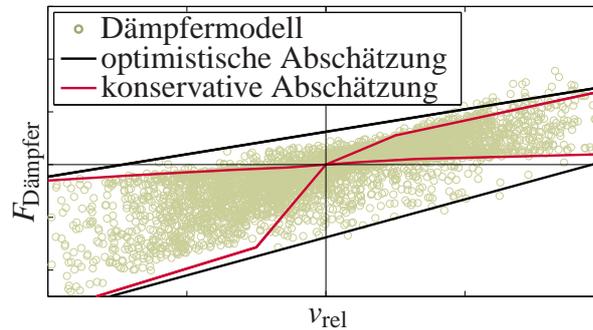


Abbildung 5.2: Abschätzung des Verstellbereichs eines semiaktiven Dämpfers.

für die Kraft u_d aufstellen. Um zu gewährleisten, dass der Viertelfahrzeugprüfstand sich so verhält wie ein semiaktives Fahrzeug, muss die Kraft u gemäß diesen Restriktionsgleichungen beschränkt werden.

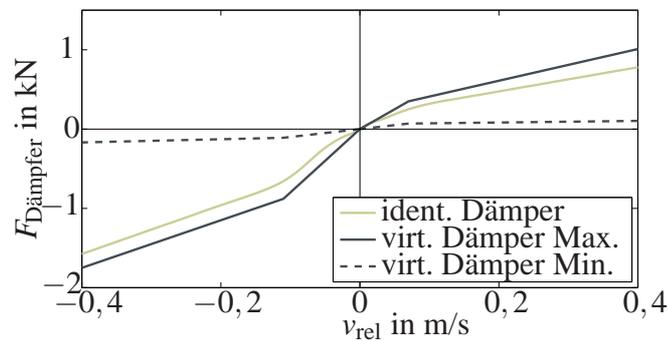


Abbildung 5.3: Identifizierte Dämpferkennlinie und virtueller semiaktiver Dämpfer.

In Kapitel 2 wurde bereits beschrieben, dass zur Bewertung vertikaldynamischer Systeme ein quadratisches Gütemaß

$$J = \int_0^{\infty} (q_1 x_1^2(\tau) + q_3 x_3^2(\tau) + q_y y^2(\tau)) d\tau \quad (5.5)$$

verwendet wird, in welches der Federweg x_1 , die Reifenauslenkung x_3 und die Vertikalbeschleunigung der Aufbaumasse y eingehen. Die Wichtungsfaktoren q_1 , q_3 und q_y können über die Optimierung einer geeigneten Kostenfunktion unter realistischen Bedingungen ermittelt

Parameter	Wert	Einheit	Parameter	Wert	Einheit
a_1	3000	Ns/m	c_2	1000	Ns/m
a_2	200	Ns/m	c_3	5000	Ns/m
a_3	2000	Ns/m	c_4	1000	Ns/m
a_4	100	Ns/m	d_2	550	N
b_2	88	N	d_4	-210	N
b_4	-63	N	v_1	0,11	m/s
c_1	8000	Ns/m	v_2	-0,07	m/s

Tabelle 5.2: Parameter des virtuellen semiaktiven Dämpfers.

werden. Da der Fokus in diesem Kapitel auf einer generalisierten Bewertung von Regelungsmethoden liegt, soll das Gütemaß neutral ausgelegt werden. Dies wird erreicht, indem die jeweiligen Gewichte auf die reziproken RMS-Werte der Größen x_1 , x_3 und y gesetzt werden, die sich bei der Simulation des passiven Systems ergeben. Daraus resultieren die Werte $q_1 = 33,8$, $q_3 = 224,7$ und $q_y = 0,24$, welche die Ziele Fahrsicherheit, Federweg und Fahrkomfort ausgewogen zueinander bewerten. Es sei darauf hingewiesen, dass dieses Vorgehen die Vergleichbarkeit der einzelnen Regelungsmethoden zueinander sicherstellt und nicht darauf abzielt, die maximale Leistungsfähigkeit der Regler bezüglich einer spezifischen Auslegung abzurufen.

5.2 Semiaktive Reglerkonzepte

In diesem Abschnitt werden die verschiedenen Regelungsmethoden für das Viertelfahrzeugmodell mit virtuellem semiaktiven Dämpfer vorgestellt. Da die meisten Regler nicht explizit auf die Stellgrößenbeschränkungen, welche in Gleichung (5.4) beschrieben sind, eingehen, muss die durch den Regler geforderte Kraft \bar{u} auf den Verstellbereich des Dämpfers begrenzt werden, d.h.

$$u = \text{sat}(\bar{u}). \quad (5.6)$$

Zunächst werden bekannte Regelungsmethoden für semiaktive Fahrwerke vorgestellt. Im Anschluss folgt die Einführung von komplexeren, modellbasierten Methoden.

5.2.1 Skyhook-Regler

Der bereits in Kapitel 2 diskutierte Skyhook-Regler zielt darauf ab, die Aufbaumasse in einer Weise zu dämpfen, als wäre sie über einen passiven Dämpfer mit einem inertialen Referenzsystem verbunden. Daraus resultiert eine zur Aufbaugeschwindigkeit proportionale Sollkraft

$$\bar{u}_{\text{sky}} = - \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & b_{\text{sky}} & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\mathbf{k}_{\text{sky}}} \mathbf{x} \quad (5.7)$$

mit der Skyhook-Konstante b_{sky} . Diese Sollkraft muss gemäß Gleichung (5.6) auf den Verstellbereich des Dämpfers begrenzt werden.

5.2.2 Kombierter Skyhook- / Groundhook-Regler

Um ebenfalls der Fahrsicherheit Rechnung zu tragen, welche durch zu hohe dynamische Radlastschwankungen beeinträchtigt wird, werden beim Groundhook-Regler die Radschwingungen beruhigt, indem eine zur Radgeschwindigkeit proportionale Kraft eingebracht wird. Wird dieser Ansatz mit dem Skyhook-Regler kombiniert, folgt für das Regelgesetz

$$\bar{u}_{\text{sg}} = - \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & b_{\text{sky}} & 0 & -b_{\text{ground}} \end{bmatrix}}_{\mathbf{k}_{\text{sg}}} \mathbf{x} \quad (5.8)$$

mit der Groundhook-Konstante b_{ground} . Die geforderte Kraft ist entsprechend Gleichung (5.6) zu begrenzen. Der Spezialfall $b_{\text{sky}} = b_{\text{ground}}$ würde einem linearen passiven System entsprechen.

5.2.3 Clipped Optimal Control (COC)

Während über die vorangegangenen Ansätze der Zustandsvektor nur anteilig rückgeführt wurde, wird die Sollkraft bei clipped optimal control (COC) über eine vollständige Zustandsrückführung

$$\bar{u}_{\text{coc}} = -\mathbf{k}_{\text{coc}} \mathbf{x} \quad (5.9)$$

ermittelt. Dabei wird die Kostenfunktion (5.5) für den vollaktiven Fall absolut minimiert. Im semiaktiven Fall wird die Sollkraft gemäß Gleichung (5.6) wieder auf den Verstellbereich des

Dämpfers beschränkt. Die Rückführung \mathbf{k}_{coc} des linear quadratisch optimalen Reglers (LQR) erfolgt über die Lösung einer Riccatigleichung (siehe z.B. [8, 100])

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} - (\mathbf{P} \mathbf{b}_u + \mathbf{n}) r^{-1} (\mathbf{b}_u^T \mathbf{P} + \mathbf{n}^T) + \mathbf{Q} = \mathbf{0} \quad (5.10)$$

mit $\mathbf{P} = \mathbf{P}^T > 0$ und

$$\mathbf{Q}_x = \text{diag}([q_1 \ 0 \ q_3 \ 0]), \quad \mathbf{Q} = \mathbf{Q}_x + \mathbf{c}^T q_y \mathbf{c}, \quad r = d_u^2 q_y, \quad \mathbf{n} = \mathbf{c}^T q_y d_u. \quad (5.11)$$

Über die Beziehung

$$\mathbf{k}_{\text{coc}} = r^{-1} (\mathbf{b}_u^T \mathbf{P} + \mathbf{n}^T) \quad (5.12)$$

kann der Rückführvektor \mathbf{k}_{coc} berechnet werden. Da die Abtastfrequenz von $f_s = 1$ kHz bei der Implementierung deutlich über der Bandbreite des Reglers liegt, ist es zulässig, den kontinuierlichen Regler auf das diskrete System anzuwenden (siehe z.B. [100]).

5.2.4 Hybride modellprädiktive Regelung

Dynamische Systeme werden üblicherweise mittels linearer oder nichtlinearer Differentialgleichungen beschrieben, welche aus der Anwendung physikalischer Gesetze hervorgehen. Oftmals treten in realen Systemen zusätzlich diskrete Ereignisse auf, wie z.B. die Knickpunkte in den Dämpferkennlinien, verursacht durch das Öffnen eines Bypassventils, welche das dynamische Verhalten abrupt ändern. Derartige Ereignisse können über die hybride Systemmodellierung abgebildet werden, welche eine kontinuierliche Dynamik (gewöhnliche Differentialgleichungen) mit einer diskreten Dynamik (z.B. logische Bedingungen) kombiniert [17]. Eine spezielle Form von hybriden Systemen sind stückweise affine Systeme (engl. *piecewise affine systems* PWA), bei denen der Zustandsraum in polyedrische Regionen aufgeteilt wird, in denen jeweils eigene linear affine Differentialgleichungen gültig sind [16]. Diese Modelle können z.B. in der in [152] bzw. [17] vorgestellten *Hybrid System Description Language* beschrieben werden, welche innerhalb der Hybrid Toolbox für MATLAB verfügbar ist [16].

Wie bereits dargelegt, können die in Gleichung (5.4) beschriebenen Restriktionsgleichungen für die Dämpferkraft über die hybride Systemmodellierung direkt in das Modell integriert werden. Dies bewirkt, dass die Dissipativitätsbeschränkung der Stellgröße explizit in der Auslegung des Reglers berücksichtigt wird. Des Weiteren ist es möglich, den resultierenden Regler in eine explizite Form zu überführen, wodurch eine echtzeitfähige Implementierung des

modellprädiktiven Reglers realisierbar wird. Aus diesen Gründen stellt die hybride modellprädiktive Regelung eine effektive Lösung für die vorliegende Problemstellung dar und macht das Potential der MPR für die semiaktive Fahrwerksregelung zugänglich.

Implementierung in HYSDEL

Die Beschreibung eines semiaktiven Fahrwerks in der HYSDEL Syntax wurde bereits in [50] untersucht. Im Detail wurden dabei jeweils eine Nebenbedingung für Dissipativität und eine für maximale Dissipationsleistung, welche über den maximal möglichen Dämpfungskoeffizienten $b_{sa,max}$ beschrieben wird, mit den gewöhnlichen Differentialgleichungen eines Viertelfahrzeugmodells kombiniert. Beide Nebenbedingungen können durch die Restriktionsgleichung

$$0 \leq u(x_4 - x_2) \leq b_{sa,max} (x_4 - x_2)^2 \quad (5.13)$$

ausgedrückt werden. Für die vorliegende Untersuchung wird dieselbe Vorgehensweise verfolgt. Es werden allerdings die komplexeren Restriktionsgleichungen (5.4) als Nebenbedingungen verwendet, um eine realistischere Abschätzung des Dämpfungspotentials zu erhalten. Nachdem das semiaktive Viertelfahrzeugmodell in HYSDEL modelliert wurde, kann der modellprädiktive Regler ausgelegt werden.

Modellprädiktive Regelung (MPR)

Bevor das Optimierungsproblem zur Ermittlung des modellprädiktiven Reglers formuliert werden kann, müssen die Systemgleichungen (5.1) und die Nebenbedingungen (5.4) in eine gemischt logisch dynamische (engl. *mixed logical dynamical* MLD) Systemformulierung umgeformt werden. Dies erfolgt unter Hinzunahme der Hilfsvariablen $\delta(k) \in \{0,1\}^{r_l}$ und $\mathbf{z}(k) \in \mathbb{R}^{r_c}$ mit $r_l, r_c \geq 0$ und führt zu den Systemgleichungen

$$\mathbf{x}(k+1) = \bar{\mathbf{A}}\mathbf{x}(k) + \bar{\mathbf{b}}_1 u(k) + \bar{\mathbf{B}}_2 \delta(k) + \bar{\mathbf{B}}_3 \mathbf{z}(k), \quad (5.14)$$

$$y(k) = \bar{\mathbf{c}}\mathbf{x}(k) + \bar{d}_1 u(k) + \bar{\mathbf{D}}_2 \delta(k) + \bar{\mathbf{D}}_3 \mathbf{z}(k), \quad (5.15)$$

$$\bar{\mathbf{E}}_2 \delta(k) + \bar{\mathbf{E}}_3 \mathbf{z}(k) \leq \bar{\mathbf{E}}_1 u(k) + \bar{\mathbf{E}}_4 \mathbf{x}(k) + \bar{\mathbf{E}}_5. \quad (5.16)$$

Darin enthält die Ungleichung (5.16) die abschnittsweise definierte kontinuierliche Systemdynamik sowie die Eingangs- und Ausgangsbeschränkungen. Wenn das MLD-System gut

gestellt ist, sind $\delta(k)$ und $\mathbf{z}(k)$ durch $\mathbf{x}(k)$ und $\mathbf{u}(k)$ in (5.16) eindeutig definiert (siehe [18]). Das Regelgesetz wird berechnet, indem das folgende Optimierungsproblem auf begrenztem Zeithorizont zu jedem Zeitschritt gelöst wird:

$$\begin{aligned} \min_{\{u_k\}_{k=0}^{N-1}} & (\mathbf{x}^T(N)\mathbf{Q}_{xN}\mathbf{x}(N) + \sum_{k=1}^{N-1} (\mathbf{x}^T(k)\mathbf{Q}_x\mathbf{x}(k) + y^T(k)q_y y(k))) \\ \text{unter} & \quad \text{MLD-Gleichungen (5.14)-(5.16) sind erfüllt.} \end{aligned} \quad (5.17)$$

In (5.17) ist $\mathbf{x}(k)$ der Zustandsvektor zum Zeitschritt k , N ist der Prädiktionshorizont und \mathbf{Q}_x und q_y sind in Gleichung (5.11) definiert. Die Wichtungsmatrix des Endzustands \mathbf{Q}_{xN} ist die Lösung $\bar{\mathbf{P}}$ der diskreten Version der Riccatigleichung (5.10). Das Optimierungsproblem wird über die Hybrid Toolbox in MATLAB gelöst.

Explizite Formulierung

Es kann gezeigt werden, dass das hybride Regelgesetz (5.17) in eine stückweise affine Form gebracht werden kann [19], in welcher der Zustandsraum in s Polytope Ω_i unterteilt wird, welche durch die Matrix $\mathbf{H}_i \in \mathbb{R}^{(n_i \times 4)}$ und den Vektor $\mathbf{s}_i \in \mathbb{R}^{(n_i \times 1)}$ beschrieben werden. Da die Kostenfunktion 5.17 quadratisch ist, können die Polytope für Prädiktionshorizonte $N > 1$ überlappen [21]. Für jedes Polytop müssen zunächst n_i Ungleichungen überprüft werden, um feststellen zu können, ob der Zustandsvektor $\mathbf{x}(k)$ sich im jeweiligen Polytop befindet. Abhängig davon gilt eine affine Zustandsrückführung

$$\mathbf{u}(k+1) = \mathbf{f}_i \mathbf{x}(k) + g_i \quad \text{für} \quad \mathbf{x}(k) \in \Omega_i \triangleq \{\mathbf{x} : \mathbf{H}_i \mathbf{x} \leq \mathbf{s}_i\}, i = 1, \dots, s \quad (5.18)$$

mit der Rückführmatrix $\mathbf{f}_i \in \mathbb{R}^{(1 \times 4)}$ und dem Offset $g_i \in \mathbb{R}$. Falls sich mehrere Polytope überlappen, d.h. die Ungleichung in Gleichung (5.18) für mehr als eine Sektion Ω_i erfüllt ist, müssen die Funktionswerte der Kostenfunktionen (5.17) verglichen und das zum niedrigsten Funktionswert gehörige Regelgesetz ausgewählt werden [21]. In dieser Untersuchung wird die explizite Form des hybriden modellprädiktiven Reglers für das Viertelfahrzeugmodell (5.1), die Wichtungsfaktoren (5.11), die Normalisierung des Gütemaßes (Abschnitt 5.1) und einen Prädiktionshorizont $N = 1$ berechnet.

Ergebnisse

Um die Polytope in der Kraft-Geschwindigkeits-Ebene (siehe Abbildung 5.3) zu analysieren, ist eine Projektion

$$\begin{bmatrix} v_{\text{rel}} \\ u_{LQ} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{c}_v \\ -\mathbf{k}_{\text{coc}} \end{bmatrix}}_{\mathbf{V}} \mathbf{x} \quad (5.19)$$

auf diese Koordinaten notwendig. Über die Pseudoinverse kann ein Projektor $\mathbf{L} = (\mathbf{V}^T \mathbf{V})^{-1} \mathbf{V}^T$ ermittelt werden, mit dem sich (5.18) umschreiben lässt zu

$$\mathbf{x}(k) \in \Omega_i \triangleq \left\{ \mathbf{x} : \bar{\mathbf{H}}_i \begin{bmatrix} v_{\text{rel}} \\ u_{LQ} \end{bmatrix} \leq \mathbf{s}_i \right\}, i = 1, \dots, s \quad (5.20)$$

mit $\bar{\mathbf{H}}_i = \mathbf{H}_i \mathbf{L}$.

Daraus ergeben sich die in Abbildung 5.4 dargestellten Regionen, für welche die in Tabelle 5.3 gelisteten Regelgesetze gelten.

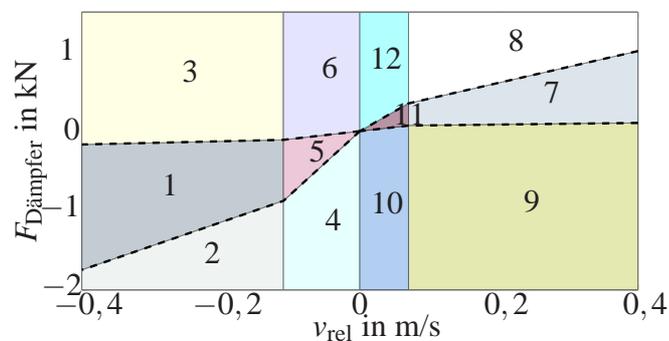


Abbildung 5.4: Regionen des hybriden MPRs für $N = 1$ und Verstellbereich des Dämpfers.

Die Regelgesetze für Regionen außerhalb des Verstellbereichs des Dämpfers entsprechen den Restriktionsgleichungen (5.4), während die Stellgröße für Regionen innerhalb des Verstellbereichs entsprechend dem negativen optimalen Rückführvektor \mathbf{k}_{coc} berechnet wird. Dies zeigt deutlich, dass clipped optimal control exakt einem hybriden modellprädiktiven Regler mit Prädiktionshorizont 1 entspricht, auch unter der Annahme eines realistischen Verstellbereichs des Dämpfers. Dennoch wird der hybride MPR innerhalb der experimentellen Validierung

Regelgesetz $\bar{u} =$	Region
$[7294,6 \quad -415,7 \quad -971,60 \quad 1,6]\mathbf{x}$	1,5,7,11
$[0 \quad -3000 \quad 0 \quad 3000]\mathbf{x} + 550$	2
$[0 \quad -200 \quad 0 \quad 200]\mathbf{x} + 88$	3
$[0 \quad -8000 \quad 0 \quad 8000]\mathbf{x}$	4
$[0 \quad -1000 \quad 0 \quad 1000]\mathbf{x}$	6
$[0 \quad -2000 \quad 0 \quad 2000]\mathbf{x} - 210$	8
$[0 \quad -100 \quad 0 \quad 100]\mathbf{x} - 63$	9
$[0 \quad -1000 \quad 0 \quad 1000]\mathbf{x}$	10
$[0 \quad -5000 \quad 0 \quad 5000]\mathbf{x}$	12

Tabelle 5.3: Regelgesetze des MPRs für N=1.

implementiert, um ihn unter realistischen Bedingungen, wie beispielsweise unmodellierten Dynamiken des Systems oder beobachtergestützter Regelung, zu testen.

5.2.5 *Extended Clipped Optimal Control (ECOC)*

Die Erweiterung von COC um eine Nebenbedingung für Dissipativität wird im Folgenden als *extended clipped optimal control* (ECOC) bezeichnet. Ein Regler nach COC lässt sich unter verhältnismäßig geringem Aufwand bestimmen und entspricht im nichtlinearen semiaktiven Viertelfahrzeug einem hybriden modellprädiktiven Regler (vergleiche Abschnitt 5.2.4). Deswegen ungeachtet stellt sich die Frage, ob die Dissipativitätsbedingung bereits bei der Auslegung des Reglers berücksichtigt werden kann, um ein häufiges Begrenzen der Stellgröße zu vermeiden. Johnson stellt in [75] eine Methode unter Berücksichtigung dieser Fragestellung vor und zeigt, dass sich die Leistungsfähigkeit des semiaktiven Reglers, in der Anwendung auf eine Struktur mit zwei Freiheitsgraden in der Gebäudetechnik, signifikant steigern lässt. Da der semiaktive Dämpfer bei der untersuchten Scherstruktur inertial abgestützt werden kann, gibt es, im Gegensatz zu semiaktiven Radaufhängungen, keinen Zielkonflikt in der Auslegung. Davon ausgehend wird im Folgenden untersucht, inwiefern sich die vorgestellte Methode auf semiaktive Fahrwerke übertragen lässt.

Dazu ist es zunächst notwendig, die Lösung des linear quadratischen Reglers in Form von

linearen Matrixungleichungen (*linear matrix inequality* LMI) darzustellen. Die Dissipativität des Reglers wird erhöht, indem zu den LMIs eine weitere Nebenbedingung für Dissipativität hinzugefügt und das konvexe Optimierungsproblem erneut gelöst wird. Das Ergebnis ist eine volle Zustandsrückführung

$$\bar{u}_{\text{ecoc}} = -\mathbf{k}_{\text{ecoc}}\mathbf{x}. \quad (5.21)$$

Die Lösung der LMIs erfolgt in MATLAB unter Zuhilfenahme der Toolbox YALMIP [98].

Nebenbedingung für Dissipativität

Die harte Nebenbedingung für eine strikt dissipative Kraft

$$uv_{\text{rel}}^T = -\mathbf{k}_{\text{ecoc}}\mathbf{x}\mathbf{x}^T\mathbf{c}_v^T < 0 \quad (5.22)$$

kann für die Auslegung des Reglers nicht herangezogen werden, da diese zustandsabhängig ist. Die Idee des Ansatzes zielt darauf ab, diese Nebenbedingung aufzuweichen und stattdessen die Erwartungswerte $E[\cdot]$ von u und v_{rel} zu betrachten. Um eine normierte Größe zu erhalten, wird der Erwartungswert des Produkts aus u und v_{rel}

$$\rho = \frac{E[uv_{\text{rel}}^T]}{\sqrt{E[u^2]}\sqrt{E[v_{\text{rel}}^2]}} \quad (5.23)$$

auf die jeweiligen quadratischen Mittelwerte beider Größen bezogen. Unter der Voraussetzung, dass die Straßenanregung w in (5.1) mittelwertfrei und gaußverteilt ist, gilt $E[\mathbf{x}\mathbf{x}^T] = \mathbf{P}$ und Gleichung (5.23) kann umgeformt werden zu

$$\rho = \frac{-\mu\mathbf{c}_v^T}{\sqrt{\mu\mathbf{k}_{\text{ecoc}}^T}\sqrt{\mathbf{c}_v\mathbf{P}\mathbf{c}_v^T}} < \gamma, \gamma \in]-1, 1] \quad (5.24)$$

mit $\mu = \mathbf{k}_{\text{ecoc}}\mathbf{P}$. Für $\rho = -1$ ist die Kraft strikt dissipativ (Gleichung (5.22), erster und dritter Quadrant in Abbildung 5.3) und für $\rho = 1$ ist die Stellgröße rein aktiv (zweiter und vierter Quadrant in Abbildung 5.3). Ziel ist es, über eine Optimierung einen Wert zu ermitteln, der so nahe wie möglich an -1 heranreicht.

Obwohl die Simulationsergebnisse von ECOC keine signifikante Verbesserung bei der semi-aktiven Regelung zeigen, wird dieser Ansatz experimentell analysiert, um einen möglichen Vorteil der erweiterten Nebenbedingung für Dissipativität unter realen Bedingungen zu untersuchen.

5.3 Experimentelle Untersuchung

Um experimentelle Untersuchungen durchführen zu können, wurden die vorgestellten Regler im Viertelfahrzeugprüfstand (Abbildung 5.1) implementiert. Für die Signalverarbeitung steht das Echtzeitsystem *dSpace DS1104 R&D Controller Board* zur Verfügung, welches über MATLAB Simulink und den Real-Time Workshop programmiert wird. Die für die Regelung relevanten Messsignale sind

- der Federweg $z_a - z_r$,
- die Vertikalbeschleunigung der Aufbaumasse \ddot{z}_a und
- die Vertikalbeschleunigung der Radmasse \ddot{z}_r .

Diese werden durch die in [88] vorgestellte Beobachterstruktur, bestehend aus drei parallel laufenden *Extended Kalmanfiltern*, verarbeitet, um eine Schätzung des Zustandsvektors zu erhalten.

Zusätzlich wird zur Bewertung der Leistungsfähigkeit der Regler die dynamische Radlastschwankung durch eine Kraftmessdose unterhalb des Rades gemessen. Für weiterführende Informationen sei auf [89] verwiesen.

5.3.1 Reglerparametrierung

Um auch für den Skyhook- und den kombinierten Skyhook- / Groundhook-Regler eine optimale Parametrierung zu ermitteln, werden die Parameter b_{sky} und b_{ground} durch eine Optimierung bestimmt. Um die Vergleichbarkeit mit den anderen Ansätzen zu gewährleisten, dient ein mittelwertfreies, gaußverteiltes weißes Rauschen mit einer Varianz von 1 als Anregung \dot{z}_g (siehe z.B. [66]). Dieses Vorgehen führt zu den Rückführvektoren

$$\begin{aligned}
 \mathbf{k}_{\text{sky}} &= [0 \quad 1738,5 \quad 0 \quad 0], & \mathbf{k}_{\text{coc}} &= [-7294,6 \quad 415,7 \quad 971,6 \quad -1,6], \\
 \mathbf{k}_{\text{sg}} &= [0 \quad 1664,6 \quad 0 \quad -46], & \mathbf{k}_{\text{ecoc}} &= [-7269,4 \quad 460,5 \quad 1222,0 \quad 20,0].
 \end{aligned}
 \tag{5.25}$$

5.3.2 Experimentelle Reglerbewertung

Für die experimentelle Untersuchung erfolgt die Anregung durch ein gemessenes Straßenprofil einer schlechten Landstraße. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Tabelle 5.4 dargestellt, wobei zusätzlich zum Funktionswert der normierten Kostenfunktion J auch noch die frequenzgewichtete Aufbaubeschleunigung $\|\ddot{z}_{a\text{comf}}\|_{\text{rms}}$ und die dynamische Radlastschwankung $\|F_{\text{dyn}}\|_{\text{rms}}$ angegeben sind. Die frequenzabhängige Gewichtung der Aufbaubeschleunigung erfolgt gemäß der in Kapitel 2 vorgestellten ISO-Norm [72].

	J	$\ F_{\text{dyn}}\ _{\text{rms}}$ in N	$\ \ddot{z}_{a\text{comf}}\ _{\text{rms}}$ in m/s²
Passiv	1,000	377,3	2,236
Skyhook	0,932	441,5	2,080
Skyhook / Groundhook	0,891	417,9	2,045
Clipped optimal control	0,843	419,3	1,941
Model predictive control	0,869	418,7	1,970
Ext. clipped opt. cont.	0,845	422,1	1,937

Tabelle 5.4: Ergebnisse der experimentellen Reglerbewertung.

In Tabelle 5.4 ist zu erkennen, dass alle Regler den Wert des Gütemaßes für das passive System verbessern können. Durch den Skyhook-Regler wird im Wesentlichen der RMS-Wert der Vertikalbeschleunigung reduziert, während die dynamische Radlastschwankung im quadratischen Mittel deutlich ansteigt. Indem die absolute Radgeschwindigkeit im Regelgesetz des kombinierten Skyhook- / Groundhook-Reglers berücksichtigt wird, kann die dynamische Radlastschwankung verbessert werden, ohne den Vorteil in der Vertikalbeschleunigung hinfällig werden zu lassen. Eine weitere signifikante Verbesserung kann durch die volle Zustandsrückführung bei Anwendung der Methode COC erreicht werden, welche den niedrigsten Gütefunktionswert von allen Reglern erreicht. Die Unterschiede in den Messsignalen zwischen den beschriebenen Reglern sind in Abbildung 5.5 dargestellt.

In Abbildung 5.6 werden die Stellsignale von COC und MPR miteinander verglichen. Trotz der ersichtlichen Ähnlichkeit sind sie nicht identisch, wie es die Ergebnisse aus Abschnitt 5.2.4 gefordert hätten. Die leichten Unterschiede resultieren aus externen Störungen, wie bei-

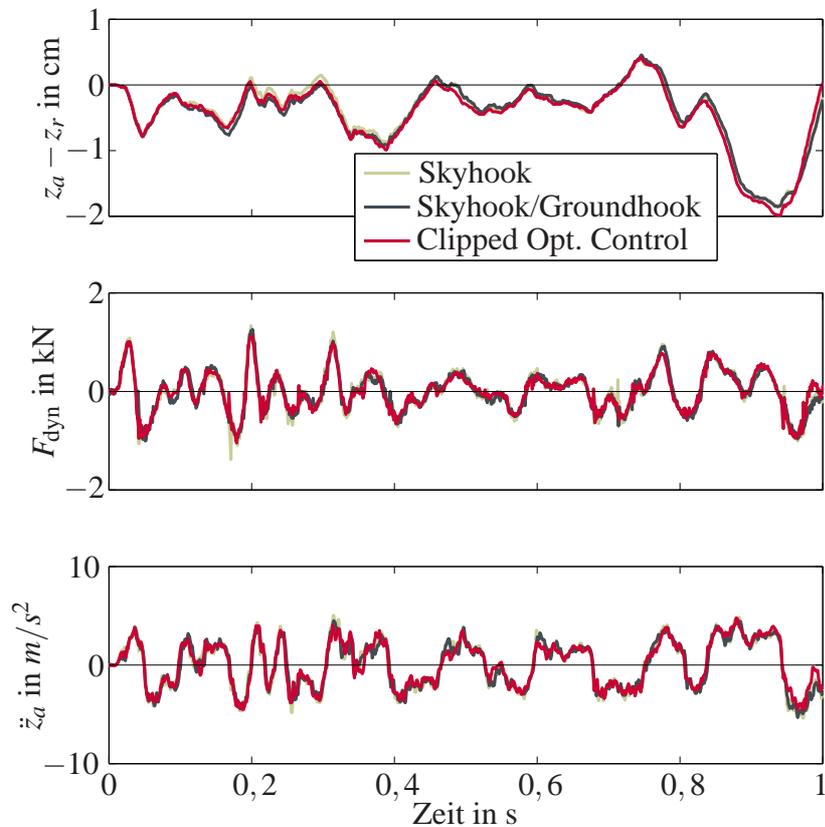


Abbildung 5.5: Messsignale der experimentellen Validierung.

spielsweise Sensorrauschen oder Strukturschwingungen, die zu leichten Abweichungen in der ohnehin sehr präzisen Zustandsschätzung führen. Da durch den Zustandsvektor die Region und somit das Regelgesetz bestimmt wird, führen leichte Schätzfehler zu Stellgrößen, die sich außerhalb des Verstellbereichs befinden. Um dennoch ein stabiles physikalisches Verhalten des realen Systems sicherzustellen, musste das Stellsignal erneut auf den Verstellbereich des Dämpfers begrenzt werden. Ein weiterer Grund für die geringfügig schlechteren Ergebnisse des MPRs gegenüber COC (siehe Tabelle 5.4) liegt in der Aktuatordynamik, welche aufgrund der hohen Bandbreite bei der Reglerauslegung nicht berücksichtigt wurde.

Der theoretische Vorteil von ECOC gegenüber COC kann auch durch die Messung nicht nachgewiesen werden. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass der Zielkonflikt bei geregelten

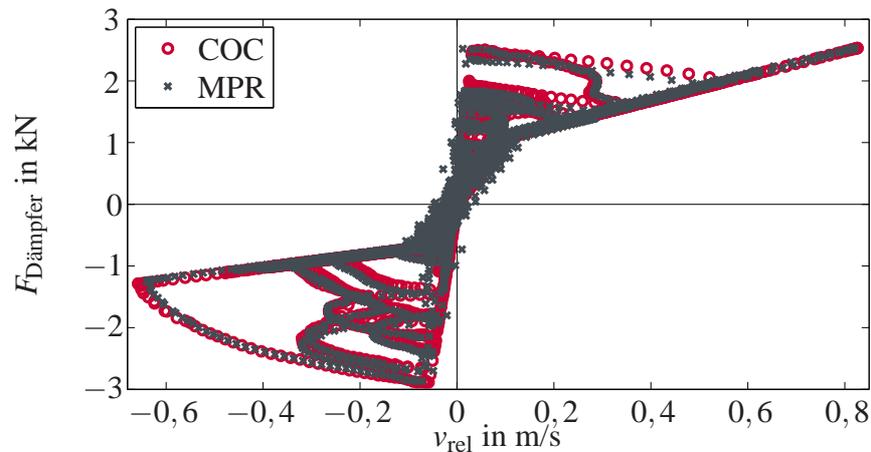


Abbildung 5.6: Vergleich der Stellgrößen von clipped optimal control und MPR.

Fahrwerken keine weiteren Verbesserungen durch die Erhöhung der Dissipativität in der Stellgröße zulässt. Dennoch kann diese Methode in vollaktiven Fahrwerken zum Einsatz kommen, um Stellenergie einzusparen, ohne den Gütefunktionswert zu erhöhen, insbesondere wenn die passive Dämpfung hoch ist.

5.4 Diskussion der Ergebnisse

In dieser Untersuchung wurden fünf verschiedene semiaktive Fahrwerksregler unter realistischen Bedingungen einander gegenübergestellt, mit dem Ziel, eine geeignete Regelungsmethode auszuwählen, die auf das reale Fahrzeug übertragen werden kann. Die experimentellen Ergebnisse belegen, dass modellbasierte Regelungsmethoden die Leistungsfähigkeit von Skyhook-basierten Reglern übertreffen. Darüber hinaus konnte nachgewiesen werden, dass die Methode clipped optimal control, sogar unter der Annahme eines realistischen Dämpferverstellbereichs, mit einem hybriden modellprädiktiven Regler identisch ist. Ein weiteres Ergebnis besteht darin, dass die Berücksichtigung einer Nebenbedingung für die Dissipativität der Stellgröße bei vollaktiven Systemen zu geringfügigen Energieeinsparungen führen kann. In semiaktiven Systemen ist durch dieses Vorgehen jedoch keine Verbesserung zu erreichen. Zudem müssen bei dieser Methode lineare Matrixgleichungen gelöst werden, was beim Vollfahrzeugmodell mit 14 Zuständen zu numerischen Problemen führen kann. Der modell-

prädiktive Regler benötigt in der expliziten Darstellung eine sehr präzise Zustandsschätzung, welche im Fahrzeug aufgrund der vielen Störeinflüsse nur schwer gelingt. Von der impliziten Darstellung und von höheren Prädiktionshorizonten ist abzuraten, da aufgrund der hohen benötigten Rechenleistung kein Einsatz auf modernen Steuergeräten möglich ist.

Die Anwendung des Optimalreglers und das nachgelagerte Begrenzen der Stellgröße auf den Verstellbereich des Dämpfers ist mit verhältnismäßig geringem Aufwand verbunden und erzielt in dem durchgeführten generalisierten Vergleich das beste Ergebnis. Da diese Methode auch auf das Vollfahrzeugmodell übertragen werden kann, wird im folgenden Kapitel die Implementierung in ein reales Fahrzeug untersucht.

Kapitel 6

REGLERIMPLEMENTIERUNG

Im vorangegangenen Kapitel wurde gezeigt, dass die Regelungsmethode clipped optimal control für semiaktive Fahrwerke bezüglich Leistungsfähigkeit und Aufwand für die Implementierung am besten geeignet ist. Im Folgenden wird die Methode auf das Gesamtfahrzeug erweitert und die Funktionsweise durch Messungen nachgewiesen. Um bei der Ventilstromberechnung für die Dämpfer den Hystereseigenschaften Rechnung zu tragen, wird eine dynamische Vorsteuerung vorgestellt, die, insbesondere bei hohen Anregungsfrequenzen, ein verbessertes Folgeverhalten der Dämpfungskraft ermöglicht. Die Ergebnisse werden sowohl mit denen eines passiven Fahrwerks als auch mit denen eines Skyhook-Reglers verglichen, der ohne Zuhilfenahme eines Modells entworfen werden kann.

6.1 *Clipped Optimal Control im Gesamtfahrzeug*

Der Entwurf eines COC-Reglers für das Gesamtfahrzeug folgt analog den Überlegungen aus Kapitel 5, jedoch mit dem Unterschied, dass statt des Viertelfahrzeugmodells das lineare Vollfahrzeugmodell (2.30) aus Kapitel 2 zum Einsatz kommt. Auch in diesem Fall wird ein linear quadratischer Regler für das zunächst vollaktiv angenommene Fahrwerk entworfen und die daraus resultierenden Sollkräfte zwischen Rad und Aufbau auf den Verstellbereich der semiaktiven Dämpfer beschränkt. Dabei wird die passive Dämpfung $b_{s,i}$ ($i \in [1..4]$) für den Reglerentwurf zu Null gesetzt, da die Dämpfungskraft als Stellgröße genutzt wird. Für die Modellgleichungen (2.30) wird eine volle Zustandsrückführung

$$\mathbf{F}_{\text{des,coc}} = -\mathbf{K}_{\text{coc}}\mathbf{x} \quad (6.1)$$

entworfen, welche die Kostenfunktion

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{z}^T(\tau)\mathbf{Q}_z\mathbf{z}(\tau) + \mathbf{u}^T(\tau)\mathbf{R}_z\mathbf{u}(\tau)) d\tau \quad (6.2)$$

minimiert. Die Matrizen \mathbf{Q}_z und \mathbf{R}_z ergeben sich gemäß dem quadratischen Gütemaß (2.46) aus Kapitel 2 zu

$$\mathbf{Q}_z = \begin{bmatrix} \rho_{rs}\mathbf{I}_4 & \mathbf{0} \\ & \rho_a & 0 & 0 \\ \mathbf{0} & 0 & \rho_\theta & 0 \\ & 0 & 0 & \rho_\phi \end{bmatrix}, \quad \mathbf{R}_z = \rho_u\mathbf{I}_4 \quad (6.3)$$

wobei die Federwege im Gütemaß nicht berücksichtigt werden (siehe Kapitel 2). Die Rückführmatrix \mathbf{K}_{coc} wird über die Lösung einer Riccatigleichung

$$\mathbf{A}^T\mathbf{P}_r + \mathbf{P}_r\mathbf{A} - (\mathbf{P}_r\mathbf{B}_u + \mathbf{N}_r)\mathbf{R}_r^{-1}(\mathbf{B}_u^T\mathbf{P}_r + \mathbf{N}_r^T) + \mathbf{Q}_r = \mathbf{0} \quad (6.4)$$

ermittelt [8, 100] mit $\mathbf{P}_r = \mathbf{P}_r^T > 0$ und

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_r &= \mathbf{C}_z^T\mathbf{Q}_z\mathbf{C}_z, \\ \mathbf{R}_r &= \mathbf{D}_{zu}^T\mathbf{Q}_z\mathbf{D}_{zu} + \mathbf{R}_z, \\ \mathbf{N}_r &= \mathbf{C}_z^T\mathbf{Q}_z\mathbf{D}_{zu}. \end{aligned} \quad (6.5)$$

Die Berechnung der Matrix \mathbf{K}_{coc} erfolgt gemäß

$$\mathbf{K}_{\text{coc}} = \mathbf{R}_r^{-1}(\mathbf{B}_u^T\mathbf{P}_r + \mathbf{N}_r^T). \quad (6.6)$$

Zwei Methoden zur Umrechnung der Sollkräfte $\mathbf{F}_{\text{des,coc}}$ in einen Dämpferventilstrom werden in Abschnitt 6.2 vorgestellt.

Die Parametrierung des Reglers erfolgt über eine Anpassung der Wichtungsmatrizen \mathbf{Q}_z und \mathbf{R}_z in der Gütefunktion (6.2), wobei die Anpassung entweder empirisch oder mit Hilfe einer Parameteroptimierung erfolgen kann. Für die weitere Vorgehensweise werden die freien Parameter in den Matrizen über einen genetischen Algorithmus optimiert, so dass zwei verschiedene Reglerparametrierungen ermittelt werden, die die Beurteilungskriterien für Sicherheit und Komfort jeweils minimieren. Für einen komfortabel abgestimmten Regler wird das Komfortmaß nach Hennecke [60] $\Pi_{\text{komfort}}(\mathbf{Q}_{z,1}, \mathbf{R}_{z,1})$ und für die sicherheitsorientierte Abstimmung der Bremsweg $\Pi_{\text{sicher}}(\mathbf{Q}_{z,2}, \mathbf{R}_{z,2})$ herangezogen. Beide Beurteilungskriterien werden anhand des nichtlinearen Vollfahrzeugmodells ermittelt, welches durch ein gemessenes Straßenprofil einer schlechten Landstraße angeregt wird. Für die Optimierung wird die MATLAB-Funktion `ga` verwendet.

6.2 Methoden zur Bestimmung des Dämpferventilstroms

Für die korrekte Funktionsweise des im vorangegangenen Abschnitt präsentierten Fahrwerksreglers müssen die geforderten Sollkräfte zwischen Rad und Aufbau $F_{\text{des,coc}}$ durch den semiaktiven Dämpfer realisiert werden. Dabei unterliegt der Dämpfer dem prinzipbedingten Nachteil, dass nur dissipativ wirkende Kräfte innerhalb eines festgelegten Verstellbereichs generiert werden können. Sind die quasi-statischen Kennlinien des Dämpfers bekannt, können diese invertiert werden, so dass der Ventilstrom unter Verwendung der Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Aufbau direkt berechnet werden kann. Soll zusätzlich das dynamische Hystereseverhalten bei der Berechnung des Ventilstroms berücksichtigt werden, kann dieses unter Zuhilfenahme des aus Kapitel 3 bekannten Hysterese Modells dynamisch vorgesteuert werden. Beide Ansätze werden im Folgenden beschrieben.

6.2.1 Statische Invertierung

Abbildung 6.1 zeigt den Verstellbereich des semiaktiven Dämpfers, der sich aus den quasi-statischen Kennlinien ableitet. Die Darstellung veranschaulicht, dass der ideal semiaktive Bereich erneut durch den realen Verstellbereich des Dämpfers eingeschränkt wird. Die Kraftanforderung des Reglers ist unabhängig von der Relativgeschwindigkeit und liegt demzufolge im grau markierten, vollaktiven Bereich. Tritt der in der Abbildung dargestellte Fall für die Sollkraft F_{soll} ein, wird die Kennlinie mit der minimalen Abweichung $|F_{\text{soll}} - F_{\text{Dämpfer}}|$ ausgewählt. Liegt die Sollkraft innerhalb des realisierbaren Bereichs, wird für die gegebene Relativgeschwindigkeit zwischen zwei gemessenen Kennlinien interpoliert, um den passenden Ventilstrom zu erhalten.

Diese Interpolation kann offline erfolgen, indem die Ventilströme für ein festgelegtes Kraft-Geschwindigkeits-Gitter berechnet werden, was zu dem in Abbildung 6.2 gezeigten Kennfeld führt. Dieses wird auf dem Steuergerät hinterlegt, wodurch, bei bekannter Relativgeschwindigkeit und geforderter Sollkraft, auf den Ventilstrom geschlossen werden kann.

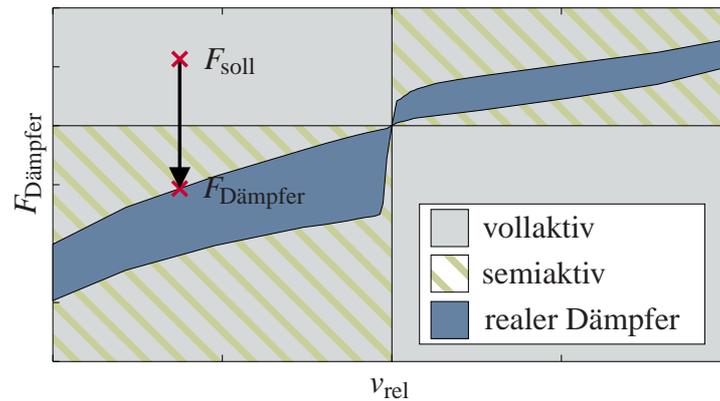


Abbildung 6.1: Verstellbereich eines realen Dämpfers.

6.2.2 Dynamische Vorsteuerung

Bereits in Kapitel 3 wurde anhand von Messungen gezeigt, dass die quasi-statischen Kennlinien, insbesondere bei hochfrequenten Anregungen, aufgrund teils starker Hystereseeffekte nicht in jedem Fall zu einer genauen Beschreibung des dynamischen Dämpferverhaltens ausreichen. Werden die invertierten quasi-statischen Kennlinien für die Berechnung des Ventilstroms herangezogen, entspricht die resultierende Dämpfungskraft infolge des Hystereseverhaltens nicht zwangsläufig der gewünschten Kraft.

Um das Folgeverhalten der Dämpfungskraft auch bei hochdynamischen Anregungen zu verbessern, kann das Dämpfermodell verwendet werden, indem es in eine dynamische Vorsteuerung eingebettet wird. Die Struktur einer dynamischen Vorsteuerung wurde von Franklin et al. in [45] vorgeschlagen und ist in Abbildung 6.3, übertragen auf die vorliegende Problemstellung, dargestellt.

Die invertierten quasi-statischen Kennlinien (Abbildung 6.2) bilden die Grundlage für die dynamische Vorsteuerung. Zusätzlich wird das Hysteresemodell genutzt, um die am Dämpfer wirkende Kraft zu schätzen, so dass ein Soll-Ist-Vergleich zwischen der vom Fahrwerksregler gewünschten und der real wirksamen Kraft ermöglicht wird. Weicht die Istkraft von der Sollkraft ab, entsteht ein Fehler und der Sollstrom wird durch einen Regler angepasst. Der Kraftfehler wird dabei mit dem Vorzeichen der berechneten Dämpfungskraft multipliziert, da eine positive Abweichung immer zu einer Erhöhung der Dämpfung führen muss. Dies gilt unab-

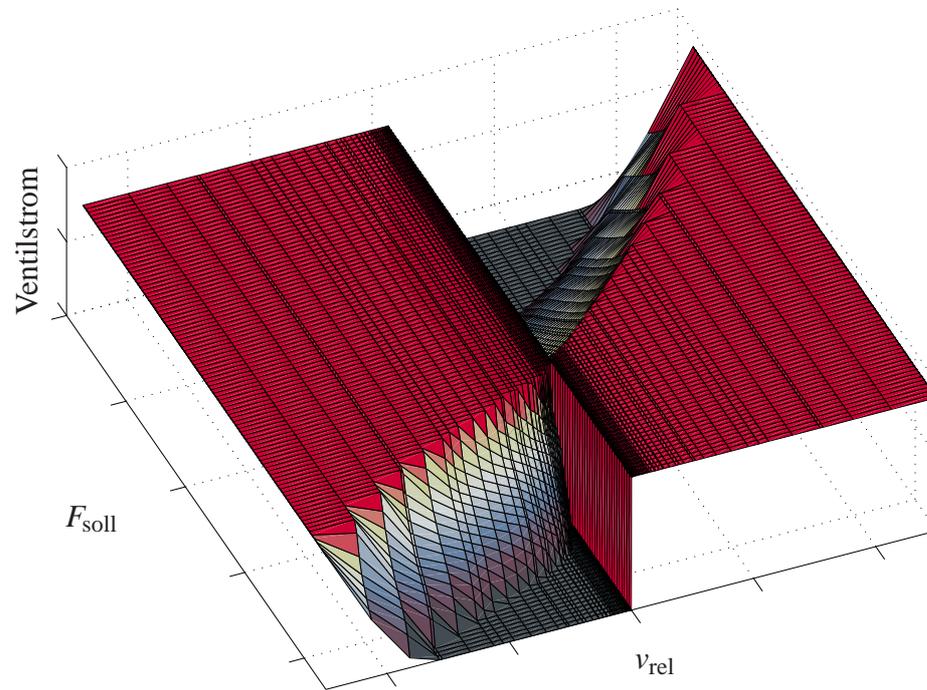


Abbildung 6.2: Kennfeld der invertierten quasi-statischen Kennlinien.

hängig davon, ob der Dämpfer sich in der Zug- oder Druckstufe befindet. Die beiden Sättigungsblöcke sind notwendig, damit der zulässige Verstellbereich des Ventilstroms nicht überschritten wird. Der korrigierte Sollstrom wird anschließend an den real verbauten Dämpfer weitergeleitet. Die Bedingungen für eine Verbesserung des Folgeverhaltens der Dämpfkraft sind einerseits, dass das Modell das reale Verhalten des Dämpfers mit ausreichender Genauigkeit abbildet und andererseits, dass die Reglerverstärkung hoch genug ist. Als Regler wird ein Proportionalregler eingesetzt, dessen Verstärkungsfaktor über eine Optimierung mittels eines genetischen Algorithmus bestimmt wird. Ziel dieser Optimierung ist es, den Fehler zwischen der Sollkraft F_{soll} und der Dämpfkraft $F_{\text{Dämpf}}$ zu minimieren.

Um die dynamische Vorsteuerung mit der quasi-statischen Invertierung zu vergleichen, wird das Hysteresemodell nochmals für die Simulation des real verbauten Dämpfers genutzt und der Fehler für ein definiertes Anregungsprofil, jeweils zwischen der gewünschten und der tatsächlichen Kraft, ausgewertet. Für die Anregung wurde ein während einer Messfahrt auf-

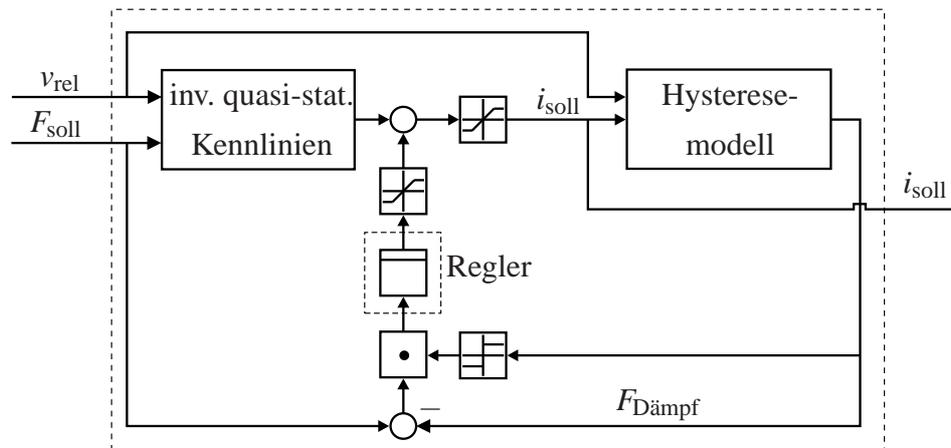


Abbildung 6.3: Struktur der dynamischen Vorsteuerung.

gezeichnetes Signal der Relativgeschwindigkeit herangezogen und die Sollkraft proportional zur Relativgeschwindigkeit berechnet. Es wird darauf hingewiesen, dass Unterschiede zwischen den Ansätzen nur innerhalb des realisierbaren Verstellbereichs des Dämpfers auftreten können und der Ventilstrom außerhalb dieses Bereichs in der Sättigung betrieben wird.

Der Vergleich in Abbildung 6.4 zeigt eine deutliche Verbesserung des Folgeverhaltens, wenn die dynamische Vorsteuerung eingesetzt wird. Insbesondere bei den Kraftspitzen, welche zu hohen Vertikalbeschleunigungen führen und daher von den Fahrzeuginsassen verstärkt wahrgenommen werden, ist eine Verbesserung erkennbar. Der mittlere quadratische Fehler reduziert sich bei dieser Anregung von 80,6 N auf 46,8 N, was einer 42 %igen Verbesserung entspricht. Bei einer näheren Betrachtung der Stellgröße fällt auf, dass die Verbesserung im Wesentlichen durch hochfrequente Korrekturen des Ventilstroms erreicht wird und der Stellgrößenverlauf im Mittel der statischen Invertierung entspricht.

Um eine Abschätzung zu erhalten, wie stark sich nicht modellierte Änderungen im Verhalten des realen Dämpfers auf die dynamische Vorsteuerung auswirken, wurden alle Parameter des simulierten Dämpfers um 30 % ihres nominellen Wertes variiert und die mittleren quadratischen Fehler erneut ausgewertet. Die Ergebnisse zeigen, dass bei einer positiven Veränderung der Parameter die Verbesserung noch 18,9 % beträgt. Auch in negativer Richtung kann mit diesem Vorgehen eine Verbesserung von 5,6 % erreicht werden.

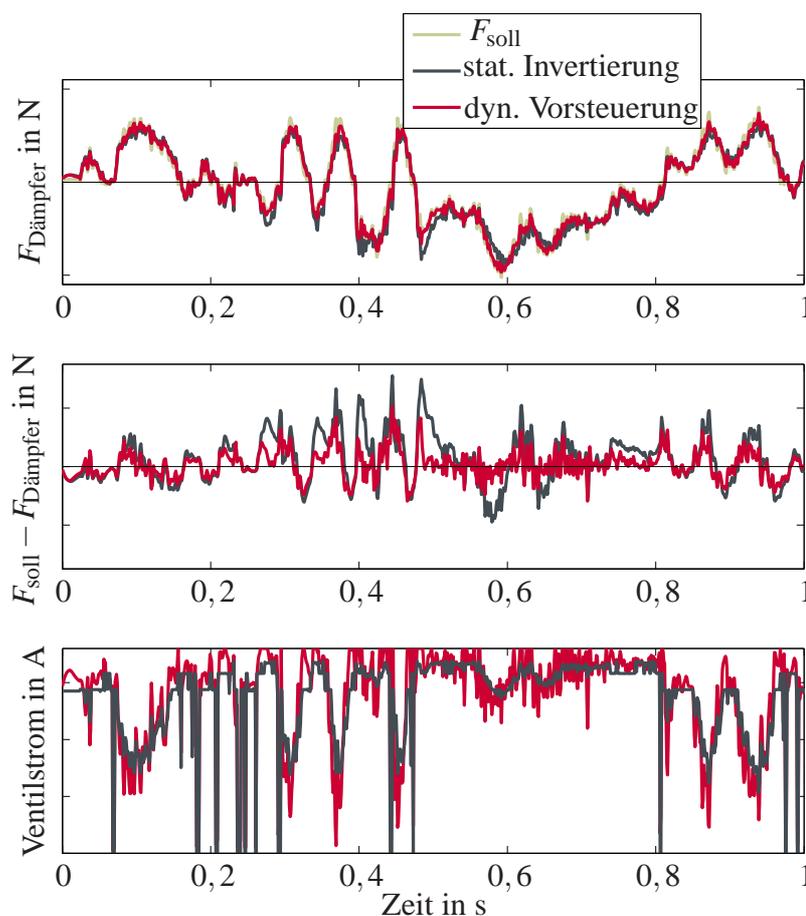


Abbildung 6.4: Vergleich zwischen der dynamischen Vorsteuerung und der statischen Invertierung — Simulation.

Für die Validierung der dynamischen Vorsteuerung durch Messungen wurde das Fahrzeug mit einem in der Frequenz ansteigenden Sinussignal in Hubrichtung angeregt und die Vertikalbeschleunigung ausgewertet. Die Messung wurde jeweils für die statische Invertierung und die dynamische Vorsteuerung durchgeführt, wobei die Sollkraft durch den auf Sicherheit ausgelegten linear quadratischen Fahrwerksregler generiert wurde. Die Ergebnisse in Abbildung 6.5 für zwei unterschiedliche Frequenzbereiche bestätigen die aus den Simulationen gewonnene Erkenntnis, dass besonders die Beschleunigungsspitzen durch den Einsatz der dynamischen Vorsteuerung reduziert werden. Ebenso entspricht die Tatsache, dass die Verbesserung bei hö-

heren Anregungsfrequenzen deutlicher wird, den Erwartungen, da die Hystereseffekte bei hohen Frequenzen verstärkt auftreten.

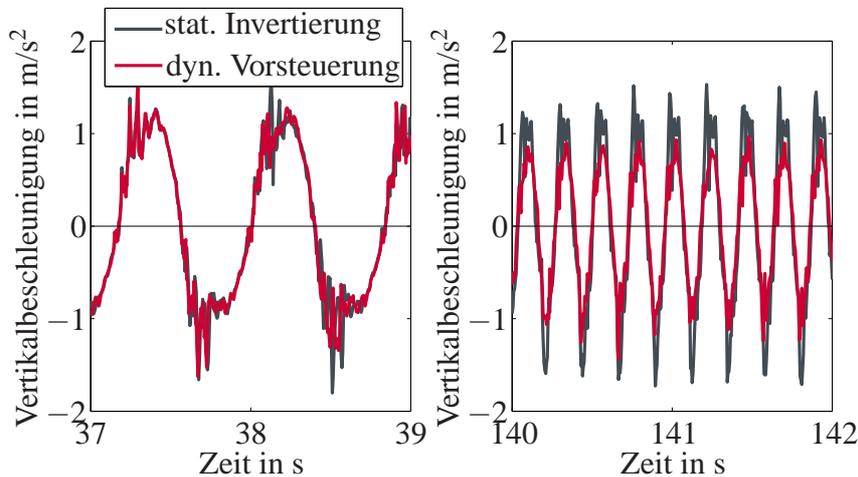


Abbildung 6.5: Vergleich zwischen der dynamischen Vorsteuerung und der statischen Invertierung — Messung.

Durch den Einsatz der dynamischen Vorsteuerung für die Berechnung des Ventilstroms aus der Relativgeschwindigkeit und der Sollkraft des Fahrwerksreglers lässt sich das Folgeverhalten der Dämpfungskraft deutlich verbessern, was insbesondere bei hohen Frequenzen zu einer Reduktion der Beschleunigungsspitzen führt. Daher wird dieser Ansatz im weiteren Verlauf für die Implementierung im Fahrzeug verwendet.

6.3 Skyhook-basiertes Referenzsystem

Um die Leistungsfähigkeit des linear quadratisch optimalen Reglers zu beurteilen, soll neben dem passiven Fahrwerk zusätzlich ein durch das Skyhook-Prinzip geregeltes Fahrwerk herangezogen werden. Der Anspruch an das Skyhook-basierte Referenzsystem besteht darin, den Regler so auszulegen, dass alle benötigten Signale nur durch Ableitungen, Integrationen, grundlegende Rechenoperationen oder konventionelle Filtertechniken und ohne Zuhilfenahme von Modellen ermittelt werden. Der Vorteil dieser sogenannten signalbasierten Beobachter (siehe z.B. [48]) bzw. Regler ist darin begründet, dass diese meist weniger komplex und

dadurch insbesondere in der Serienentwicklung einfacher beherrschbar sind. Des Weiteren entfällt die sonst notwendige Modellbildung und die Parameteridentifikation. Für den Einsatz eines Skyhook-Reglers im Fahrzeug müssen

- die absolute Aufbaugeschwindigkeit,
- die Nickrate,
- die Wankrate und
- die vier Relativgeschwindigkeiten zwischen dem Aufbau und den Rädern

als Eingangssignale bereit stehen. Für deren Ermittlung wird im Folgenden eine signalbasierte Schätzmethode vorgestellt.

6.3.1 Signalbasierte Zustandsgrößenschätzung

Wie in Kapitel 3 bereits beschrieben, werden über die im Fahrzeug verbaute Sensorik des Versuchsfahrzeugs

- die Aufbaubeschleunigung a_z ,
- die Nickrate $\dot{\phi}$,
- die Wankrate $\dot{\theta}$ und
- die vier Federwege \mathbf{z}_{rel}

gemessen, aus denen die oben genannten Signale berechnet werden.

Die Schätzung der absoluten Aufbaugeschwindigkeit, welche durch eine Integration des Aufbaubeschleunigungssignals ermittelt wird, stellt dabei die größte Herausforderung dar, denn zusätzlich zu den in Kapitel 4 diskutierten niederfrequenten Störungen auf den Beschleunigungssensor entsteht durch die Integration ein Drift. Der Einsatz einer Hochpassfilterung

führt, wie beim Kalmanfilter, ebenfalls zu dem Problem, dass die Phase der Aufbaugeschwindigkeit im Bereich der Aufbaueigenfrequenz für die Regelung zu hoch ist, wenn das Filter die Störungen wirkungsvoll eliminieren soll.

Zur Lösung des Problems ist eine genauere Betrachtung der Leistungsdichtespektren der Aufbaubeschleunigung und der Aufbaugeschwindigkeit notwendig. Für die Erstellung der in Abbildung 6.6 dargestellten Leistungsdichtespektren diente eine 38-minütige Messfahrt über Landstraßen und Autobahnen als Grundlage. Bei der Aufbaubeschleunigung fallen sofort die beiden rot markierten Maxima der Aufbaueigenfrequenz (1. Maximum) und der Radeigenfrequenz (2. Maximum) auf. Zusätzlich sind die Anteile der niederfrequenten Störungen im Bereich von 0 Hz erkennbar. Durch die Integration wird das Signal bei niedrigen Frequenzen verstärkt, während die Amplituden der hohen Frequenzen abgeschwächt werden. Dies führt zu dem in Abbildung 6.6 rechts dargestellten Leistungsdichtespektrum der absoluten Aufbaugeschwindigkeit. Das Signal enthält im Wesentlichen die niederfrequenten Störungen und Nutzsignalanteile im Bereich der Aufbaueigenfrequenz. Weitere Anteile des Nutzsignals im Frequenzbereich oberhalb der Aufbaueigenfrequenz sind dagegen kaum vorhanden, da die Amplituden in diesem Bereich vernachlässigbar klein sind.

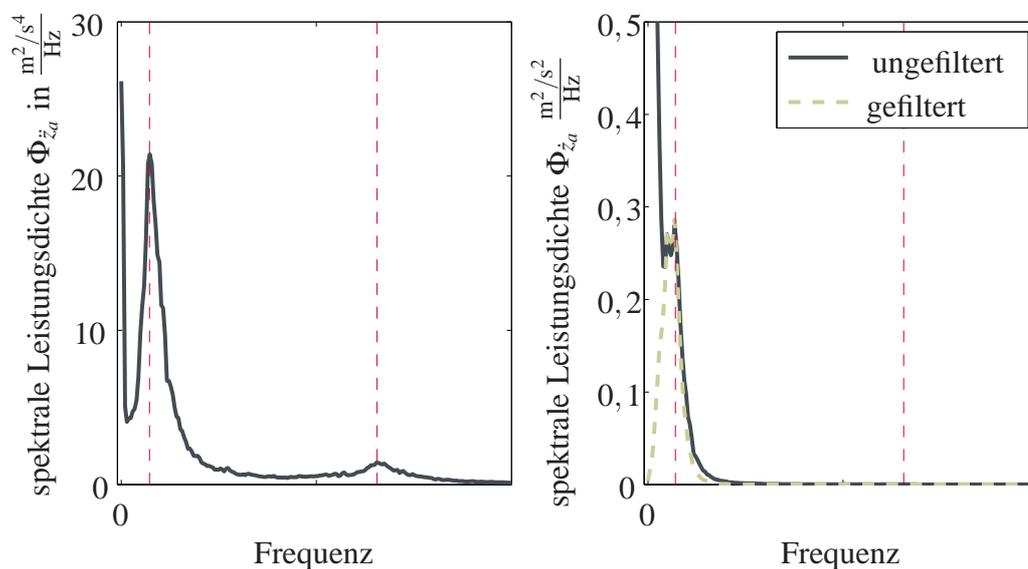


Abbildung 6.6: Leistungsdichtespektren der Aufbaubeschleunigung (li.) und der Aufbaugeschwindigkeit (re.).

Die Tatsache, dass sich die Anteile des Nutzsignals in der Aufbaugeschwindigkeit hauptsächlich auf eine Frequenz beschränken, erlaubt die Ergänzung des Hochpassfilters um einen phasenrückdrehend wirkenden Tiefpassfilter. Dabei kann der Amplitudenabfall des Tiefpasses jenseits der Eckfrequenz in Kauf genommen werden, da das Signal oberhalb der Aufbaueigenfrequenz kaum Informationen enthält. Werden die Eckfrequenzen des Hochpass- und des Tiefpassfilters beide auf denselben Wert gesetzt, entsteht ein Filter, welches bei der Eckfrequenz einen Phasennulldurchgang besitzt. Um die niederfrequenten Störungen vollständig zu eliminieren, hat sich der Einsatz eines Hochpassfilters 2. Ordnung, welches mit einem Tiefpassfilter 1. Ordnung kombiniert wird, bewährt. Die Parameter des sich daraus ergebenden Filters müssen so gewählt werden, dass der Phasennulldurchgang im Bereich der Aufbaueigenfrequenz liegt und die Amplitudenverstärkung des Filters bei der Aufbaueigenfrequenz 1 beträgt. In Abbildung 6.7 ist das Bodediagramm dieses Filters dargestellt, über welchen der Nutzsinalanteil der Aufbaugeschwindigkeit aus den Rohdaten extrahiert werden kann. Abbildung 6.6 rechts zeigt, dass durch die Filterung die niederfrequenten Störungen vollständig entfernt werden können, ohne den Nutzsinalbereich negativ zu beeinflussen.

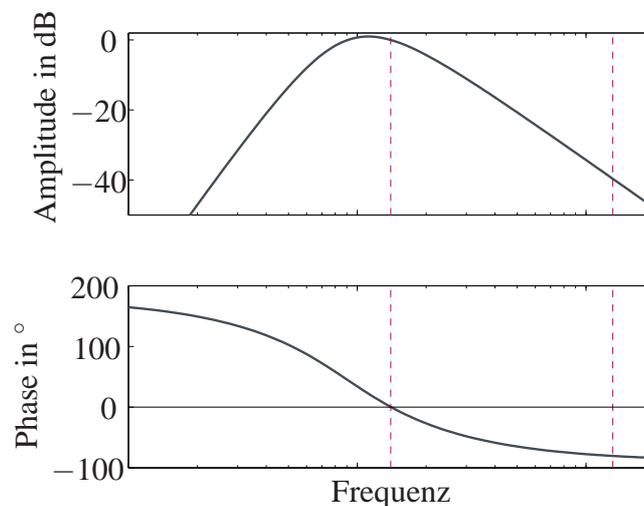


Abbildung 6.7: Bodediagramm des Filters für die Aufbaugeschwindigkeit.

Aufgrund desselben Zusammenhangs können ebenfalls die Nick- und die Wankraten von den Störungen befreit werden (siehe Abbildung 6.8), wobei aufgrund der fehlenden Integration ein Hochpassfilter 1. Ordnung ausreicht.

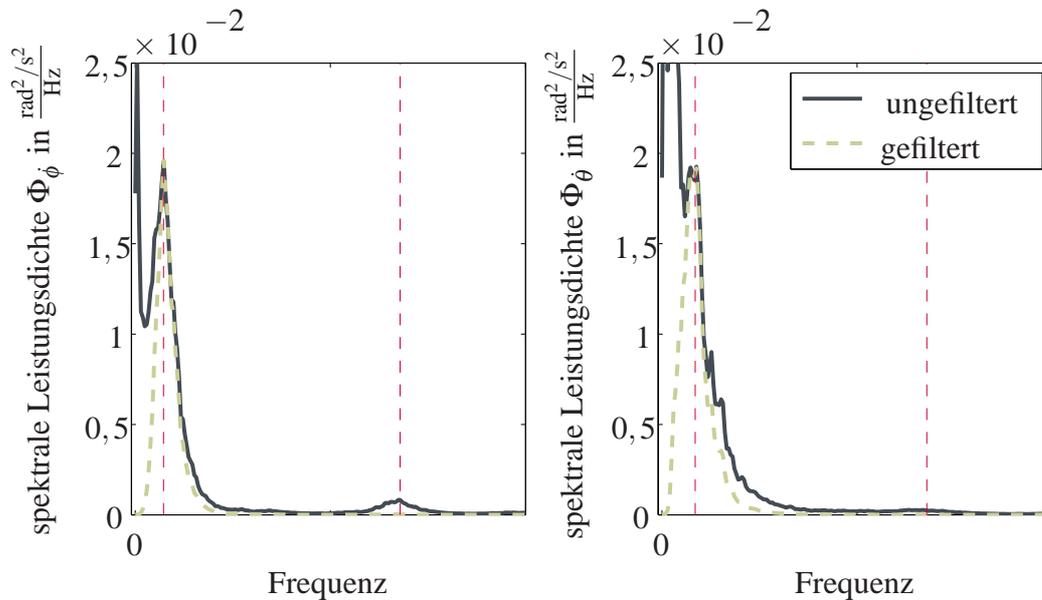


Abbildung 6.8: Leistungsdichtespektren der Nickrate (li.) und der Wankrate (re.).

Die Hoch- und Tiefpassfilterung führt mit den diskutierten Eckfrequenzen zu einer starken Verfälschung der Signale im Frequenzbereich oberhalb der Aufbaueigenfrequenz. Dies kann durch eine Messung der gefilterten Aufbaugeschwindigkeit im Vergleich mit der Schätzung des Kalmanfilters in Abbildung 6.9 bestätigt werden. Da jedoch aufgrund der typischen Straßenanregungen, welche ebenfalls in Form von Leistungsdichtespektren analysiert werden können (siehe Kapitel 2), die höchsten Anregungsamplituden bei niedrigen Frequenzen zu erwarten sind, kann diese Verfälschung für die Skyhook-Regelung in Kauf genommen werden. Modellbasierte Filter, wie das in Kapitel 4 vorgestellte Kalmanfilter, unterliegen dieser Einschränkung nicht und erreichen über ein breites Frequenzband hinweg eine hohe Schätzgüte.

Die vier Relativgeschwindigkeiten zwischen Aufbau und Rad können über eine Ableitung der Federwege bestimmt werden, die aufgrund der hohen Signalqualität der digitalen Inkrementalgeber nicht gefiltert werden müssen. Der gesamte Signalverarbeitungsprozess des Skyhook-basierten Referenzsystems ist in Abbildung 6.10 nochmals zusammengefasst.

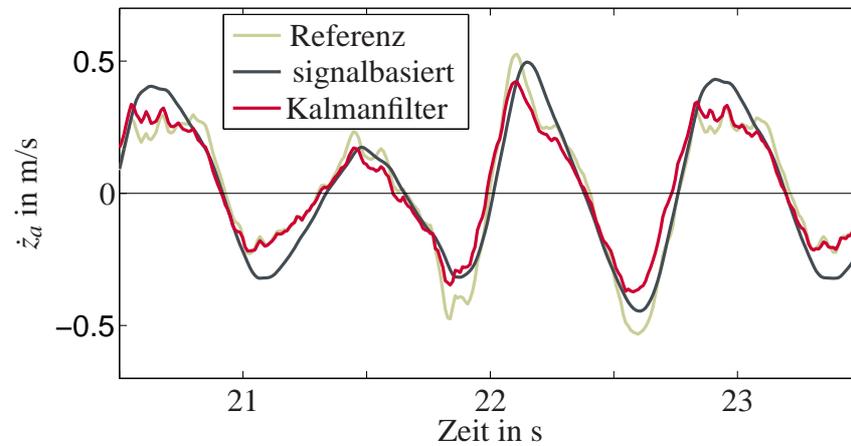


Abbildung 6.9: Vergleich der signal- und modellbasierten Schätzung der Aufbaugeschwindigkeit.

6.3.2 Skyhook-Regelung des Vollfahrzeugs

Der Skyhook-Regler wurde bereits in Kapitel 2 für das Viertelfahrzeug beschrieben und soll im Folgenden auf das Gesamtfahrzeug erweitert werden. Dazu wird der Fahrzeugaufbau zusätzlich zur Hubrichtung auch in Nick- und Wankrichtung, jeweils gegenüber einem inertialen Referenzsystem, mit einem virtuellen Dämpfer verbunden (Abbildung 6.11). Daraus resultieren die modalen Kräfte und Momente des Aufbaus

$$\begin{bmatrix} F_{z,\text{soll}} \\ T_{\theta,\text{soll}} \\ T_{\phi,\text{soll}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -b_{\text{sky,hub}} & 0 & 0 \\ 0 & -b_{\text{sky,wank}} & 0 \\ 0 & 0 & -b_{\text{sky,nick}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{a,\text{filt}} \\ \dot{\theta}_{\text{filt}} \\ \dot{\phi}_{\text{filt}} \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

mit den Skyhook-Konstanten $b_{\text{sky,hub}}$, $b_{\text{sky,nick}}$ und $b_{\text{sky,wank}}$. Die modalen Sollkräfte und -momente können über geometrische Beziehungen auf die jeweiligen Sollkräfte an den vier Ecken des Fahrzeugs

$$\begin{bmatrix} F_{\text{vr,soll}} \\ F_{\text{vl,soll}} \\ F_{\text{hl,soll}} \\ F_{\text{hr,soll}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l_h}{2(l_h+l_v)} & -\frac{1}{4t_v} & -\frac{1}{2(l_h+l_v)} \\ \frac{l_h}{2(l_h+l_v)} & \frac{1}{4t_v} & -\frac{1}{2(l_h+l_v)} \\ \frac{l_v}{2(l_h+l_v)} & \frac{1}{4t_h} & \frac{1}{2(l_h+l_v)} \\ \frac{l_v}{2(l_h+l_v)} & -\frac{1}{4t_h} & \frac{1}{2(l_h+l_v)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{z,\text{soll}} \\ T_{\theta,\text{soll}} \\ T_{\phi,\text{soll}} \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

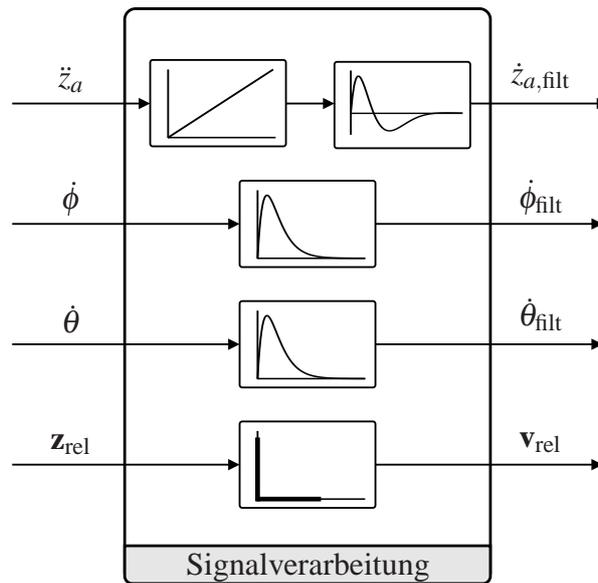


Abbildung 6.10: Signalverarbeitung des Skyhook-basierten Referenzsystems.

umgerechnet werden. Dabei werden die modalen Sollgrößen derart auf die vier Räder verteilt, dass keine wechselseitige Beeinflussung auf die verbleibenden Bewegungsformen (Huben, Nicken, Wanken bzw. Verwinden) erfolgt.

Die Umrechnung der Sollkräfte in Dämpferventilströme wird analog der im vorangegangenen Abschnitt 6.2 vorgestellten dynamischen Vorsteuerung unter Berücksichtigung der Hystereseeigenschaften realisiert.

Die Auslegung erfolgt, wie beim linear quadratisch optimalen Regler, über eine Optimierung der Skyhook-Konstanten mittels eines genetischen Algorithmus, so dass das Komfortmaß nach Hennecke $\Pi_{\text{komfort}}(b_{\text{sky, hub}}, b_{\text{sky, nick}}, b_{\text{sky, wank}})$ für die Anregung mit einem gemessenen Straßenprofil minimal wird.

6.4 Messergebnisse

Um die Funktionsweise der vorgestellten Regler zu validieren, wurden diese zusammen mit dem Beobachter und der dynamischen Vorsteuerung zur Ventilstromberechnung auf dem seriennahen Steuergerät implementiert. Die Messungen erfolgten auf dem in Kapitel 3 vorge-

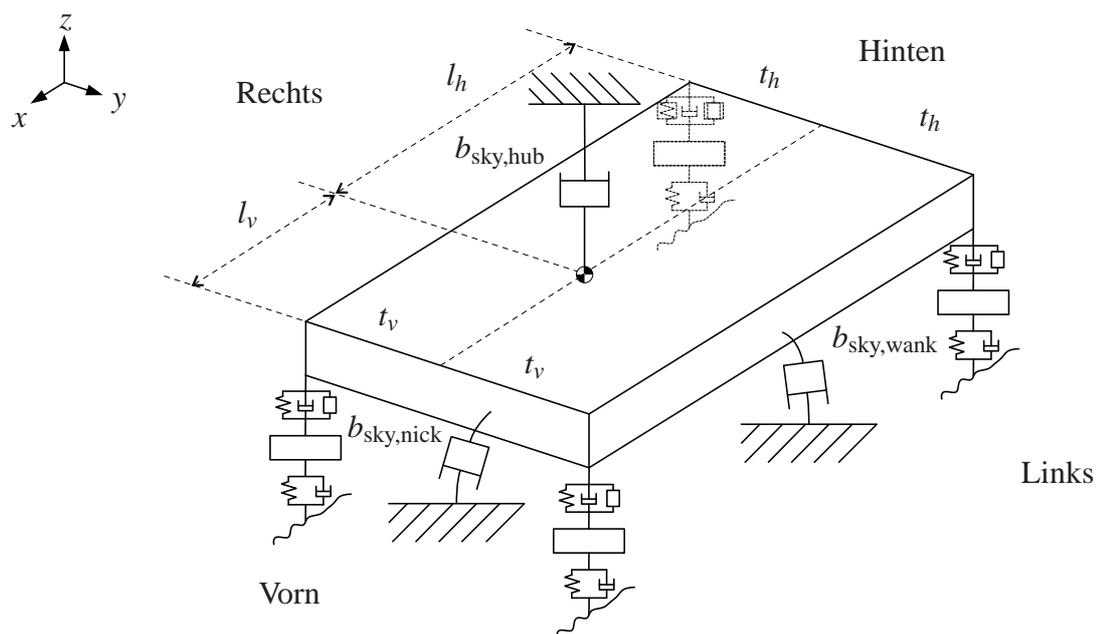


Abbildung 6.11: Das Skyhook-Prinzip am Gesamtfahrzeug.

stellten 7-Stempel Hydropulsprüfstand, wobei unterschiedliche Profile als Anregungssignal dienten. Dabei kamen künstlich erzeugte, in der Frequenz ansteigende Sinussignale (Sinus-sweep) zum Einsatz, um das Übertragungsverhalten zu analysieren. Für die Bewertung unter realen Bedingungen fanden real vermessene Straßenprofile Verwendung.

Das in Abbildung 6.12 dargestellte Übertragungsverhalten ermöglicht einen gesamtheitlichen Überblick über die Reaktion des Fahrzeugs auf die Anregung in unterschiedlichen Frequenzbereichen. Die Berechnung erfolgt mittels einer schnellen Fourier-Transformation der Signale für die Anregung mit einem Sinus-sweep jeweils einzeln in Hub-, Nick- oder Wankrichtung. Dargestellt ist das Übertragungsverhalten der Vertikal-, Nick- und Wankbeschleunigung sowie der dynamischen Radlastschwankung für zwei passive Fahrwerkseinstellungen, den beiden linear quadratisch optimalen Reglern und den Skyhook-Regler. Deutlich erkennbar sind die Nick-, Hub- und Radeigenfrequenzen, während das Übertragungsverhalten in Wankrichtung stark durch das Aggregat und das Schwingfundament des Prüfstands beeinflusst wird. Der Einfluss des Aggregates ist auch in der Vertikalbeschleunigung sichtbar und führt zu dem markierten Knick im Amplitudengang unterhalb der Radeigenfrequenz.

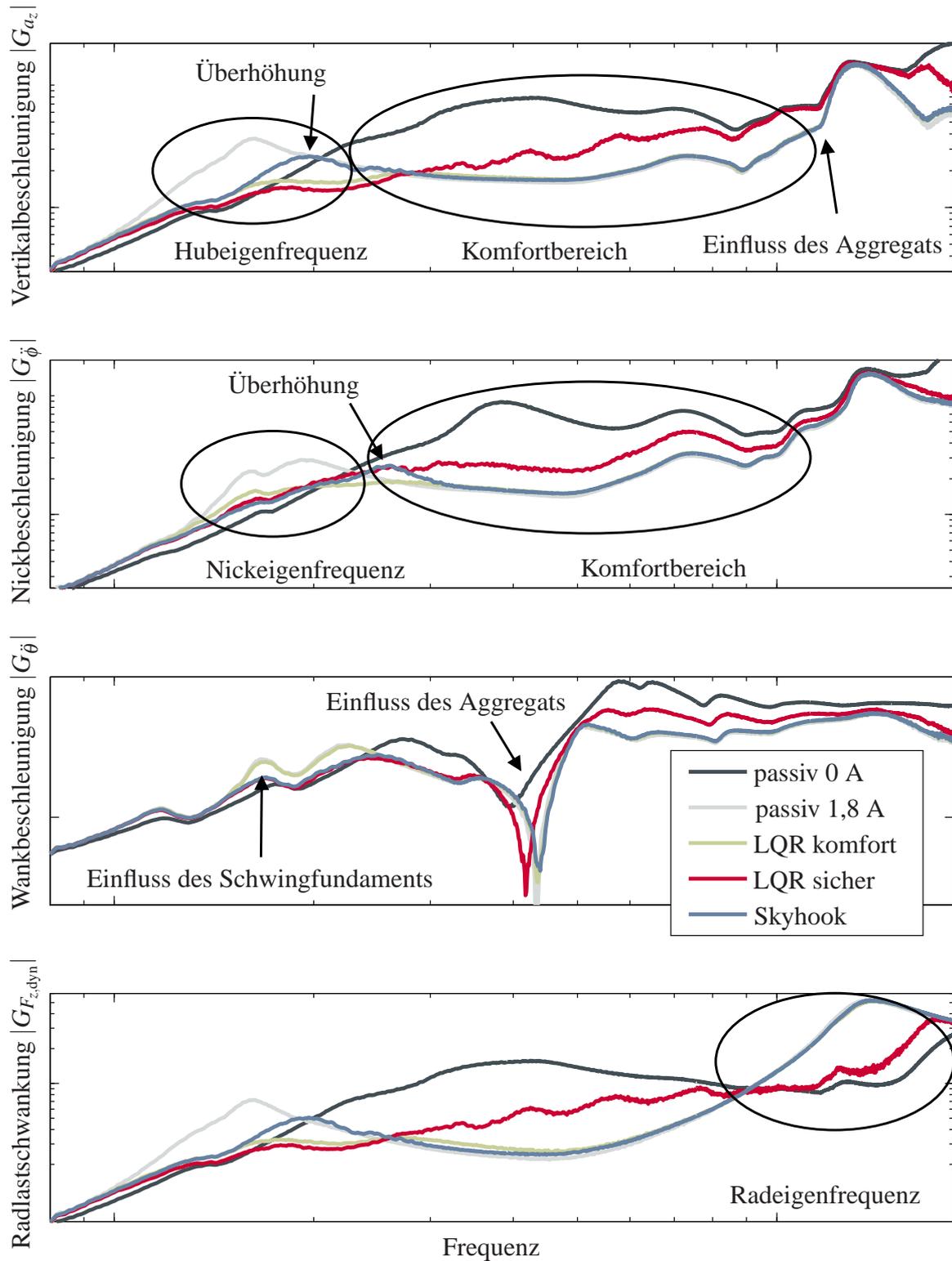


Abbildung 6.12: Gemessenes Übertragungsverhalten.

Die jeweiligen Aufbaueigenfrequenzen und die Radeigenfrequenz werden durch das passiv hart abgestimmte Fahrwerk stark gedämpft. Demgegenüber bietet das passiv weiche Fahrwerk im Komfortbereich zwischen den beiden Eigenfrequenzen die besseren Isolationseigenschaften. Geregelte Fahrwerke können dagegen über den gesamten Frequenzbereich eine Verbesserung erzielen, was durch die drei getesteten Regler bestätigt werden kann. Dennoch sind Unterschiede zwischen den einzelnen Ansätzen erkennbar.

Sehr auffällig ist die Überhöhung, die der Skyhook-Regler nach der Hub- bzw. Nickeigenfrequenz zeigt. Diese entsteht durch den gewählten Ansatz zur Filterung der jeweiligen Geschwindigkeiten, da die Phase der Signale oberhalb der Eckfrequenzen sehr steil abfällt (siehe Abschnitt 6.3.1). Die Amplitude wird durch den Tiefpasscharakter ebenfalls reduziert und führt bei hohen Frequenzen zu einer Sollkraft von ungefähr Null, was zu einer in diesem Bereich günstigen weichen Dämpfereinstellung führt. Dennoch ist der Amplitudenabfall nach der Eckfrequenz nicht steil genug, um den Phasenabfall, der das Signal verfälscht, auszugleichen. Die dadurch entstehende Überhöhung stellt einen prinzipbedingten Nachteil dieses Ansatzes dar und muss bei der signalbasierten Skyhook-Regelung in Kauf genommen werden.

Die beiden linear quadratisch optimalen Regler unterliegen dieser Einschränkung nicht. Der komfortorientierte Regler zeigt insbesondere im Komfortbereich die gleichen, vorteilhaften Isolationseigenschaften wie das passiv weiche Fahrwerk, während die Amplituden bei den Aufbaueigenfrequenzen deutlich reduziert werden. Da der Aufbau die durch die Fahrbahn angeregten niederfrequenten Wankbewegungen nicht kopieren sollte und das weich abgestimmte Fahrwerk bei dieser Anregung den höchsten Komfort bietet, ist das Übertragungsverhalten des komfortorientierten Reglers in der Wankrichtung ebenfalls zufriedenstellend. Für den auf Fahrsicherheit abgestimmten LQ-Regler ist im Wesentlichen die dynamische Radlastschwankung maßgeblich, da diese den Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn definiert. Von besonderer Bedeutung ist der Bereich der Aufbaueigenfrequenz, weil dieser mit hohen Amplituden angeregt wird und die Bewegung der Aufbaumasse zu hohen Radlastschwankungen führt. Hier bietet der sicherheitsorientierte Regler die besten Übertragungseigenschaften aller untersuchten Konfigurationen. Auch im Bereich der Radeigenfrequenz werden die Amplituden der dynamischen Radlastschwankung gering gehalten und dennoch ist das Übertragungsverhalten im komfortrelevanten Bereich deutlich besser als beim passiv harten Fahrwerk. Somit sind die in Kapitel 2 diskutierten Voraussetzungen für eine Verkürzung des Bremswegs bei dem auf Fahrsicherheit ausgelegten LQ-Regler erfüllt.

Eine weitere Möglichkeit zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit der verschiedenen Konfigurationen bieten die Konfliktschaubilder aus Abbildung 6.14. Hierbei wird für die jeweiligen Anregungsprofile das Komfortmaß nach Hennecke auf der Ordinate und der RMS-Wert der über alle vier Reifen gemittelten dynamischen Radlastschwankung $\|\bar{F}_{z,dyn}\|_{rms}$ auf der Abszisse dargestellt. Die Leistungsdichtespektren der verwendeten Profile in Abbildung 6.13 zeigen, dass Profil 1 sehr breitbandig mit hohen Amplituden anregt, während in Profil 2 nur einzelne hohe Frequenzen mit hohen Amplituden erkennbar sind. Durch Profil 3 wird das Fahrzeug hauptsächlich im komfortrelevanten Bereich angeregt und durch den Sinussweep entsteht eine sehr gleichförmige Anregung im gesamten Frequenzband.

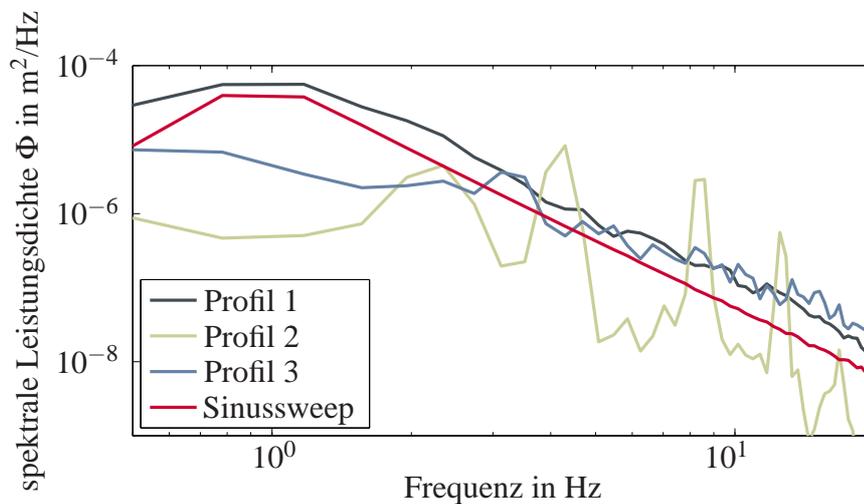


Abbildung 6.13: Leistungsdichtespektren der Anregungsprofile.

Profil 1 wurde verwendet, um das passive Fahrwerk in kleinen Schritten von hart nach weich zu variieren, wobei sich das Optimum bei 1.2 A ergibt. Ebenfalls erkennbar ist der in Richtung hart verschobene parabelförmige Verlauf des passiven Fahrwerks, welcher ein Indiz dafür ist, dass die Dämpfer für das vorliegende Fahrzeug zu hart sind.

Auch diese Untersuchung führt zu dem Ergebnis, dass durch die geregelten Fahrwerke der Zielkonflikt bei der Auslegung entschärft und der Komfort bzw. die Fahrsicherheit über die Möglichkeiten des passiven Fahrwerks hinaus verbessert werden kann. So erzielt der komfortorientierte LQ-basierte Regler in allen Fällen ein Minimum im Komfortmaß nach Hennecke und der sicherheitsorientierte LQ-Regler die niedrigste mittlere dynamische Radlastschwankung.

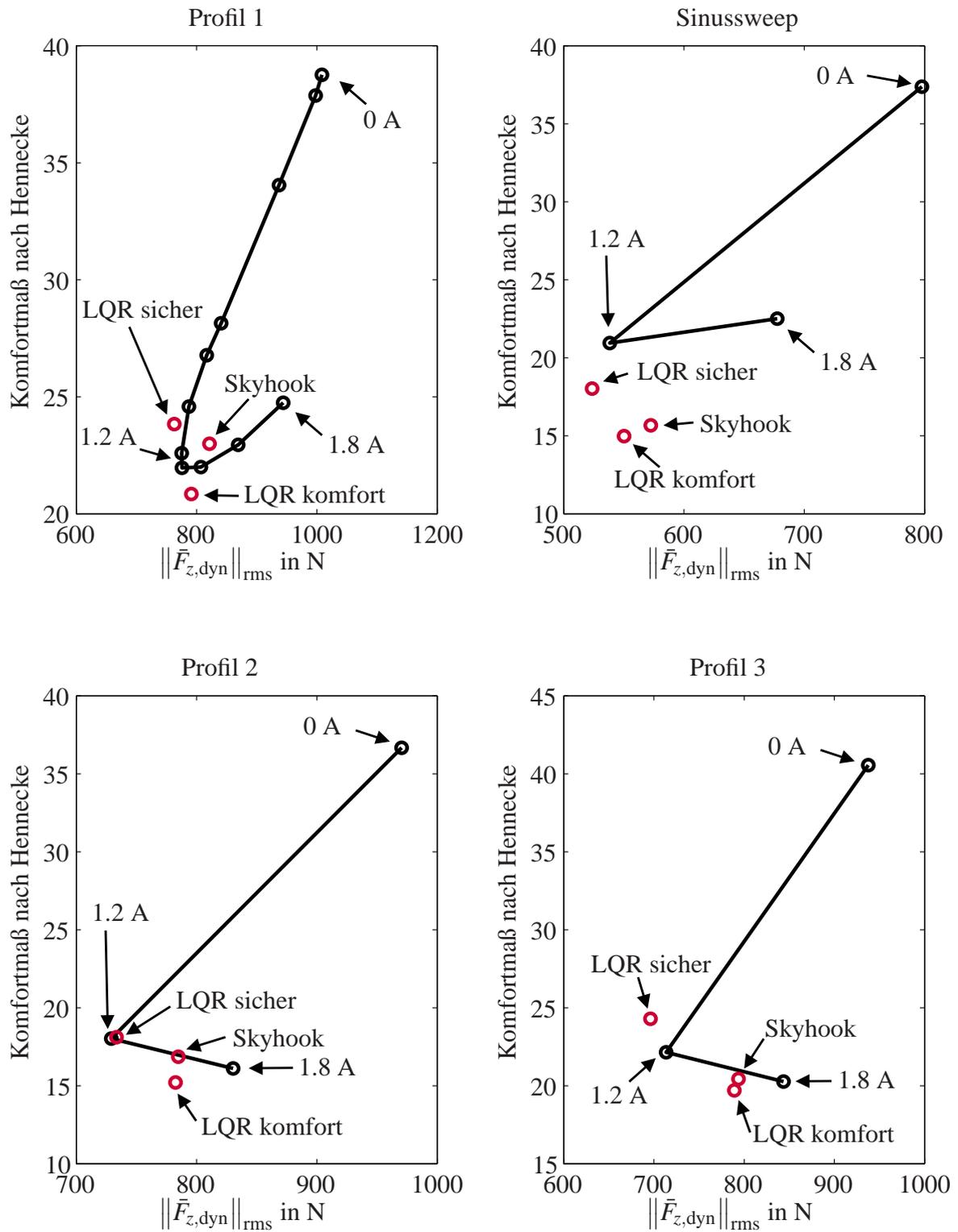


Abbildung 6.14: Konfliktschaubilder bei realen Straßenprofilen.

kung. Lediglich für Profil 2 fällt er aufgrund der fehlenden Aufbauanregung minimal hinter das optimale passive Fahrwerk zurück. Beim Vergleich des auf Fahrsicherheit ausgelegten LQ-Reglers mit dem passiv harten Fahrwerk erzielt der LQ-Regler, trotz der guten Dämpfungseigenschaften bei der Aufbau- und der Radeigenfrequenz (Abbildung 6.12), eine deutliche Komfortverbesserung. Da auch die RMS-Werte der dynamischen Radlastschwankung beim sicherheitsorientierten LQ-Regler sehr niedrig sind, erfüllt der Regler, zusammen mit den günstigen Übertragungseigenschaften, die Bedingungen für ein im Sinne eines minimalen Bremswegs optimales Verhalten.

Der auf Komfort ausgelegte Skyhook-Regler fällt in allen Vergleichen hinter den komfortorientierten LQ-Regler zurück und ist für Profil 1 sogar schlechter als das optimale passive Fahrwerk. Bei der hochfrequenten Anregung durch Profil 3 ist der Komfort mit dem LQ-Regler vergleichbar, was aufgrund der ähnlichen Übertragungseigenschaften in diesem Frequenzbereich zu erwarten war (Abbildung 6.12). Durch die diskutierte Überhöhung im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen nimmt der Komfort bei einer breitbandigen Anregung durch Profil 1 jedoch stark ab und die Fahrsicherheit ist aufgrund der höheren dynamischen Radlastschwankungen im Vergleich zu den LQ-basierten Reglern immer schlechter.

Die Auswertungen zeigen, dass die linear quadratisch optimalen Regler zu einer maßgeblichen Entschärfung des Zielkonflikts zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort führen und deutlich leistungsfähiger sind als der signalbasierte Skyhook-Regler.

6.5 Variation der Aufbaumasse

Bereits in [48] wurde dargelegt, dass die Veränderung der Aufbaumasse zu einer deutlichen Verschlechterung der Zustandsschätzung durch den Beobachter führt. Aufgrund dieser Erkenntnis liegt die Vermutung nahe, dass auch der modellbasierte Regler in seiner Funktionsweise eingeschränkt ist. Deswegen wurde das Versuchsfahrzeug beladen und erneut auf dem Prüfstand vermessen. Die Masse des Fahrzeugs wurde erhöht, indem zwei Wassermänner zu je 75 kg auf die Vordersitze gesetzt und der Kofferraum mit 150 kg beladen wurde. Zusätzlich zu der Gewichtserhöhung um insgesamt 300 kg, verlagert sich auch der Schwerpunkt um 23 cm nach hinten, was eine Veränderung des Nickträgheitsmoments zur Folge hat.

Das Übertragungsverhalten des passiven Fahrwerks, welches in Abbildung 6.15 exemplarisch

für die Hubreaktion betrachtet wird, weist eine deutliche Reduktion der Amplituden im komfortrelevanten Bereich für das beladene Fahrzeug auf. Gleichzeitig wird die Aufbaueigenfrequenz geringfügig kleiner und das Maximum wird breiter. In Summe stellt sich beim passiven Fahrzeug mit zunehmender Masse eine Komfortsteigerung ein, was mit den Untersuchungen in [105] übereinstimmt. Das geregelte Fahrzeug folgt diesem Trend ebenfalls und zeigt im Vergleich mit dem passiven Fahrzeug ein identisches Verhalten im Komfortbereich. Da die Vertikalbeschleunigungen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz im geregelten Fall ohnehin stark reduziert werden, ist im beladenen Zustand kein wesentlicher Unterschied erkennbar. Tendenziell werden jedoch auch in diesem Fall die Amplituden geringfügig verringert.

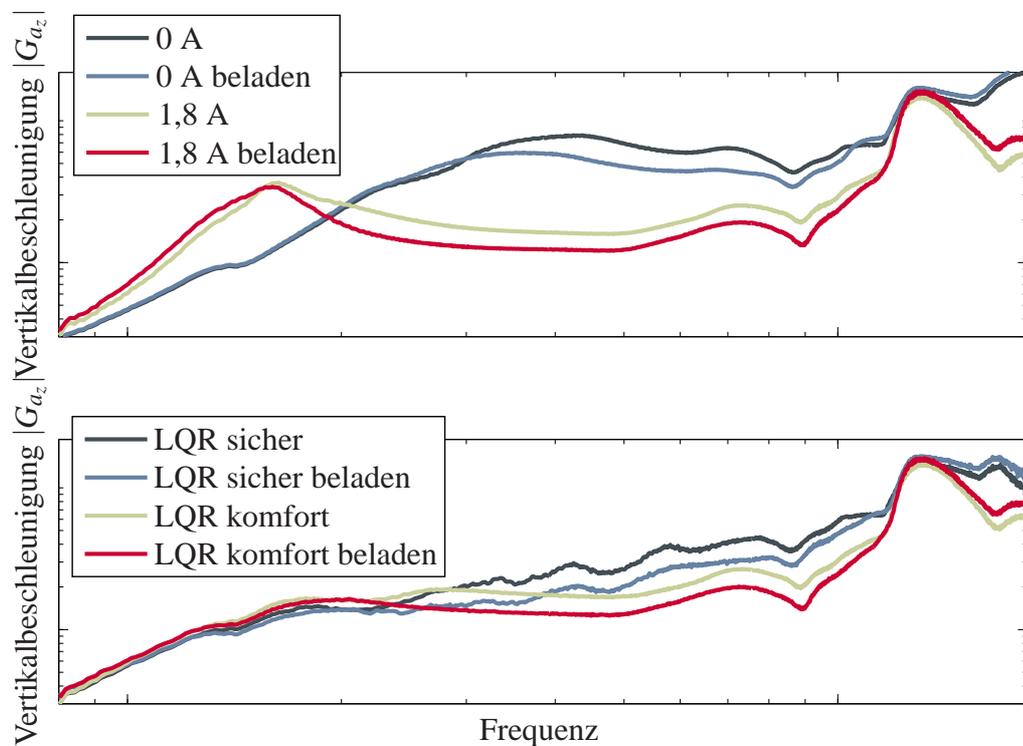


Abbildung 6.15: Gemessenes Übertragungsverhalten — beladen und unbeladen.

Die deutliche Komfortverbesserung des beladenen Fahrzeugs ist ebenso in den Konfliktschaubildern 6.16 ersichtlich. Zusätzlich ist die mittlere dynamische Radlastschwankung aufgetragen, die unter Beladung in geringem Maß erhöht wird. Hier ist ebenfalls erkennbar, dass die geregelten Konfigurationen im Vergleich zu den passiven Fahrwerken nicht auffällig sind und Veränderungen in den jeweiligen Beurteilungskriterien in gleichem Maße erfolgen. Auch der

signalbasierte Skyhook-Regler, welcher auf Profil 1 im beladenen Fall untersucht wurde, weist das diskutierte Verhalten auf und bietet in diesem Punkt keinen Vorteil gegenüber den modellbasierten Reglern.

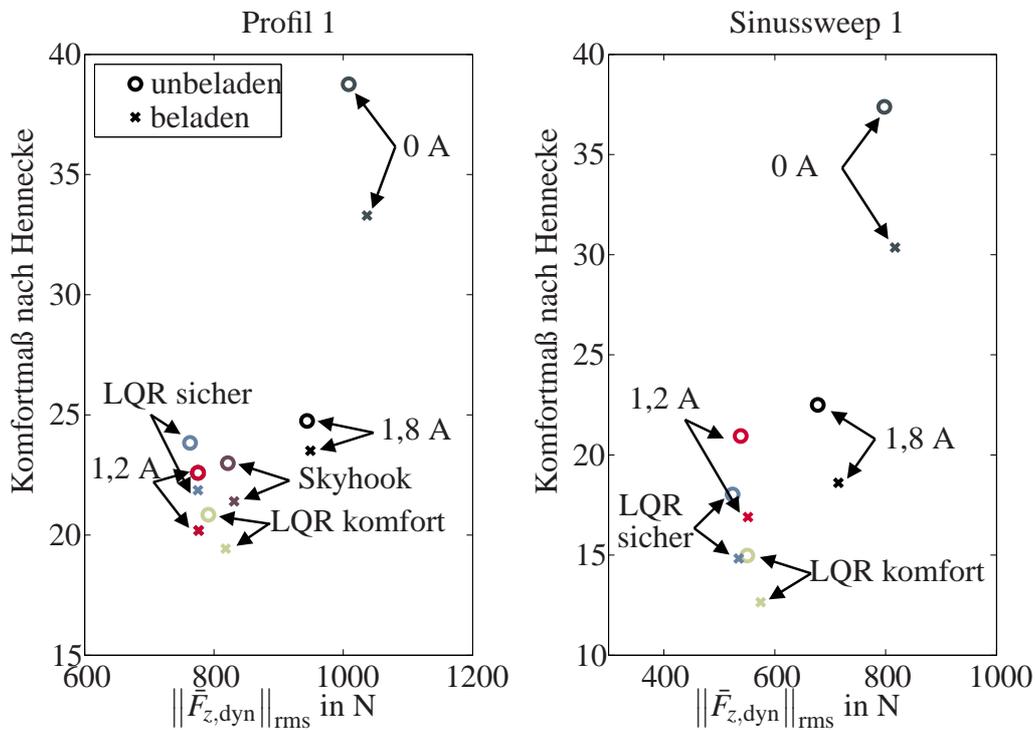


Abbildung 6.16: Konfliktschaubilder bei realen Straßenprofilen — beladen und unbeladen.

6.6 Diskussion der Ergebnisse

In diesem Kapitel wurde durch Messungen nachgewiesen, dass der linear quadratisch optimale semiaktive Regler auch im realen Fahrzeug zu einer erheblichen Verbesserung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit führt. Liegt ein lineares Vollfahrzeugmodell des zu regelnden Fahrzeugs vor, kann der Regler mit verhältnismäßig geringem Aufwand entworfen und unter Verwendung von Optimierungstechniken das quadratische Gütemaß geeignet parametrisiert werden. Um neben dem passiven Fahrwerk auch ein geregeltes Referenzsystem zu untersuchen, wurde ein Skyhook-Regler für das Gesamtfahrzeug vorgestellt. Die Eingangssignale werden bei diesem Ansatz über signalbasierte Filtertechniken generiert, wobei typi-

sche Signaleigenschaften ausgenutzt werden, um die relevanten Frequenzanteile zu filtern. Über eine dynamische Vorsteuerung des Dämpferventilstroms lassen sich Hystereseeffekte, die Beschleunigungsspitzen bei hohen Frequenzen verursachen, kompensieren. Die höhere Rechenzeit auf dem Steuergerät, die durch die Auswertung des Dämpfermodells anstelle eines Kennfelds entsteht, kann für das vorliegende Steuergerät akzeptiert werden.

Die Auswertungen veranschaulichen, dass die beiden unterschiedlich parametrisierten Optimalregler in ihren jeweiligen Einsatzgebieten sowohl im Übertragungsverhalten als auch in den Konfliktschaubildern die besten Ergebnisse liefern. Der Skyhook-Regler ist in den Messungen etwas schlechter, jedoch ist zur Auslegung kein Modell notwendig und die Skyhook-Konstanten können problemlos während der Fahrt verändert werden. Ein Ansatz dies auch für den LQ-Regler zu ermöglichen, wird im folgenden Kapitel vorgestellt.

Die Untersuchungen zum Einfluss von Beladungsänderungen haben verdeutlicht, dass der geregelte Fall nicht zu einer unerwarteten Verschlechterung des Fahrverhaltens führt und sich die jeweiligen Beurteilungskriterien und das Übertragungsverhalten so verändern, wie es die Fahrzeuginsassen bereits von passiven Fahrwerken gewohnt sind. Auch der Skyhook-Regler unterliegt den Veränderungen in gleichem Maße und bietet hier keine Vorteile gegenüber dem linear quadratischen Regler. Die beiden LQ-Regler können demzufolge ohne Einschränkungen bei einer veränderten Aufbaumasse eingesetzt werden.

Kapitel 7

LQ-BASIERTE DÄMPFERREGELUNG IM SERIENEINSATZ

Im vorangegangenen Kapitel wurde gezeigt, dass die LQ-basierte semiaktive Fahrwerksregelung erfolgreich in einem Fahrzeug umgesetzt werden kann. Soll das Konzept in der industriellen Serienentwicklung zum Einsatz kommen, müssen jedoch noch weiterführende Untersuchungen durchgeführt werden. So bleiben beispielsweise die Parameter, die das vertikaldynamische Verhalten des Fahrzeugs definieren, nicht stetig konstant, sondern ändern sich im realen Fahrbetrieb durch äußere Einflüsse. Des Weiteren ist denkbar, dass Versuchsingenieure das Verhalten des Fahrzeugs im Verlauf von Versuchsfahrten beeinflussen wollen, um den Fahrzeuginsassen ein marken- und fahrzeugtypisches Fahrgefühl zu vermitteln. Mit zunehmender Derivatisierung der Modellreihen ist es zudem von Bedeutung, dass das Reglerkonzept schnell und kostengünstig auf andere Fahrzeuge übertragen werden kann. Ein letzter Aspekt betrifft die Einbettung des Reglers in eine übergeordnete Reglerstruktur zur Vernetzung der zahlreichen Fahrwerksregelsysteme, welche unter dem Namen Global Chassis Control bekannt ist. Da der Skyhook-Regler sich in diesem Umfeld bereits langjährig bewährt hat, werden die genannten Aspekte im Folgenden für den LQ-basierten Ansatz untersucht und bei Bedarf Lösungswege vorgeschlagen.

7.1 *Simulative Untersuchung von Parametervariationen*

Über die gesamte Lebensdauer eines Fahrzeugs führen unterschiedliche Einsatzszenarien, Umgebungseinflüsse oder Alterungseffekte zu einer Veränderung der Bauteileigenschaften und somit zu veränderten Modellparametern. Da sich diese Effekte ebenfalls auf die Reglerparametrierung auswirken, soll im Folgenden abgeschätzt werden, welche Parameteränderungen den größten Einfluss haben und inwiefern dadurch die Leistungsfähigkeit der Regler beeinflusst wird. Da grundlegende Untersuchungen zu Auswirkungen von Parameteränderungen bereits in [105] durchgeführt wurden, liegt der Fokus dieser Untersuchung zunächst bei der

Abschätzung eines für das seriennahe Versuchsfahrzeug relevanten Parameterraums. Danach wird das nichtlineare Simulationsmodell aus Kapitel 3 verwendet, um die Leistungsfähigkeit der geregelten und passiven Fahrwerke innerhalb des Parameterraums zu bewerten.

7.1.1 Abschätzung des Parameterraums

Während des alltäglichen Fahrbetriebs können die folgenden Veränderungen auftreten:

- Änderungen der *Aufbaumasse* durch Beladung, unterschiedliche Anzahl an Fahrzeuginsassen oder Spritverbrauch,
- Änderungen der *Radmasse* durch unterschiedliche Bereifungen,
- Änderungen der *Reifensteifigkeit* durch unterschiedliche Bereifungen und Luftdruckänderungen,
- Änderungen der *Dämpferkennlinien* durch Temperatureinflüsse.

Da bis auf geringfügige Alterungseffekte der Gummilager keine grundlegenden Veränderungen der charakteristischen Eigenschaften der Stahlfedern zu erwarten sind, werden die Federsteifigkeiten der Hauptfedern als konstant angenommen. Die Reifendämpfung ist sehr gering und kann deshalb ebenfalls bei der Parametervariation vernachlässigt werden. Weiterhin kann ausgeschlossen werden, dass sich die Parameter des Aggregats durch äußere Einflüsse verändern. Für die oben genannten, im realen Fahrbetrieb variierenden Parameter sollen im Folgenden sinnvolle Abschätzungen der Minimal- und Maximalwerte gefunden werden.

Die maximale Erhöhung der Aufbaumasse kann auf Basis des zulässigen Gesamtgewichts ermittelt werden und beträgt 36 %. Verringerungen des Gewichts sind dagegen kaum zu erwarten und somit wird die untere Grenze auf -5 % gesetzt.

Die gesamte Radmasse teilt sich auf das Gewicht der Felge, des Reifens und der komprimierten Luft auf. Das Felgengewicht der für den Verkauf vorgesehenen Aluminium-Gussräder schwankt je nach Design und Größe zwischen ca. 10 kg bis 16 kg. Die Reifen variieren ebenso in der Größe und zusätzlich in der Gummimischung, was sich in einer Gewichtsschwankung von ca. 10 kg bis 12 kg äußert. Die komprimierte Luft hingegen besitzt einen vernachlässigbar

geringen Gewichtsanteil von ca. 390 g bei 2,0 bar bzw. 707 g bei 2,8 bar für einen Reifen der Dimension 265/60 R18. Da der im Modell zu variierende Parameter die ungedeferte Masse ist, muss der Variationsbereich der Radmasse um die nicht veränderlichen und anteilig wirkenden Gewichte der Radaufhängung und der Antriebshalbwellen korrigiert werden. Dies führt für das vorliegende Fahrzeug zu einem Variationsbereich der ungedeferten Massen von $\pm 10\%$.

Um die Änderungen der Reifensteifigkeiten für verschiedene Bereifungen zu ermitteln, wurden Messungen zweier Reifen ausgewertet, die sich in ihren Eigenschaften stark unterscheiden. In Abbildung 7.1 sind die Kennlinien eines Sportreifens der Dimension 245/40 R20 bei 2,2 bar und die eines Ganzjahresreifens der Dimension 195/65 R15 bei 2,4 bar dargestellt. Der Sportreifen besitzt eine deutlich höhere vertikale Steifigkeit als der Ganzjahresreifen. Die identifizierte Reifensteifigkeit des auf dem Versuchsfahrzeug montierten Reifens bei 2,4 bar liegt erwartungsgemäß nahe an der Steifigkeit des Sportreifens, was zu einem Variationsbereich von -40% und $+10\%$ führt. Da die Veränderung des Reifenluftdrucks in ähnlicher Weise zu einer Veränderung der Reifensteifigkeit führt [105], sind Reifenluftdruckvariationen innerhalb des Variationsbereichs mit berücksichtigt.

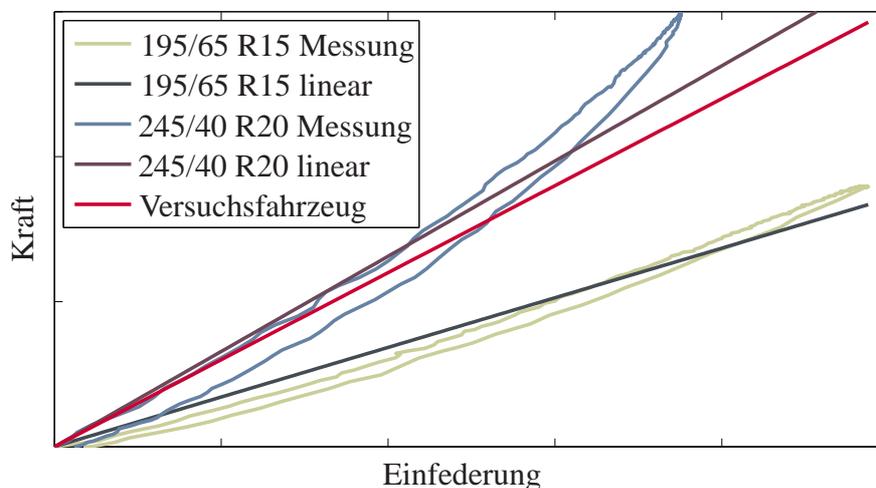


Abbildung 7.1: Vertikale Steifigkeiten verschiedener Reifen.

Die erzeugte Kraft des Dämpfers wird im Wesentlichen durch Temperaturveränderungen beeinflusst, da diese zu Änderungen der Dichte und Viskosität des Öls führen [102]. Bei tiefen

Temperaturen steigen sowohl die dynamische als auch die kinematische Viskosität zusammen mit der Dichte des Hydrauliköls an, was zu einer Erhöhung der Dämpfungskraft bei gleichbleibender Ventilstellung führt. In gleicher Weise führen hohe Temperaturen zu einer Verringerung der Dämpfungskraft. Um eine Abschätzung zu erhalten, wie stark die Dämpfungskraft durch Temperaturschwankungen verändert wird, wurde der Vorderachsdämpfer auf einem Dämpferprüfstand mit Klimakammer für verschiedene Temperaturen vermessen. Abbildung 7.2 zeigt die Ergebnisse der Messungen für -40 °C , 20 °C und 80 °C bei einem Ventilstrom von $0,9\text{ A}$, was einer mittleren Dämpfung entspricht. Während eine Erwärmung des Dämpfers kaum zu einem Verlust des Dämpfungspotentials führt, ist die enorme Erhöhung der Dämpfungskräfte bei -40 °C auffällig. Gemittelt über den gesamten Relativgeschwindigkeitsbereich entspricht der Anstieg einer Verdopplung der Kräfte.

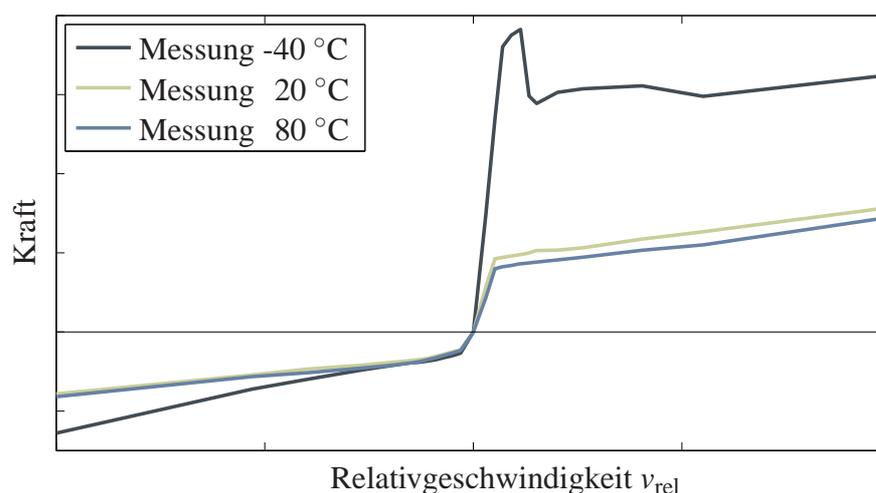


Abbildung 7.2: Temperaturverhalten des Vorderachsdämpfers bei $0,9\text{ A}$.

Der Öltemperaturwert von -40 °C wird jedoch nicht lange gehalten, was die Temperaturmessungen bei der Kennfeldermittlung in Abbildung 7.3 bestätigen. Die für die Dämpfungskraft ausschlaggebende Ventiltemperatur steigt während des 35-sekündigen Experiments um ca. 10 °C an, während sich der Kolben mit einer gewissen Verzugszeit ebenfalls erwärmt. Werden die erkalteten Dämpfer im Verlauf einer realen Fahrt durch Straßenunebenheiten angeregt, ist mit einer schnellen Erwärmung zu rechnen. Somit wird für die Dämpfung ein Variationsbereich von -5% bis $+50\%$ angenommen.

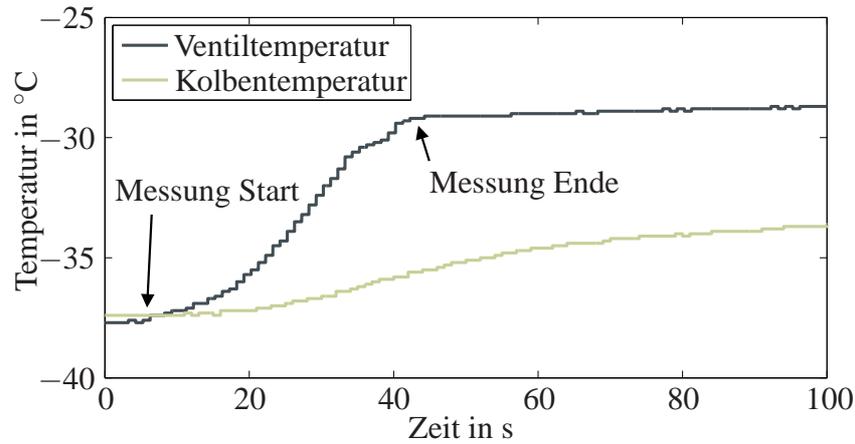


Abbildung 7.3: Dämpfertemperatur bei einer Kennfeldmessung.

In Abbildung 7.4 ist der gesamte untersuchte Parameterraum zusammengefasst, der im folgenden Abschnitt als Basis für die simulative Auswertung dient.

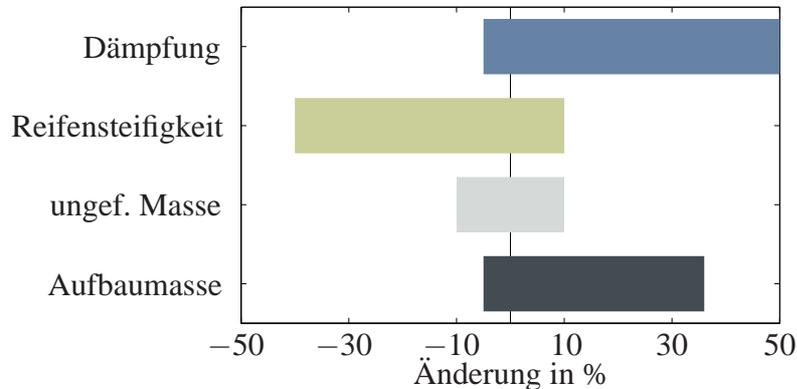


Abbildung 7.4: Untersuchter Parameterraum.

7.1.2 Simulative Auswertung

Als Basis für die Simulation dient das in Kapitel 3 vorgestellte nichtlineare Vollfahrzeugmodell, welches durch ein reales Straßenprofil angeregt wird. Die Parameter des Simulations-

modells wurden in kleinen Schritten innerhalb des Parameterraums variiert, wobei während der Veränderung eines Parameters die restlichen Parameter auf ihren Nominalwerten gehalten wurden. Gegenseitige Beeinflussungen bei der gleichzeitigen Variation mehrerer Parameter werden somit nicht berücksichtigt. Da sich im vorangegangenen Kapitel 6 das passive Fahrwerk mit einem Ventilstrom von 1,2 A bewährt hat, wird dieses als Referenzfahrwerk herangezogen.

Zunächst ist von Interesse, welche Parameter die größten Einflüsse auf die beiden Beurteilungskriterien haben. Dazu ist in Abbildung 7.4 die maximale Änderung des Hennecke Komfortmaßes und der gemittelten Effektivwerte der dynamischen Radlastschwankungen für die verschiedenen Fahrwerkskonfigurationen innerhalb des Parameterraums dargestellt. Das Komfortmaß nach Hennecke wird dabei nur geringfügig durch unterschiedliche Bereifungen beeinflusst, jedoch um so mehr durch eine Veränderung der Aufbaumasse oder der Dämpferkennlinien. Während das passive Fahrwerk starken Schwankungen unterliegt, bleiben die geregelten Fahrwerke bei Veränderungen nahezu konstant. Die starke Verbesserung, insbesondere der komfortorientierten Regler Skyhook und LQR-Komfort bei Änderungen des Dämpfungsmaßes, liegen an der durch die Regler geforderten überwiegend weichen Dämpfereinstellung, bei der sich die Temperaturschwankungen im geringeren Maße auswirken.

Unterschiedliche Bereifungen beeinflussen die dynamische Radlastschwankung, welche in Abbildung 7.5 rechts dargestellt ist, deutlicher als den Fahrkomfort. Zusätzlich sind die komfortorientierten geregelten Fahrwerke größeren Schwankungen ausgesetzt und einzig der auf Fahrsicherheit ausgelegte LQ-Regler erzielt bei der Variation von Aufbaumasse und Dämpfung eine höhere Konstanz der Fahreigenschaften als das passive Fahrwerk. Der Fahrkomfort wird bei Parameteränderungen durch die geregelten Fahrwerke generell auf einem annähernd konstanten Niveau gehalten, während die Fahrsicherheit am wenigsten durch den auf Sicherheit optimierten LQ-Regler beeinflusst wird.

Einen tieferen Einblick, inwiefern die Beurteilungskriterien innerhalb des untersuchten Parameterraums verändert werden, gewährt die Auswertung in Abbildung 7.6 für das Hennecke Komfortmaß. Dabei ist die prozentuale Verbesserung des Komfortmaßes für den Nominalfall und den ungünstigsten Fall aufgetragen. Augenfällig ist zunächst, dass durch alle geregelten Fahrwerke auch im ungünstigsten Fall noch eine deutliche Verbesserung des Fahrkomforts gegenüber dem passiven Fahrwerk erzielt werden kann. Die Schwankungen sind erwartungsgemäß gering und die Dämpfung hat besonders für den sicherheitsorientierten LQ-Regler den

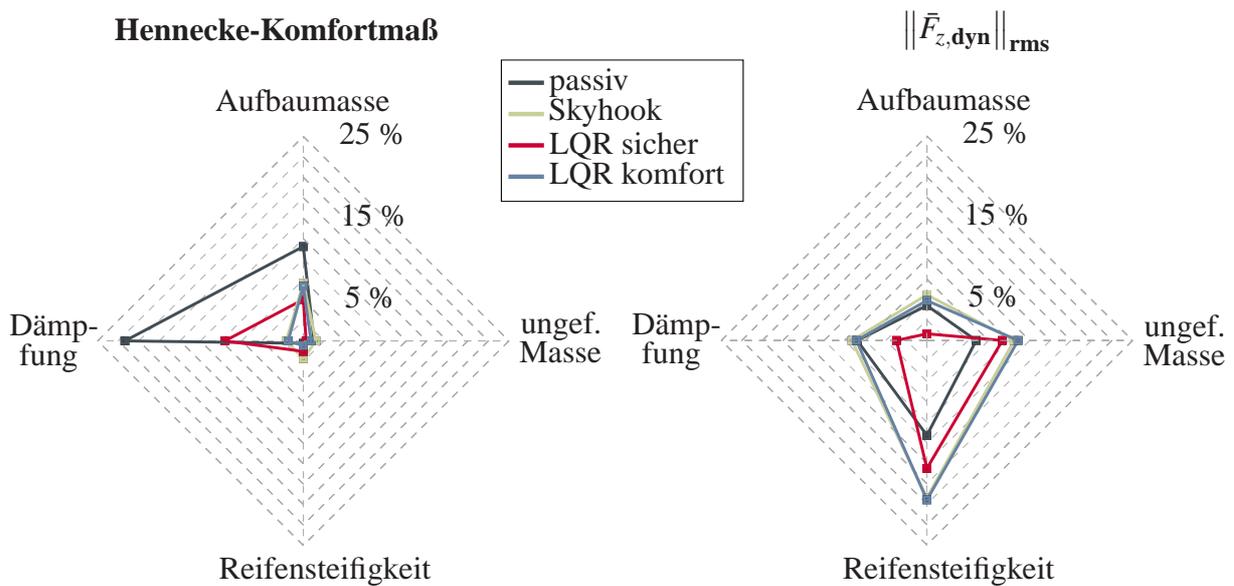


Abbildung 7.5: Maximale Änderung der Beurteilungskriterien innerhalb des Parameterraums.

größten Einfluss auf den Fahrkomfort.

Der Blick auf die dynamische Radlastschwankung in Abbildung 7.7 zeigt dagegen ein anderes Bild. Im Nominalfall erzielt lediglich der sicherheitsorientierte LQ-Regler eine Verbesserung im Bewertungskriterium, wohingegen die komfortorientierten Regler die Radlastschwankungen kaum beeinflussen können. Werden die jeweils ungünstigsten Parametervariationen des passiven und der geregelten Fahrwerke miteinander verglichen, zeigt sich erneut, dass einzig der auf Fahrsicherheit ausgelegte LQ-basierte Regler in allen Parametergruppen günstigeres Verhalten aufweist als das passive Fahrwerk. Auch diese Auswertung bestätigt, dass der Fahrkomfort bei Parameteränderungen nur wenig beeinträchtigt wird und der Fahrsicherheit allein durch den sicherheitsorientierten LQ-Regler Rechnung getragen werden kann.

Die Ergebnisse dieser Untersuchung stellen eine Motivation dar, die Regler in eine übergeordnete Struktur einzubetten, in der bei fahrsicherheitskritischen Manövern der auf Sicherheit ausgelegte LQ-Regler ausgewählt werden kann. Dieser bietet in allen Situationen die höchste Fahrsicherheit, was, verglichen mit den anderen Reglern, jedoch zu einer Verschlechterung des Fahrkomforts führt. Eine derartige Struktur wird in Abschnitt 7.4 vorgestellt.

Um die dynamische Radlastschwankung auch unter dem Einfluss von Parametervariationen

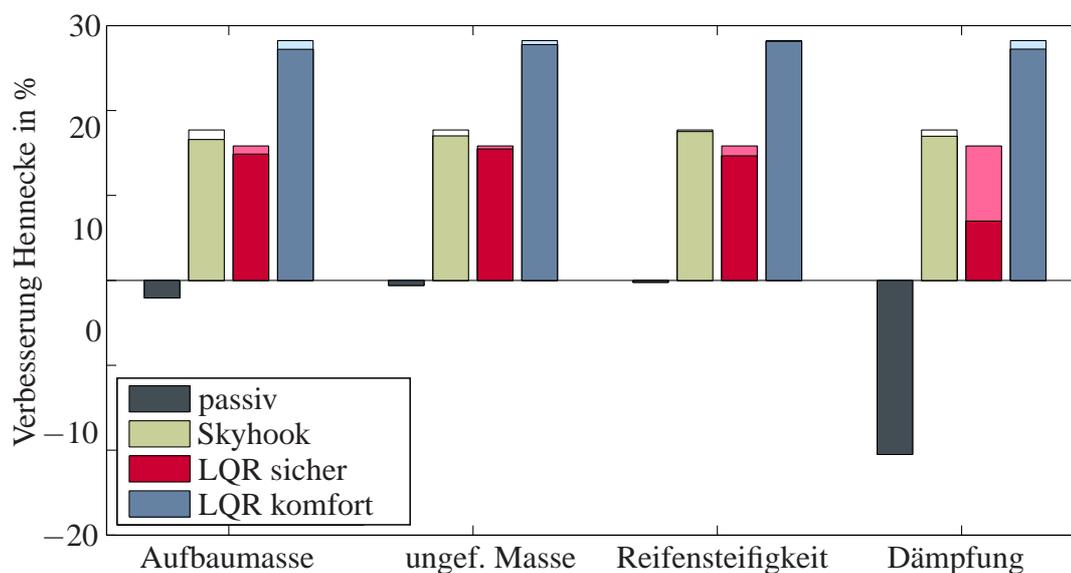


Abbildung 7.6: Verbesserung im Komfortmaß nach Hennecke im Nominalfall (hell) und im ungünstigsten Fall (dunkel).

gegenüber der nominellen passiven Fahrwerkskonfiguration zu verbessern, ist eine robuste Auslegung des sicherheitsorientierten Reglers denkbar. Dieser Aspekt wird im Ausblick in Kapitel 8 nochmals aufgegriffen.

7.2 Berücksichtigung der Abstimmbarkeit

Unter der Abstimmung eines Fahrwerksreglers wird das Verändern von Parametern während der Fahrt durch einen Versuchingenieur verstanden, um das subjektive Komfortempfinden zu beeinflussen. Dabei wird dem Fahrzeug ein gewünschtes, markentypisches Verhalten verliehen, welches nicht immer den optimalen Werten in den Gütemaßen entsprechen muss. Zum Beispiel ist es bei einem Oberklassefahrzeug denkbar, die Amplituden bei den Aufbaueigenfrequenzen etwas weniger zu dämpfen, um das von passiven Fahrwerken bekannte Verhalten eines komfortablen Fahrwerks zu imitieren.

Um das vertikaldynamische Verhalten zu beeinflussen, wird im Folgenden zunächst eine schaltende Reglerstruktur vorgestellt, über die grundsätzliche Zielkonflikte zwischen Huben, Nicken, Wanken, Komfort und Sicherheit abgestimmt werden können. Darüber hinaus werden

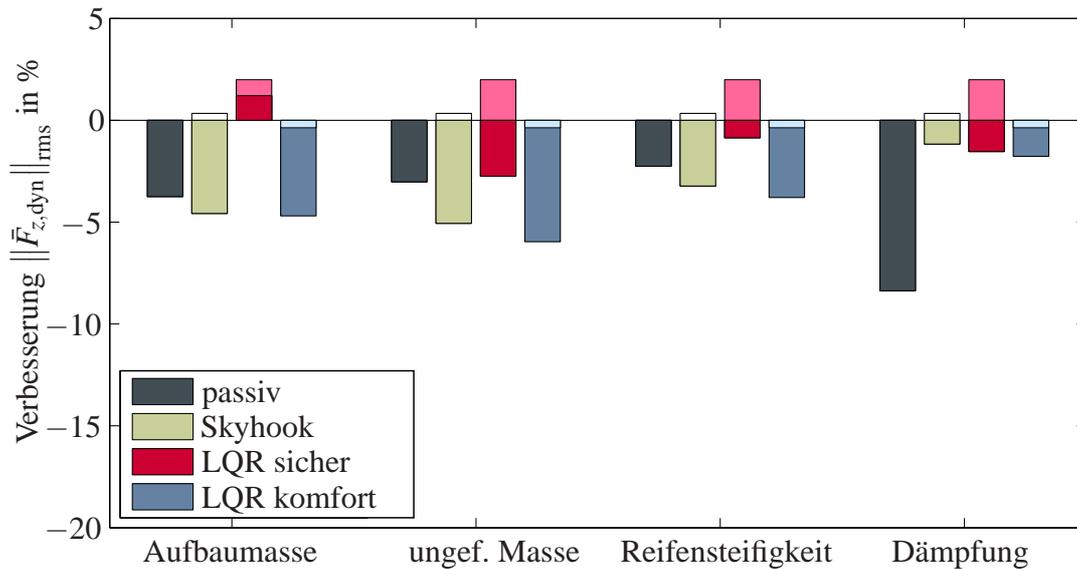


Abbildung 7.7: Verbesserung in der dynamischen Radlastschwankung im Nominalfall (hell) und im ungünstigsten Fall (dunkel).

Ansätze aufgezeigt, mit denen es möglich ist, die Sollkräfte und die Ventilströme nachträglich zu modifizieren, um beispielsweise den Einfluss störender Geräusche oder den Vertikalruck¹ zu minimieren.

7.2.1 Schaltende Reglerstruktur

Beim Skyhook-Regler sind die drei Skyhook-Konstanten die maßgeblichen Einflussparameter, über die das Fahrverhalten in der Hub-, Nick- und Wankbewegung abgestimmt werden kann. Je kleiner die Werte sind, desto weniger Einfluss nimmt der Regler auf die jeweilige Bewegung. Für den Fall, dass alle Werte Null sind, entspricht das Verhalten dem eines passiv weichen Fahrwerks.

Obwohl die auf das Hennecke-Komfortmaß optimierte Reglerparametrierung des komfortorientierten LQ-Reglers bereits eine subjektiv sehr komfortabel empfundene Abstimmung liefert, ist es wünschenswert, diese Möglichkeiten gleichermaßen durch den LQ-basierten Regler rea-

¹Als Vertikalruck \ddot{z}_a wird die zeitliche Ableitung der Vertikalbeschleunigung \dot{z}_a bezeichnet.

lisieren zu können. Dazu ist es zunächst notwendig, Gütemaße zur Bewertung der Hub-, Nick- und Wankbewegungen des Aufbaus einzuführen. Im Anschluss werden drei LQ-Regler entworfen, welche die Gütemaße jeweils minimieren. Ein Regler mit der Verstärkung Null wird für den Fall eines passiv weichen Fahrwerks herangezogen. Zusammen mit dem komfortorientierten und dem auf Fahrsicherheit ausgelegten LQ-Regler ergeben sich sechs verschiedene Regler, die dem Fahrzeug unterschiedliche Eigenschaften verleihen. Die Abstimmung des Fahrverhaltens durch einen Versuchsingenieur kann über eine Interpolation zwischen den einzelnen Reglern verwirklicht werden.

Um gezielt die Hub-, Nick- oder Wankbewegungen des Aufbaus bewerten zu können, werden die jeweiligen Beschleunigungen über Bewertungsfilter frequenzabhängig gewichtet und deren RMS-Werte berechnet. Diese Methode folgt dem in der ISO-Norm [72] vorgestellten Verfahren zur Bewertung des Fahrkomforts. Allerdings wird statt einer Gewichtung des komfortrelevanten Frequenzbereichs zwischen 4 Hz und 8 Hz zur Bewertung der Aufbaubewegung der niederfrequente Anteil der Beschleunigungssignale extrahiert. Dies kann durch einen Tiefpassfilter 2. Ordnung mit einer Eckfrequenz entsprechend der jeweiligen Aufbaueigenfrequenz realisiert werden. Der Tiefpassfilter

$$G_{\text{hub/nick/wank}} = \frac{1}{1 + 2dT_{\text{hub/nick/wank}}s + T_{\text{hub/nick/wank}}^2s^2} \quad (7.1)$$

mit $d = 1$ und $T_{\text{hub/nick/wank}} = \frac{1}{f_{\text{hub/nick/wank}}}$ wird zur Filterung der Hub-, Nick- bzw. Wankbeschleunigung eingesetzt und anschließend der jeweilige RMS-Wert gebildet. Dieses Vorgehen stellt sicher, dass verstärkt die deutlich spürbaren modalen Bewegungen des Aufbaus und weniger die komfortrelevanten Vibrationen beeinflusst werden.

Die daraus resultierenden Kostenfunktionen $\Pi_{\text{hub/nick/wank}}(\mathbf{Q}_z, \mathbf{R}_z)$ werden jeweils über einen genetischen Algorithmus minimiert, wodurch sich die Reglermatrizen \mathbf{K}_{hub} , \mathbf{K}_{nick} und \mathbf{K}_{wank} ergeben. Zusammen mit dem passiv weich eingestellten Regler $\mathbf{K}_{\text{weich}} = \mathbf{0}$ und den bereits bekannten Reglern $\mathbf{K}_{\text{komfort}}$ und $\mathbf{K}_{\text{sicher}}$ ergibt sich analog der Vorgehensweise aus [86] die Interpolation

$$\mathbf{u} = -(q_{\text{komfort}}\mathbf{K}_{\text{komfort}} + q_{\text{sicher}}\mathbf{K}_{\text{sicher}} + q_{\text{hub}}\mathbf{K}_{\text{hub}} + q_{\text{nick}}\mathbf{K}_{\text{nick}} + q_{\text{wank}}\mathbf{K}_{\text{wank}} + q_{\text{weich}}\mathbf{K}_{\text{weich}})\mathbf{x} \quad (7.2)$$

mit den Nebenbedingungen

$$q_{\text{komfort}} + q_{\text{sicher}} + q_{\text{hub}} + q_{\text{nick}} + q_{\text{wank}} + q_{\text{weich}} = 1 \quad (7.3)$$

und

$$q_{\{.\}} \in \mathbb{R} \mid 0 \leq q_{\{.\}} \leq 1. \quad (7.4)$$

Für die Abschätzung, inwiefern durch die weich schaltende Reglerstruktur eine Anpassung des Fahrverhaltens vorgenommen werden kann, wurden die Adaptionparameter $q_{\{.\}}$ unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen variiert. Das vertikaldynamische Verhalten wird dabei anhand von Konfliktschaubildern bewertet und mit dem Skyhook-Regler bei der Variation der Skyhookkonstanten $b_{\text{hub}} \in [0; 100 \cdot b_{\text{hub,opt}}]$, $b_{\text{nick}} \in [0; 100 \cdot b_{\text{nick,opt}}]$ und $b_{\text{wank}} \in [0; 100 \cdot b_{\text{wank,opt}}]$ verglichen. Als Basis für die Simulation diente das in Kapitel 3 vorgestellte nichtlineare Simulationsmodell, das durch ein reales Straßenprofil angeregt wurde.

Neben einer systematischen Variation der Parameter wurden zusätzlich für beide Regler zufällig ausgewählte Parameterkombinationen innerhalb der zulässigen Bereiche hinzugefügt, wodurch eine Gesamtzahl von 20493 Simulationen für den LQ-Regler und 20302 Simulationen für den Skyhook-Regler durchgeführt wurden. Die Ergebnisse in Abbildung 7.8 zeigen die konvexen Einhüllenden des gesamten sich daraus ergebenden Bereichs. Zunächst verdeutlicht die Abbildung, dass über die lineare Interpolation zwischen den verschiedenen Reglern ein ähnlich großer Bereich in den Konfliktschaubildern zugänglich wird, wie es auch der Skyhook-Regler ermöglicht. Über den schaltenden LQ-Regler können die Zielkonflikte zwischen den jeweils dargestellten Größen, verglichen mit dem Skyhook-Regler, noch weiter entschärft werden, was an den in Richtung Ursprung verschobenen Pareto-Fronten zu sehen ist.

Der weich schaltende Regler erschließt somit das volle Potential einer LQ-basierten semiaktiven Fahrwerksregelung auch für die Abstimmung durch den Versuchingenieur. Dabei können die Bewegungen des Aufbaus, wie beim Skyhook-Regler, in Hub-, Nick- oder Wankrichtung gezielt beeinflusst werden. Zusätzlich stehen die vorab auf Fahrkomfort und Fahrsicherheit optimierten LQ-Regler zur Verfügung. Das für Oberklassefahrzeuge typische Verhalten eines komfortabel abgestimmten passiven Fahrwerks kann durch eine Erhöhung der Gewichtung des Regleranteils $\mathbf{K}_{\text{weich}}$ verwirklicht werden.

7.2.2 Weitere Möglichkeiten zur Beeinflussung des Fahrverhaltens

Die Festlegung des Fahrverhaltens durch die im vorangegangenen Abschnitt vorgestellte weich schaltende Reglerstruktur definiert die Sollkraft, die durch die dynamische Vorsteuerung in

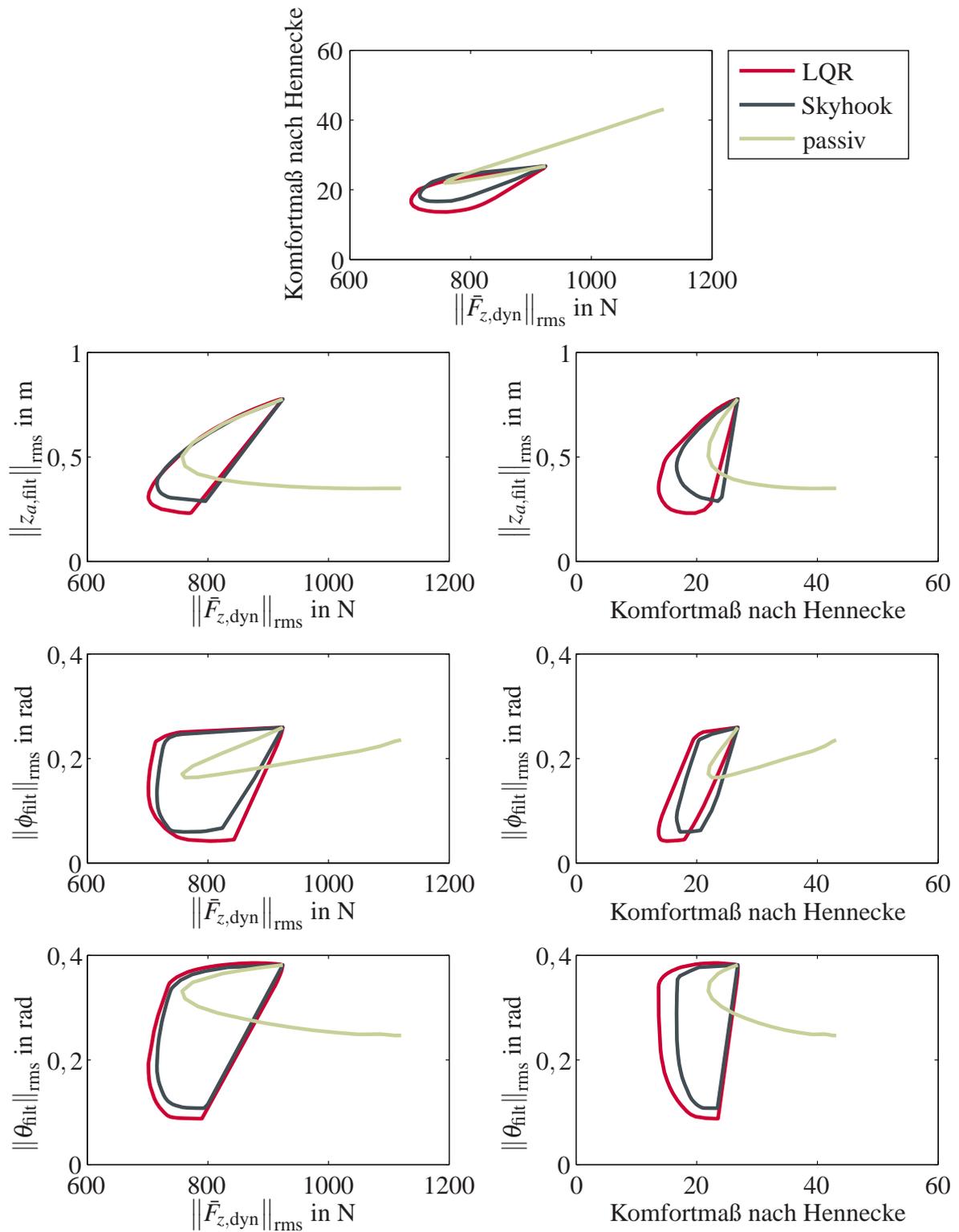


Abbildung 7.8: Konflikt diagramme bei Variation der Abstimmparameter.

einen Ventilstrom umgerechnet wird. Dieser wird an die im Fahrzeug verbauten Dämpfer weitergeleitet. Um weiteren Einfluss auf das Fahrverhalten zu nehmen, verbleiben die beiden Möglichkeiten, entweder die Sollkräfte oder die Ventilströme nachträglich zu modifizieren (siehe auch [137]).

Durch die Modifikationen wird das Ziel verfolgt, die Dämpfkräfte so zu beeinflussen, dass störende Effekte, wie z.B. ein erhöhter Vertikalruck oder störende Geräusche eliminiert werden (siehe z.B. [104] oder [5]). Entweder die Ströme oder die Sollkräfte werden dabei in einem Bereich modifiziert, in dem die Relativgeschwindigkeit sehr gering ist und der Dämpfer lediglich sehr geringe Kräfte generieren kann. Änderungen im Ventilstrom wirken sich in diesem Bereich kaum auf das Fahrverhalten aus, jedoch werden sie von den Fahrzeuginsassen akustisch und haptisch wahrgenommen. Aus diesem Grund liegt es nahe, Stromänderungen bei geringen Relativgeschwindigkeiten nicht zuzulassen.

Dies kann erreicht werden, indem im Bereich kleiner Relativgeschwindigkeiten der durch den Regler geforderte Strom i_{Regler} auf 1,8 A gesetzt wird, was einer weichen Dämpfung entspricht. Mit dieser Methode wird außerdem sichergestellt, dass das Fahrzeug sehr kleine Unebenheiten, wie z.B. Texturänderungen der Fahrbahnoberfläche oder flache Kanaldeckel mit einer weichen Dämpfung passiert. Ohne diese Modifikation wird die Stellgrößenberechnung stark durch Modellunsicherheiten und Messrauschen beeinflusst, was letztendlich zu einer Verschlechterung des Fahrkomforts führt. Die Modifikation des an den Dämpfer weitergeleiteten Ventilstroms

$$i_{\text{Dämpfer}} = 1,8(1 - \zeta_i(v_{\text{rel}})) + i_{\text{Regler}}\zeta_i(v_{\text{rel}}) \quad (7.5)$$

gelingt über die Einführung einer Variablen $\zeta_i(v_{\text{rel}})$, für die in Abbildung 7.9 links beispielhaft eine Kennlinie dargestellt ist.

Einer ähnlichen Überlegung folgt Ahmadian, der in [5] vorschlägt, die durch den Regler geforderte Sollkraft bei kleinen Relativgeschwindigkeiten auszublenden. Dies soll die Kraft- und somit Stromsprünge im Bereich der Unstetigkeitsstelle bei einer Relativgeschwindigkeit von Null in den invertierten quasi-statischen Kennlinien (Abbildung 6.2 aus Kapitel 6) verhindern. Zur Implementierung wird die modifizierte Sollkraft

$$F_{\text{soll,mod}} = \zeta_F(v_{\text{rel}})F_{\text{soll}} \quad (7.6)$$

mit einem Faktor $\zeta_F(v_{\text{rel}})$ multipliziert, welcher in Abbildung 7.9 rechts dargestellt ist.

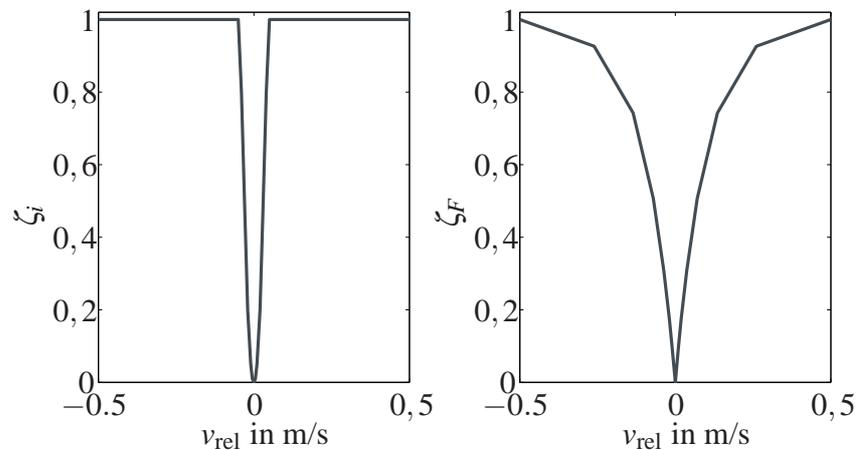


Abbildung 7.9: Strom- (li.) und Kraftausblendung (re.) in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit.

In Abbildung 7.10 sind die Ventilströme, welche sich durch die beiden Modifikationen ergeben, im Vergleich mit der unmodifizierten Ventilstromberechnung für eine Simulation dargestellt. Dabei ist erkennbar, dass mit beiden Modifikationen im Mittel eine deutliche Stromanhebung und somit ein geringeres Dämpfungsmaß verbunden ist. Trotz dieses starken Einflusses im Ventilstrom ändert sich der Wert im Hennecke Komfortmaß lediglich von 16,0 auf 16,4 für den modifizierten Sollstrom und auf 16,2 für die Modifikation der Sollkraft. Wie erwartet, wird der Fahrkomfort kaum beeinträchtigt, jedoch zeigt das Fahrzeug ein subjektiv spürbar angenehmeres Verhalten auf Straßen mit geringen Anregungen.

Da der Ventilstrom direkt als Stellgröße an die Dämpfer weitergeleitet wird, hat die Modifikation des Ventilstroms einen direkteren Einfluss auf das Fahrverhalten und wird aus diesem Grund primär für den Einsatz im Fahrzeug empfohlen. Zu einer Erweiterung der Verstellmöglichkeiten kann die Modifizierung der Sollkraft als unterstützende Methode hinzugenommen werden.

Die genaue Ausgestaltung der Kennlinien (Abbildung 7.9) liegt im Ermessen des Versuchingenieurs. Mit einer Vergrößerung des Bereichs, in dem die Modifikationen wirksam sind, entspricht das Verhalten zunehmend dem eines passiv weichen Fahrwerks, wodurch der Fahrkomfort wieder verschlechtert wird. Zusätzlich zu einer Ausblendung der Absolutwerte des

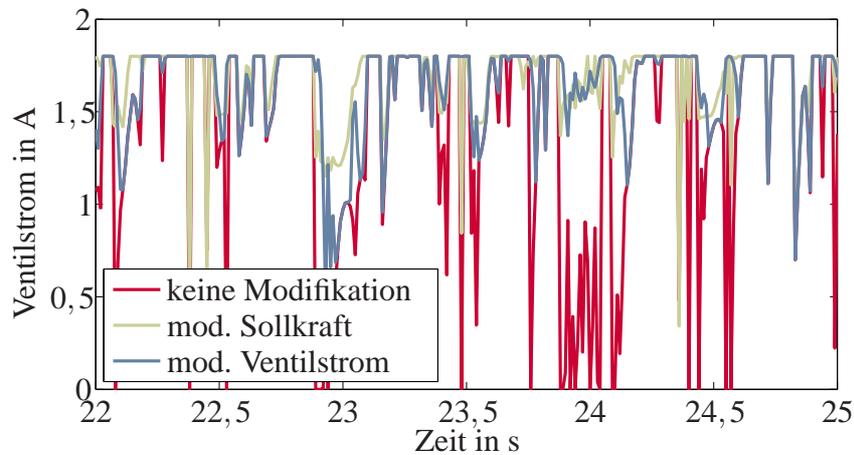


Abbildung 7.10: Ventilstrom bei der Strom- oder Kraftausblendung.

Ventilstroms und der Sollkraft ist auch eine Begrenzung der Gradienten denkbar. Dadurch können sich die Kraft oder der Strom bei geringen Relativgeschwindigkeiten nicht mehr beliebig schnell ändern. Die vorgestellten Modifikationen bieten somit zahlreiche Möglichkeiten zur Abstimmung des Fahrverhaltens.

7.3 Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge

Für den baureihenübergreifenden Einsatz einer linear quadratisch optimalen semiaktiven Fahrwerksregelung muss das Reglerkonzept im Sinne geringerer Entwicklungskosten einfach auf andere Fahrzeugtypen übertragbar sein. Aus diesem Grund wird im Folgenden beschrieben, welche Schritte zur Implementierung des Reglers in einem neuen Fahrzeug notwendig sind. Darüber hinaus wird gezeigt, dass die Implementierung der LQ-basierten semiaktiven Fahrwerksregelung auch in einem Fahrzeug, welches sich in den Eigenschaften stark von dem bisherigen Fahrzeug unterscheidet, gelingt.

Soll der Regler auf ein neues Fahrzeug übertragen werden, sind die folgenden Aufgaben zu bearbeiten:

1. VDA-Messungen des Vorderachs- und des Hinterachsdämpfers

Zeitaufwand: 0,5 Tage

Die sogenannten VDA-Messungen erfolgen nach dem in [125] und Kapitel 3 beschriebenen Verfahren. Dabei werden die Dämpfer auf einem Dämpferprüfstand durch sinusförmige Signale mit fester Amplitude und unterschiedlichen Frequenzen angeregt. Gemessen werden die Anregungssignale und die resultierende Dämpfungskraft für verschiedene Ventilbestromungen, welche, im Gegensatz zur Ermittlung der quasi-statischen Kennlinien, als Zeitverlauf abgespeichert werden müssen. Die VDA-Messung dauert für einen Ventilstrom ca. 1 Minute, weswegen für den Zeitaufwand inklusive Auf- und Abbau ein halber Tag veranschlagt wird.

2. Parameteridentifikation des nichtlinearen Dämpfermodells und der dynamischen Vorsteuerung

Zeitaufwand: 2-4 Stunden

Die durch die VDA-Messungen gewonnenen Referenzsignale dienen als Basis für die Parameteridentifikation des nichtlinearen Dämpfermodells. Ziel der in Kapitel 3 beschriebenen Optimierung ist es, die Parameter des Dämpfermodells durch einen genetischen Algorithmus (MATLAB-Funktion `ga`) zu variieren, bis eine ausreichende Übereinstimmung zwischen der Messung und der Simulation vorliegt. Nachfolgend kann auf der Basis des nichtlinearen Dämpfermodells der Reglerparameter der dynamischen Vorsteuerung bestimmt werden (Kapitel 6). Die Optimierung läuft selbstständig und dauert in Abhängigkeit der vermessenen Ventilströme und der Rechenleistung zwischen zwei und vier Stunden.

3. Vermessung des Fahrzeugs auf einem Hydropulsprüfstand

Zeitaufwand: 2 Tage

Das Fahrzeug muss nach dem in Kapitel 3 vorgestellten Verfahren auf einem 4-Stempel Hydropulsprüfstand durch Sinussignale, deren Frequenz in einem Bereich zwischen 0,5 Hz und 20 Hz ansteigt, in Hub-, Wank-, Nick- und Verwindungsrichtung angeregt werden. Neben der Anregung müssen sowohl die Federwege als auch die Hub-, Wank- und Nickaufbaubeschleunigungen sowie die dynamischen Radlasten gemessen werden. Außerdem muss das Fahrzeug zur späteren Validierung durch ein reales Straßenprofil angeregt werden. Da der Auf- und Abbau der externen Sensorik relativ aufwändig ist, werden dafür zwei Tage veranschlagt.

4. Parameteridentifikation des nichtlinearen Vollfahrzeugmodells

Zeitaufwand: 1 Tag

Auf die Identifikation der Modellparameter des nichtlinearen Vollfahrzeugmodells wurde in Kapitel 3 ausführlich eingegangen. Da bei diesem Verfahren, im Gegensatz zum nichtlinearen Dämpfermodell, zur Identifikation Parametergruppen gebildet werden, bei denen die oberen und unteren Grenzen leicht abgeschätzt werden können, wird die Optimierung durch den Einsatz einer gradientenbasierten Optimierungsmethode (MATLAB-Funktion `lsqnonlin`) beschleunigt. Das Verfahren ist iterativ und muss deshalb für die abgeschätzte Dauer eines Tages durch den Anwender begleitet werden.

5. Parameteridentifikation des linearen Vollfahrzeugmodells

Zeitaufwand: 1-2 Stunden

Auf Basis der Parameter des nichtlinearen Modells kann dann das lineare Vollfahrzeugmodell bedatet werden. Da die Fehlerfunktionsauswertungen deutlich schneller berechnet werden können und die Anzahl der Parameter geringer ist, gelingt die Parameteridentifikation innerhalb von ein bis zwei Stunden.

6. Messfahrt auf realen Straßen

Zeitaufwand: 2-3 Stunden

Auf realen Straßen müssen die internen Sensorsignale (beim vorliegenden Versuchsfahrzeug die vier Federwege, die Nick- und Wankrate und die Aufbaubeschleunigung) aufgezeichnet werden. Sie dienen später als Referenzsignale zur Auslegung des Kalmanfilters und müssen aus diesem Grund auch Abschnitte mit Steigungen enthalten (siehe Kapitel 4). Die Auswahl und Kombination der Streckenabschnitte ist entscheidend für die Leistungsfähigkeit des Kalmanfilters und muss entsprechend sorgfältig erfolgen. Der Zeitaufwand variiert stark und kann lediglich grob abgeschätzt werden.

7. Parametrierung des Kalmanfilters

Zeitaufwand: 1 Tag

Die Parametrierung der Wichtungsmatrizen des Kalmanfilters erfolgt, wie in Kapitel 4 beschrieben, über die Minimierung des Fehlers zwischen den gemessenen und den simulierten Signalen durch einen genetischen Algorithmus (MATLAB-Funktion `ga`). Die Optimierung läuft vollständig autonom und dauert ungefähr einen Tag.

8. Parametrierung der Regler

Zeitaufwand: 1 Tag

Erst wenn die Parametrierung des Kalmanfilters abgeschlossen ist, können die Regler ausgelegt werden. Dabei werden die in den Kapiteln 6 und 2 beschriebenen Gütemaße erneut durch einen genetischen Algorithmus (MATLAB-Funktion `ga`) minimiert. Zur Simulation wird das nichtlineare Vollfahrzeugmodell und der bereits parametrierte Kalmanfilter herangezogen. Auch in diesem Fall läuft die Optimierung völlig selbstständig und dauert je nach Rechenleistung ungefähr einen Tag.

9. Erneute Messfahrt und bei Bedarf Iteration

Zur abschließenden Bewertung wird erneut eine Messfahrt durchgeführt und bei Bedarf können die Schritte 7 und 8 wiederholt werden.

Zur Arbeitserleichterung können die einzelnen Schritte auch in Form von grafischen Benutzeroberflächen zusammengefasst und die Abläufe in genormten Prozessen abgearbeitet werden, wodurch sich die geschätzte Gesamtdauer zur Implementierung auf ungefähr eine Arbeitswoche beschränkt.

Zur Überprüfung des Konzepts wurden die Schritte zur Implementierung erneut für den in Abbildung 7.11 gezeigten Audi A8 durchgeführt und die Leistungsfähigkeit des sicherheitsorientierten und des auf Fahrkomfort optimierten LQ-Reglers beurteilt. Das Fahrverhalten des Oberklassefahrzeugs unterscheidet sich wesentlich von dem zuvor verwendeten Audi Q5, da der Audi A8 einen längeren Radstand, ein höheres Gewicht und eine weichere Federung besitzt. Die folgenden Ergebnisse wurden bereits in [155] veröffentlicht.

Die Bewertung erfolgt, wie aus Kapitel 6 bekannt, zunächst anhand des auf dem Prüfstand ermittelten Übertragungsverhaltens (Abbildung 7.12). Trotz der unterschiedlichen Fahrzeugeigenschaften ist das Übertragungsverhalten im passiven und im geregelten Fall dem in Kapitel 6 diskutierten Verhalten des ersten Versuchsfahrzeugs sehr ähnlich. Der komfortorientierte Regler minimiert die Amplituden der Hub- und Nickbeschleunigungen sowohl im komfortrelevanten Bereich als auch bei den Hub- und Nickeigenfrequenzen. Die dynamische Radlastschwankung wird im niederfrequenten Bereich dagegen bestmöglich durch den auf Fahrsicherheit ausgelegten LQ-Regler minimiert. Ein Unterschied zum bekannten Übertragungsverhalten des Audi Q5 zeigt sich bei der Radeigenfrequenz, bei der beide LQ-Regler dem Verhalten des weichen Fahrwerks entsprechen. Der Grund liegt in dem zugunsten des Fahrkomforts



Abbildung 7.11: Zweites Versuchsfahrzeug — Audi A8 4.2 TDI quattro.

erweiterten Bereich, in dem der Ventilstrom in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit auf 1,8 A gesetzt wird (Abbildung 7.9 aus Abschnitt 7.2). Da die Anregungsamplitude bei der Ermittlung des Übertragungsverhaltens mit steigender Frequenz abnimmt, fällt die Relativgeschwindigkeit ab dem markierten Punkt in einen Bereich, in dem die Dämpfung dauerhaft weich ist.

Bei der breitbandigen Anregung des Fahrzeugs durch Profil 1 erzielt der auf Fahrsicherheit ausgelegte LQ-Regler die minimale dynamische Radlastschwankung, was im Konfliktschaubild in Abbildung 7.13 zu erkennen ist. Auch bei diesem Fahrzeug wird der beste Wert im Komfortmaß nach Hennecke durch den komfortorientierten Regler erreicht, wodurch, wie erwartet, der gemittelte RMS-Wert der dynamischen Radlastschwankung ansteigt.

Für dieses Versuchsfahrzeug wurden die in Kapitel 2 beschriebenen Bremswegmessungen ebenfalls für die geregelten Fahrwerkskonfigurationen durchgeführt. Der niedrige RMS-Wert der dynamischen Radlastschwankung (Abbildung 7.13) und das günstige Übertragungsverhalten im Bereich der Aufbaueigenfrequenz (Abbildung 7.12) zeigen das für den Bremsweg optimierte Verhalten des sicherheitsorientierten LQ-Reglers. Dies wird durch die Bremswegmessungen in Tabelle 7.1 bestätigt. Bei den insgesamt fünf Bremsmanövern pro Konfiguration kommt der LQ-Regler im Mittel 0,3 m früher zum Stillstand als das passiv harte Fahrwerk. Der komfortorientierte LQ-Regler fällt aufgrund der schlechteren Dämpfungseigenschaften bei der Aufbaueigenfrequenz, zusammen mit dem passiv weichen Fahrwerk, zurück.

Die Ergebnisse belegen, dass die LQ-basierte semiaktive Fahrwerksregelung in wenigen Ar-

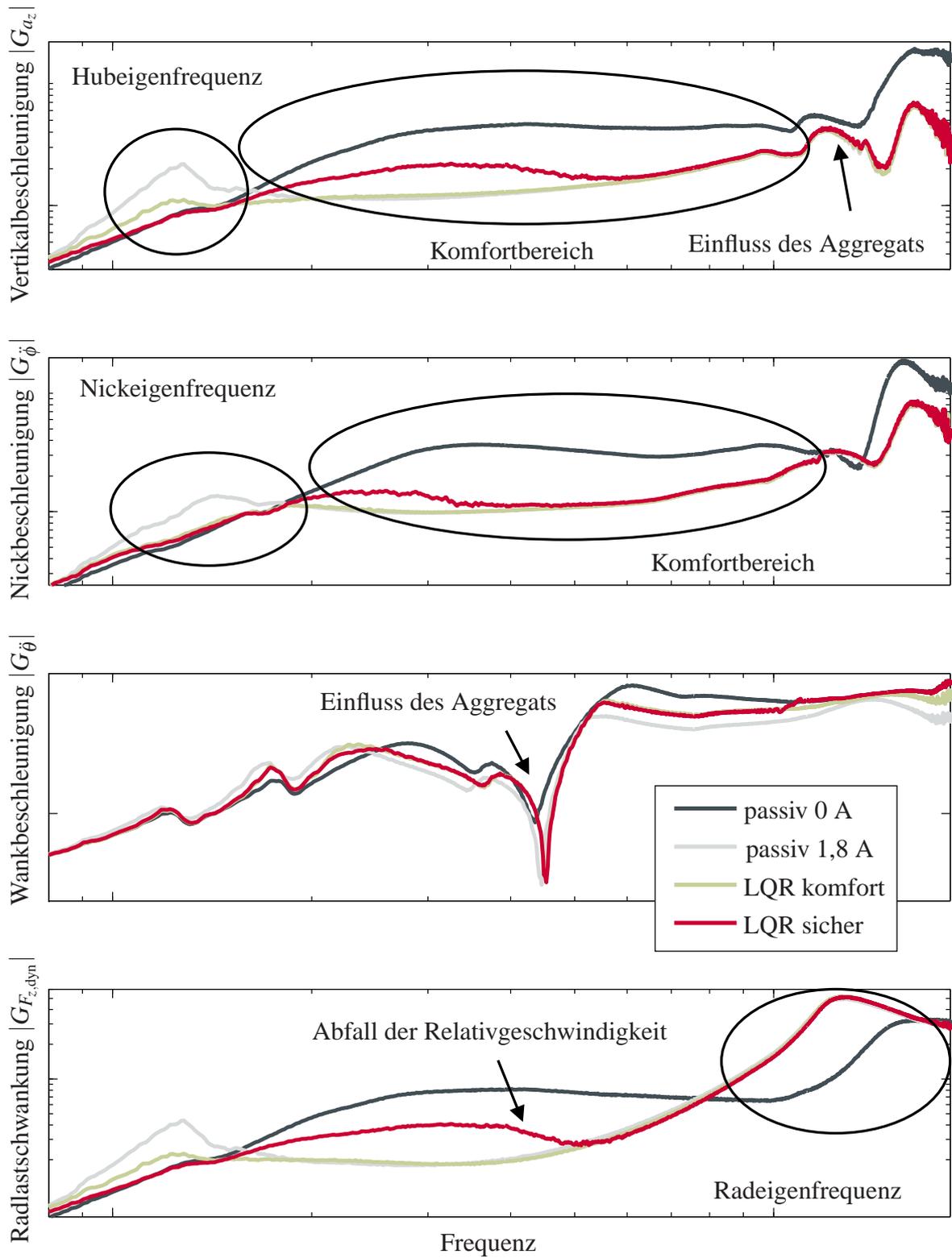


Abbildung 7.12: Audi A8 — gemessenes Übertragungsverhalten.

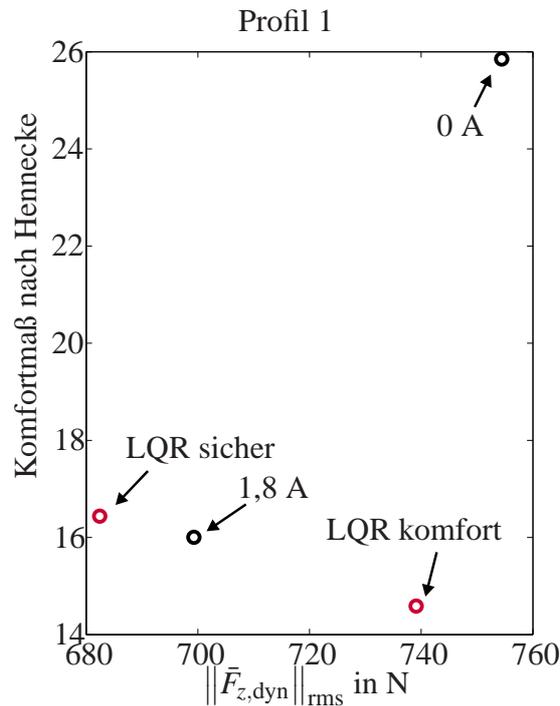


Abbildung 7.13: Audi A8 — Konfliktschaubild ermittelt durch ein reales Straßenprofil.

beitsschritten auf andere Fahrzeuge übertragen werden kann. Die überwiegende Zahl der Teilschritte läuft autonom ab und kann in einem grafisch geführten Ablaufschema hinterlegt werden. Die Bewertung der Regler in einem weiteren Fahrzeug hat gezeigt, dass durch das vorgestellte Regelungskonzept der Zielkonflikt zwischen Fahrdynamik und Fahrkomfort auch für andere Fahrzeugklassen entschärft werden kann.

7.4 Aspekte von Global Chassis Control

Unter dem Begriff Global Chassis Control ist die ganzheitliche Vernetzung aller Fahrwerksregelsysteme in einem integrierten Ansatz zu verstehen [139]. Im Normalfall wird der Wirkbereich der einzelnen Fahrdynamiksysteme, zu denen neben den geregelten Feder- oder Dämpfersystemen z.B. auch aktive Lenksysteme, die Quermomentenverteilung oder das elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) zählen, so abgestimmt, dass die Systeme sich untereinander nicht negativ beeinflussen. Ziel einer integrierten Fahrdynamikregelung ist es, unter ständigem Informationsaustausch die Wechselwirkungen der einzelnen Systeme so auszunutzen,

	85 km/h bis 1 km/h	85 km/h bis 50 km/h	50 km/h bis 1 km/h
LQR sicher	33,2 m	21,0 m	12,2 m
passiv 0 A	33,2 m + 0,3 m	21,0 m + 0,1 m	12,2 m + 0,2 m
LQR komfort	33,2 m + 1,2 m	21,0 m + 1,1 m	12,2 m + 0,1 m
passiv 1.8 A	33,2 m + 1,8 m	21,0 m + 1,5 m	12,2 m + 0,3 m

Tabelle 7.1: Audi A8 — mittlere Bremswege im passiven und im geregelten Fall.

dass dem übergeordneten Fahrerwunsch unter den störenden Umwelteinflüssen bestmöglich gefolgt wird [70].

Ein Aspekt dabei ist, dass die Teilsysteme auf übergeordnete Anforderungen durch einen integrierten Fahrdynamikregler reagieren können. Für den vorliegenden semiaktiven Vertikaldynamikregler bedeutet dies, dass im Falle eines sicherheitskritischen Manövers der Komfort lediglich eine untergeordnete Rolle spielt und die Minimierung der dynamischen Radlasten oberste Priorität erhält. Ob die derzeitige Fahrsituation sicherheitskritisch ist, wird im Folgenden beispielhaft anhand der Querbewegung a_y und des Bremsdrucks p_b bewertet. In beiden Fällen bedeuten hohe Werte, dass das Querkraft- bzw. Längskraftpotential ausgenutzt wird und die vertikalen Reifenkräfte für die Erhöhung des Horizontalkraftpotentials nur wenig um die statischen Mittelwerte schwanken dürfen [94]. Wie die Auswertungen aus Kapitel 6 und Abschnitt 7.1 gezeigt haben, wird diese Anforderung durch den auf Fahrsicherheit ausgelegten LQ-Regler bestmöglich erfüllt. Der im Folgenden vorgestellte Adaptionsansatz kann über geeignete Detektionsmethoden in analoger Weise um weitere sicherheitskritische Situationen, wie beispielsweise Lastwechselreaktionen, erweitert werden.

Die Realisierung der Adaption zwischen dem komfortorientierten und dem auf Fahrsicherheit ausgelegten LQ-Regler erfolgt, wie auch in [86] und [161], über eine lineare Interpolation

$$\mathbf{u}_{\text{soll}} = - (q_{\text{sicher}}(t) \mathbf{K}_{\text{sicher}} + (1 - q_{\text{sicher}}(t)) \mathbf{K}_{\text{komfort}}) \mathbf{x} \quad (7.7)$$

mit dem Adaptionsparameter

$$q_{\text{sicher}}(t) = \max(h_{a_y}(a_y), h_{p_b}(p_b)). \quad (7.8)$$

Die Funktionen $h_{a_y}(a_y)$ und $h_{p_b}(p_b)$ sind in der Regel nichtlinear und liegen in dem Intervall

$h_{\{\cdot\}} \in [0, 1]$. Für das vorliegende Versuchsfahrzeug werden die in Abbildung 7.14 gezeigten Funktionen zur Adaption herangezogen.

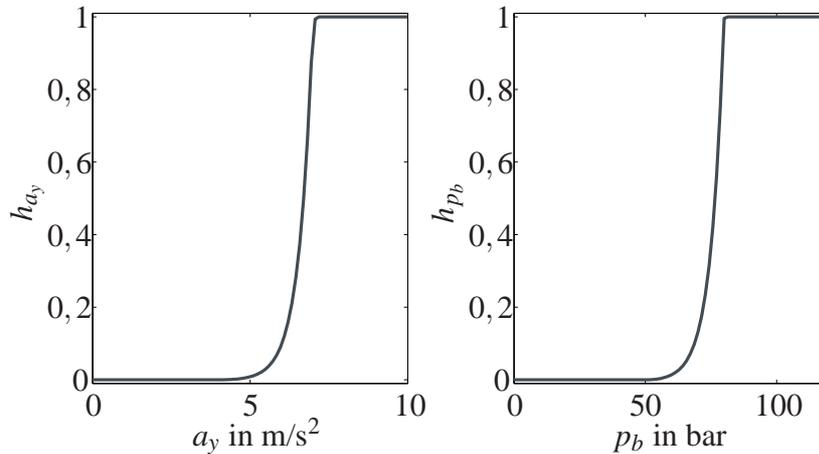


Abbildung 7.14: Die nichtlinearen Funktionen h_{a_y} und h_{p_b} .

Um bereits vor dem Eintreten eines sicherheitskritischen Manövers reagieren zu können, ist es möglich, zusätzlich zur Querschleunigung und dem Bremsdruck auch deren Gradienten auszuwerten. Da allerdings die Vertikaldynamikregler einzig auf bereits eingetretene Bewegungen reagieren können, welche im Falle hoher Gradienten noch nicht zwangsläufig erfolgt sein müssen, ist das Umschalten auf den sicherheitsorientierten Regler in diesem Zusammenhang nicht sinnvoll. Trotzdem kann eine Vorsteuerung erfolgen, indem die Dämpfer ab dem Überschreiten vorab definierter Schwellenwerte für die Querschleunigungs- bzw. Bremsdruckgradienten verhärtet werden. Die sprunghaft auf den Aufbau wirkenden Trägheitskräfte verursachen bei zu geringer Dämpfung eine schnelle Einfederung des Fahrzeugaufbaus. Wird die Dämpfung vorab erhöht, kann dieser Effekt stark abgemildert werden, wodurch die Nick- oder Wankwinkel langsamer ansteigen.

Die Umsetzung der Vorsteuerung erfolgt über die Bestimmung eines Minimalstroms i_{\min} , der mit dem Ventilstrom des Reglers i_{Regler} verglichen wird, bevor er an die Dämpfer weitergeleitet wird. Der Dämpferstrom

$$i_{\text{Dämpfer}} = \min(i_{\min}, i_{\text{Regler}}) \quad (7.9)$$

ergibt sich als minimaler Strom aus diesem Vergleich, da die Dämpfer bei 0 A die maximale

Dämpfung erreichen. Der Minimalstrom wird unter Zuhilfenahme des Parameters

$$\delta_{\text{hart}}(t) = \max(\delta_{\dot{a}_y}(\dot{a}_y), \delta_{\dot{p}_b}(\dot{p}_b)) \quad (7.10)$$

berechnet, mit

$$\delta_{\dot{a}_y} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } \dot{a}_y > \dot{a}_{y,\text{grenz}} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases}, \quad (7.11)$$

$$\delta_{\dot{p}_b} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } \dot{p}_b > \dot{p}_{b,\text{grenz}} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases}. \quad (7.12)$$

Bei einer positiven Flanke von $\delta_{\text{hart}}(t)$, also einer Veränderung des Wertes von 0 auf 1, wird der Minimalstrom von 1,8 A (entspricht der minimalen Dämpfung) für eine Zeitdauer t_{hart} auf 0 A (maximale Dämpfung) gesetzt. Die Zeit, für die die Dämpfer verhärtet werden, wird zu

$$t_{\text{hart}} = \frac{1}{f_{\text{Hub}}} \quad (7.13)$$

gewählt, was einer Schwingungsperiodendauer des Aufbaus entspricht.

Die beschriebene adaptive Reglerstruktur ist in Abbildung 7.15 nochmals schematisch zusammengefasst.

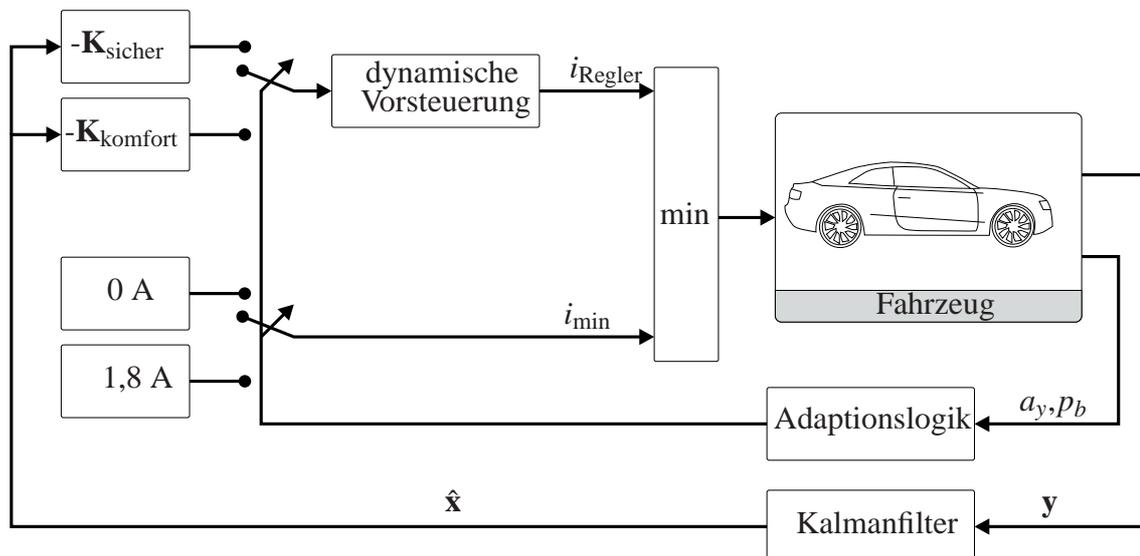


Abbildung 7.15: Adaptive Reglerstruktur.

Um die Funktionsweise der Adaption zu überprüfen, wurde der Wankwinkel in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung bei der Fahrt über einen Handlingkurs gemessen. Für eine isolierte Betrachtung der Auswirkung der Adaptionslogik auf dem Wankwinkel wurde der Komfortregler durch eine konstante, weiche Dämpfung ersetzt. Die Messwerte in Abbildung 7.16 zeigen eine deutliche Reduktion des Wankwinkels, insbesondere bei hohen Querbeschleunigungen, wenn die Adaption aktiv ist. Hierbei ist zu beachten, dass eine Reduktion des Nick- oder Wankwinkels durch semiaktive Fahrwerke nur, wie im vorliegenden Fall, bei dynamischen Manövern mit schnellen Richtungsänderungen erfolgen kann. Die stationären Nick- oder Wankwinkel, bei z.B. einer stationären Kreisfahrt, können durch geregelte Dämpfer prinzipbedingt nicht beeinflusst werden.

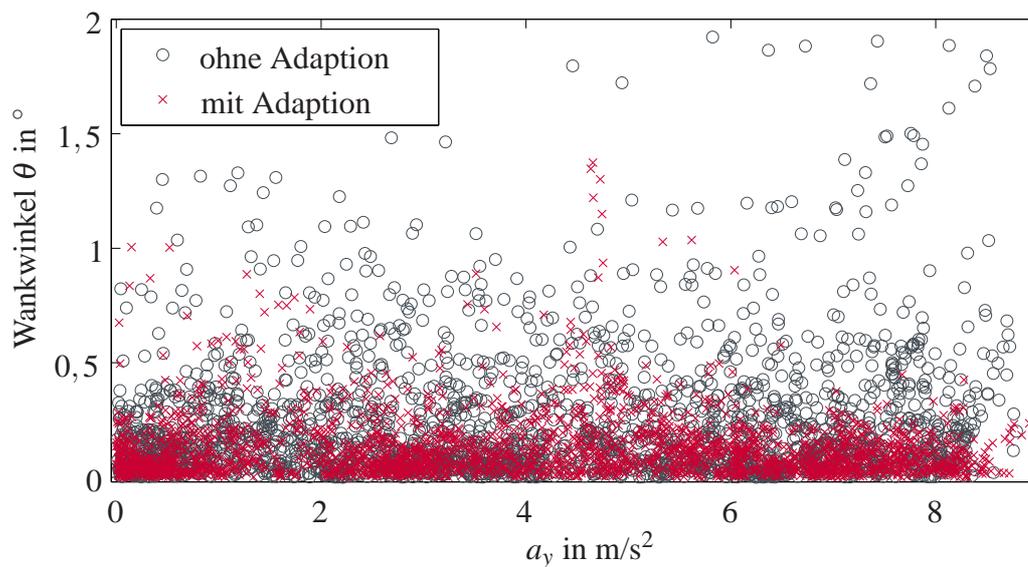


Abbildung 7.16: Messung auf einem Handlingkurs.

Die Ergebnisse verdeutlichen, dass die LQ-basierten semiaktiven Fahrwerksregler über eine geeignete Adaptionslogik im Rahmen von Global Chassis Control eingesetzt werden können. Der Fahrkomfort kann erneut gesteigert werden, indem fahrsicherheitsorientierte Maßnahmen lediglich bei Bedarf abgerufen werden und andernfalls stets der komfortorientierte Regler aktiv ist.

7.5 Diskussion der Ergebnisse

Werden die in diesem Kapitel vorgestellten Methoden umgesetzt, ist ein Serieneinsatz der LQ-basierten Dämpferregelung möglich. Änderungen der Fahrzeugeigenschaften wirken sich beim LQ-basierten Regler ähnlich auf das Fahrverhalten aus, wie beim Skyhook-Ansatz. Über eine schaltende Reglerstruktur lässt sich der LQ-Regler in gewohnter Weise abstimmen, mit dem Vorteil, dass Bereiche in den Konfliktschaubildern zugänglich werden, die durch den Skyhook-Regler prinzipbedingt nicht zur Verfügung stehen. Bei der Übertragung auf andere Fahrzeuge müssen für den modellbasierten LQ-Regler stets die Parameter des Vollfahrzeugmodells neu identifiziert werden, wohingegen der Skyhook-Regler ohne diesen Schritt eingesetzt werden kann. Die Grundausslegung des Reglers erfolgt rechnergestützt über Optimierungsmethoden und liefert bereits ein subjektiv sehr komfortabel empfundenes Fahrverhalten. Lediglich für die Feinabstimmung müssen Versuchsfahrten durchgeführt werden, wodurch die Entwicklungskosten reduziert werden können. Die Einbettung des Reglers in einen Ansatz der Global Chassis Control gelingt problemlos, was die Zukunftsfähigkeit des Konzepts untermauert.

Die Entscheidung für oder gegen den Einsatz einer linear quadratisch optimalen semiaktiven Fahrwerksregelung in der Serie hängt jedoch auch von der Komplexität des Ansatzes ab. Der Skyhook-Regler ist in dieser Hinsicht zweifelsfrei intuitiver. Insbesondere in der Serienentwicklung müssen oftmals bis kurz vor Produktionsbeginn Veränderungen eingepflegt werden, was unter Zeitdruck mit weniger komplexen Ansätzen häufig besser gelingt.

Für den übergreifenden Serieneinsatz der LQ-basierten semiaktiven Fahrwerksregelung gilt es demzufolge abzuwägen, inwiefern die erhöhte Komplexität in den standardisierten Entwicklungsabläufen beherrschbar gemacht werden kann, um von der verbesserten Leistungsfähigkeit des Ansatzes profitieren zu können.

Kapitel 8

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In dieser Dissertation wurden Konzepte zur Realisierung einer linear quadratisch optimalen semiaktiven Fahrwerksregelung in einem realen Fahrzeug vorgestellt. Besonderes Augenmerk lag dabei auf einer für Serienfahrzeuge geeigneten Umsetzung, so dass das Potential semiaktiver Fahrwerkregelsysteme in vollem Umfang für den automobilen Entwicklungsprozess zugänglich wird. Die Untersuchungen umfassten eine analytische Auswahl der Sensorkonfiguration, ein neuartiges Beobachterkonzept, eine methodische Reglerauswahl, die Berücksichtigung der Dämpferhysterese bei der Stellgrößenberechnung und die Erweiterung auf adaptive Reglerstrukturen. Die Ergebnisse weisen nach, dass die linear quadratisch optimale Regelung das Potential semiaktiver Fahrwerke im Vergleich zum weit verbreiteten Skyhook-Prinzip ausschöpft und durch die neuartig entwickelten Konzepte auch im realen Fahrbetrieb nutzbar machen kann.

Die Grundlagen für die entwickelten Methoden bilden ein nichtlineares Vollfahrzeugmodell und ein nichtlineares Modell eines semiaktiven Dämpfers. Für beide Modelle wurden standardisierte Verfahren entwickelt, mit denen die Parameteridentifikation für ein breites Spektrum an Fahrzeug- und Dämpfertypen gelingt. Da das Dämpfermodell trotz der hohen Übereinstimmung mit den Messdaten nur sehr wenige Parameter besitzt, kann es im Fahrzeug innerhalb einer dynamischen Vorsteuerungsstruktur eingesetzt werden, um das Kraftfolgeverhalten unter Berücksichtigung des Hystereseverhaltens zu verbessern.

Durch eine methodische Auswahl der Sensorkonfiguration konnte nachgewiesen werden, dass, neben dem Entfall einer Offsetkorrektur, auch die Schätzungsgüte erhöht wird, wenn die Federwege noch vor dem Beobachter abgeleitet werden. Zusammen mit der Nick- und Wankrate sowie der Aufbaubeschleunigung ist es möglich, den Zustandsvektor, unter Berücksichtigung der nichtlinearen Dämpferkennlinien, über einen Kalmanfilter mit hoher Genauigkeit zu schätzen. Damit die Zustandsschätzung auch unter dem Einfluss von niederfrequenten Störungen, die während des Fahrbetriebs auf das Fahrzeug einwirken, gelingt, wurde eine neuartige Mo-

difikation des Straßenmodells vorgeschlagen. Die aus diesen Überlegungen resultierende Beobachterstruktur ist trotz der hohen Schätzgüte auf dem Seriensteuergerät des Versuchsfahrzeugs echtzeitfähig implementierbar.

Aus einem methodischen Vergleich heraus, in dem fünf semiaktive Regelungsmethoden an einem Viertelfahrzeugprüfstand miteinander verglichen wurden, etablierte sich der Ansatz clipped optimal control als die für die Implementierung geeignetste Methode. Gegenüber einem Skyhook- bzw. Groundhook-Regler, einem hybriden modellprädiktiven Regler und einem LQ-Regler, der die Dissipativität der Stellgröße erhöht, konnte sich clipped optimal control in den Messungen durchsetzen.

Die Implementierung von clipped optimal control in einem Versuchsfahrzeug und der Vergleich mit einem Skyhook-Regler als Referenzsystem hat die zu erwartende Verbesserung in den Beurteilungskriterien für Fahrkomfort und Fahrsicherheit bestätigt. Selbst bei erhöhter Zuladung konnte die Leistungsfähigkeit des durch den LQ-Regler geregelten Fahrzeugs gegenüber dem Referenzsystem nochmals gesteigert werden.

Um den Anforderungen aus dem Serienentwicklungsprozess von Fahrzeugherstellern gerecht zu werden, wurde das Konzept hinsichtlich der Serientauglichkeit untersucht und erweitert. Es konnte gezeigt werden, dass Parametervariationen das geregelte Fahrwerk in ähnlicher Weise beeinflussen wie das passive Fahrwerk und somit nicht zu einem unerwarteten Verhalten führen. Da die Reglerparametrierung auch während der Fahrt durch einen Versuchingenieur beeinflussbar bleiben muss, um dem Fahrzeug einen markentypischen Charakter zu geben, wurde eine weich schaltende Reglerstruktur ausgewählt. Die Übertragung des Reglers auf ein weiteres Fahrzeug gelingt über die Bearbeitung eines definierten Ablaufschemas, was anhand der Implementierung in einem Oberklassefahrzeug erfolgreich durchgeführt werden konnte. Um der durch den komfortorientierten Regler verursachten Beeinträchtigung der Fahrsicherheit entgegen zu wirken, wurde eine adaptive Reglerstruktur mit Vorsteuerung implementiert, die in Abhängigkeit der Querschleunigung und des Bremsdrucks den auf Fahrsicherheit optimierten Regler auswählt und die Dämpfer im Bedarfsfall verhärtet. Durch diese Maßnahmen kann der Konflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort im Fahrbetrieb weiter entschärft werden.

Für eine Weiterentwicklung der vorgestellten Konzepte werden folgende Themenfelder vorgeschlagen:

- **Erhöhung der Robustheit durch Parameterschätzung:** Auch wenn die Parametervariationen die Beurteilungskriterien für den LQ-Regler im Vergleich mit dem passiven Fahrwerk nicht negativ beeinflussen, kann die Leistungsfähigkeit zusätzlich gesteigert werden, indem die LQ-Regler robust gegenüber veränderlichen Parametern ausgelegt werden. Da hierfür unter Umständen die Kenntnis der derzeitigen Parameter notwendig ist, kann die Kalmanfilterstruktur erweitert werden, um Parameter, wie z.B. die Aufbau-masse, zu schätzen.
- **Verbesserung des Fahrkomforts durch zustandsabhängige Adaption:** Selbst unter dem Einfluss hoher Quer- und Längskräfte muss der auf Fahrsicherheit optimierte LQ-Regler erst dann zum Einsatz kommen, wenn die dynamische Radlastschwankung einen kritischen Wert erreicht. Durch diese zustandsabhängige Adaption kann der Fahrkomfort auch in kritischen Situationen nochmals erhöht werden. Dafür ist jedoch eine verlässliche Schätzung der dynamischen Radlastschwankung notwendig.
- **Nutzung von Preview-Informationen:** Da die Vorderräder Fahrbahnunebenheiten vor den Hinterrädern passieren, steht dem Regler ein bislang ungenutztes Signal zur Verfügung. Um davon profitieren zu können, muss allerdings eine verlässliche Schätzung des Straßenprofils an den Vorderrädern erfolgen. Alternativ kann das Straßenprofil über zusätzliche Sensorik, wie z.B. Laserscanner, ermittelt und über eine angepasste Reglerstruktur bei der Stellgrößenberechnung berücksichtigt werden.
- **Erweiterung der Methoden zur Vertikalruckminimierung:** Um dem erhöhten Vertikalruck semiaktiver Systeme weiter zu begegnen, können die in Kapitel 7 diskutierten Methoden zur Vertikalruckminimierung mit dem Hysteresemodell des Dämpfers kombiniert werden. Durch das in Kapitel 3 vorgestellte Hysteresemodell stehen zusätzliche Informationen über den Dämpferzustand bereit, die zur gezielten Verstellung des Ventilstroms genutzt werden können.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Informationsbroschüre: Der neue Panamera S Hybrid, 2010.
- [2] Bose® Suspension System, 2011.
- [3] Tenneco Integrated Kinetic H2 CES System, 2011.
- [4] M. Ahmadian and E. Blanchard. Non-dimensionalised closed-form parametric analysis of semi-active vehicle suspensions using a quarter-car model. *Vehicle System Dynamics*, 49(1-2):219–235, 2011.
- [5] M. Ahmadian, X. Song, and S. C. Southward. No-jerk skyhook control methods for semiactive suspensions. *Journal of Vibration and Acoustics*, 126(4):580–584, 2004.
- [6] H. Akçay and S. Türkay. Frequency domain subspace-based identification of discrete-time power spectra from nonuniformly spaced measurements. *Automatica*, 40:1333–1347, 2004.
- [7] S. Albrecht. Der VW Touareg. *Automobiltechnische Zeitschrift*, ATZ extra:36–39, 2010.
- [8] B. D. O. Anderson and J. B. Moore. *Optimal Control Linear Quadratic Methods*. Dover Books on Engineering, 2007.
- [9] S. Aubouet, L. Dugard, and O. Sename. H_∞ / LPV observer for an industrial semi-active suspension. In *Proc. of the 3rd IEEE Multi-conference on Systems and Control*, 2009.
- [10] S. Aubouet, L. Dugard, and O. Sename. Experimental results of an H_∞ -observer for an industrial semi-active suspension. In *Proc. of Advances in Automotive Control*, 2010.
- [11] S. Aubouet, L. Dugard, O. Sename, C. Poussot-Vassal, and B. Talon. Semi-active H_∞ / LPV control for an industrial hydraulic damper. In *Proc. of the European Control Conference, 2009*, pages 3628–3633, 2009.

- [12] V. L. Bageshwar, D. Gebre-Egziabher, and W. L. Garrard. A stochastic observability test for discrete-time Kalman filters. *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, 32:1356–1370, 2009.
- [13] W. Balandat and T. Kutsche. Systemintegration der CDC-Dämpfung beim neuen Opel Astra. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 4:24–28, 2004.
- [14] N. Bangsing, Sularso, K. Bagiasna, and Y. Y. Nazaruddin. An experimental investigation into the design of a robust semi-active suspension system for a quarter-car model. In *Proc. of the 4th International Conference on Control and Automation 2003, Montreal, Canada*, pages 971–975, 2003.
- [15] W. Beitz and K.-H. Küttner. *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1994.
- [16] A. Bemporad. Hybrid Toolbox - User's Guide, 2004. <http://www.ing.unitn.it/bemporad/hybrid/toolbox>.
- [17] A. Bemporad. Modeling and control of hybrid dynamical systems: The Hybrid Toolbox for MATLAB. In *Proc. of MATHMOD Conference*, pages 82–100, 2009.
- [18] A. Bemporad and M. Morari. Control of systems integrating logic, dynamics, and constraints. *Automatica*, 35:407–427, 1999.
- [19] Bemporad A., Borrelli F., and Morari M. Optimal controllers for hybrid systems: Stability and piecewise linear explicit form. In *Proc. of the 39th IEEE Conference on Decision and Control*, pages 1810–1815, 2000.
- [20] A. Bensoussan and R. Curtain. Optimization of sensors' location in a distributed filtering problem. In *Stability of Stochastic Dynamical Systems*, volume 294 of *Lecture Notes in Mathematics*, pages 62–84. Springer Berlin / Heidelberg, 1972.
- [21] F. Borrelli, M. Baoti, A. Bemporad, and M. Morari. Dynamic programming for constrained optimal control of discrete-time linear hybrid systems. *Automatica*, 41(10):1709–1721, 2005.
- [22] Steven N. Brown. *Active vehicle suspension system*. Patent, EP 1 440 826 B1, 11 2010.

- [23] A. E. Bryson and Y.-C. Ho. *Applied Optimal Control: Optimization, Estimation and Control*. Hemisphere Publishing, 1975.
- [24] T. Butsuen. *The design of semi-active suspensions for automotive vehicles*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1989.
- [25] E. F. Camacho and C. Bordons. *Model Predictive Control*. Springer-Verlag London, 2005.
- [26] M. Canale, M. Milanese, Z. Ahmad, and E. Matta. An improved semiactive suspension control strategy using predictive techniques. In *Proc. of the International Conference on Information and Communication Technologies: From Theory to Applications 2004*, pages 53 – 54, april 2004.
- [27] M. Canale, M. Milanese, and C. Novara. Semi-active suspension control using "fast" model-predictive techniques. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 14(6):1034–1046, 2006.
- [28] P. Causemann. Moderne Schwingungsdämpfung. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 11:1072–1079, 2003.
- [29] R. M. Chalasani. Ride performance potential of active suspension systems. In *Proc. of ASME Symposium on Simulation and Control of Ground Vehicles and Transportation Systems*, 1986.
- [30] H.-S Choi, S.-B. Lee and Y.-P. Park. H_∞ control performance of a full-vehicle suspension featuring magnetorheological dampers. *Vehicle System Dynamics*, 38(5):341–360, 2002.
- [31] R. Danisch. Der Porsche Panamera. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 10:726–736, 2009.
- [32] P. De Man, P. Lemerle, P. Mistrot, J.-Ph. Verschueren, and A. Preumont. An investigation of a semiactive suspension for a fork lift truck. *Vehicle System Dynamics*, 43(2):107–119, 2005.
- [33] DIN. DIN 45669-1 Messung von Schwingungsimmissionen, 1995.

- [34] A. L. Do, O. Sename, L. Dugard, S. Savaresi, C. Spelta, and D. Delvecchio. An extension of mixed sky-hook and add to magneto-rheological dampers. In *Proc. of the 4th IFAC Symposium on System, Structure and Control*, 09 2010.
- [35] A. L. Do, O. Sename, L. Dugard, and B. Soualmi. Multi-objective optimization by genetic algorithms in H_∞ / LPV control of semi-active suspension. *Proc. of the 18th IFAC World Congress 2011*, 1:7162–7167, 2011.
- [36] Z. Duan, J. Zhang, C. Zhang, and E. Mosca. Robust H_2 and H_∞ filtering for uncertain linear systems. *Automatica*, 42:1919–1926, 2006.
- [37] S. Duym and K. Reybrouck. Physical characterization of nonlinear shock absorber dynamics. *European journal of mechanical and environmental engineering*, vol. 43,(4):181–188, 1998.
- [38] M. Ebau, A. Giua, C. Seatzu, and G. Usai. Semiactive suspension design taking into account the actuator delay. In *Proc. of the 40th IEEE Conference on Decision and Control 2001*, volume 1, pages 93–98 vol.1, 2001.
- [39] M. Eickhoff, R. Sonnenburg, and A. Stretz. Kolbenstangenschwingungen in Dämpfermodulen. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 1:34–39, 2010.
- [40] J. Emura, S. Kakizaki, F. Yamaoka, and M. Nakamura. Development of the semi-active suspension system based on the sky-hook damper theory. In *Proc. of International Congress & Exposition, February 1994*, pages 17–26, 1994.
- [41] Y. Ercan. Optimal control of a half-car vehicle model with a variable semi-active suspension. In *Proc. of the 10th International Conference on Electrorheological Fluids And Magnetorheological Suspensions 2006*, 2006.
- [42] G. Falconí. *Kalman-Filter design and analysis of the sensor placement for a full-car model*. nicht veröffentlichte Semesterarbeit, Technische Universität München, 2010.
- [43] M. Fallah, R. B. Bhat, and W. Xie. Optimized control of semiactive suspension systems using H_∞ robust control theory and current signal estimation. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, PP(99):1–12, 2011.

- [44] M. Fodor and R. C. Redfield. Experimental verification of resistance control, semi-active damping. *Vehicle System Dynamics*, 26(2):143–159, 1996.
- [45] G. F. Franklin, J. D. Powell, and A. Emami-Naeini. *Feedback Control of Dynamic Systems*. Pearson Prentice Hall, 6th edition, 2010.
- [46] C. Früh, J. Hermann, M. Tietke, M. Niestegge, F. Scheyhing, A. Neteler, and G. Steller. Die neue E-Klasse von Mercedes Benz: Komfort bei erlebbarer Dynamik und Agilität. *Automobiltechnische Zeitschrift*, ATZ extra:128–143, 2009.
- [47] M. Fröhlich. Entwicklung und Untersuchung eines Zustandsbeobachters für ein semi-aktives Fahrwerkregelsystem. In *Proc. of VDI fahrwerk.tech 2005*, 2005.
- [48] M. Fröhlich. *Ein robuster Zustandsbeobachter für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem*. Dissertation, Technische Universität München, 2007.
- [49] H. Gimmler, D. Ammon, and J. Rauh. Straßenprofile: Mobile Messung, prozessgerechte Datenaufbereitung und vollständige Bewertung bereiten die Basis für eine effektive Simulation. *VDI-Berichte*, 1912:335–352, 2005.
- [50] N. Giorgetti, A. Bemporad, H. E. Tseng, and D. Hrovat. Hybrid model predictive control application towards optimal semi-active suspension. In *Proc. IEEE International Symposium on Industrial Electronics ISIE 2005*, volume 1, pages 391–398, June 20–23, 2005.
- [51] A. Giua, M. Melas, and C. Seatzu. Design of a control law for a magneto-rheological suspension. In *Proc. of the European Control Conference 2003*, 2003.
- [52] H. Glaser, T. Rossie, R. Nieboer, J. Rüger, S. Revelant, A. Hopf, R. Wagner, and H.-G. Spengel. Der neue Audi Q3: Fahrwerk. *Automobiltechnische Zeitschrift*, ATZ extra:32–39, 2011.
- [53] T. J. Gordon and M. C. Best. Dynamic optimization of nonlinear semi-active suspension controllers. In *Proc. of International Conference on Control, 1994*, volume 1, pages 332–337, 1994.
- [54] E. Guglielmino, T. Sireteanu, C. W. Stammers, G. Ghita, and M. Giuclea. *Semi-active Suspension Control*. Springer-Verlag London Limited, 2008.

- [55] A. Guia, M. Melas, C. Seatzu, and G. Usai. Design of a predictive semiactive suspension system. *Vehicle System Dynamics*, 41:277–300, 2004.
- [56] A. Guia, C. Seatzu, and G. Usai. Semiactive suspension design with an optimal gain switching target. *Vehicle System Dynamics*, 31:213–232, 1999.
- [57] S. Guo, B. Xu, H. Xing, and C. Pan. Skyhook isolation with magnetorheological damper. In *Proc. Sixth World Congress on Intelligent Control and Automation WCICA 2006*, volume 2, pages 7860–7863, 2006.
- [58] A. Hac and L. Liu. Sensor and actuator location in motion control of flexible structures. *Journal of Sound and Vibration*, 167:239–261, 1993.
- [59] B. Heißing. *Fahrwerkhandbuch*. Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, 2007.
- [60] D. Hennecke. *Zur Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw bei instationären Anregungen*, volume 12. VDI-Verlag GmbH, 1995.
- [61] K.-U. Henning. *Erstellung einer dynamischen Vorsteuerung zur Bestimmung des Ventilstroms bei semiaktiv geregelten Dämpfern*. nicht veröffentlichte Semesterarbeit, Technische Universität München, 2011.
- [62] K. Higashiyama, T. Hirai, S. Kakizaki, and M. Hiramoto. Development of the active damper suspension. *JSAE Review*, 16:331–336, 1995.
- [63] C. Hilgers, J. Brandes, H. Ilias, H. Oldenettel, A. Stiller, and C. Treder. Aktives Luftfederfahrwerk für eine größere Bandbreite zwischen Komfort- und Dynamik-Abstimmung. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 09:600–609, 2009.
- [64] J. Hohenstein, A. Schulz, and D. Gaisbacher. Das elektropneumatische Vorderachsliftsystem des Porsche 997 GT3. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 09:622–626, 2010.
- [65] K.-S. Hong, H.-C. Sohn, and J. K. Hedrick. Modified skyhook control of semi-active suspensions: A new model, gain scheduling, and hardware-in-the-loop tuning. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 124:158–167, 2002.
- [66] D. Hrovat. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. *Automatica*, 33:1781–1817, 1997.

- [67] K. Hudha, H. Jamaluddin, P. M. Samin, and R. A. Rahman. Effects of control techniques and damper constraint on the performance of a semi-active magnetorheological damper. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 3:230–251, 2005.
- [68] H. Imine and Y. Delanne. Triangular observers for road profiles inputs estimation and vehicle dynamics analysis. In *Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*, pages 4751 – 4756, april 2005.
- [69] H. Imine, Y. Delanne, and N. K. M’Sirdi. Road profile input estimation in vehicle dynamics simulation. *Vehicle System Dynamics*, 44(4):285–303, 2006.
- [70] R. Isermann. *Fahrdynamik-Regelung*. Vieweg Verlag, 2006.
- [71] ISO. ISO 8608:1995(E) Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data, 1995.
- [72] ISO. ISO 2631-1:1997 Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration, 1997.
- [73] A. F. Jahromi and A. Zabihollah. Linear quadratic regulator and fuzzy controller application in full-car model of suspension system with magnetorheological shock absorber. In *Proc. of IEEE/ASME International Conference on Mechatronics and Embedded Systems and Applications (MESA), 2010*, pages 522 –528, jul. 2010.
- [74] M. Jautze, A. Bogner, J. Eggendinger, G. Rekewitz, and A. Stumm. Der neue BMW 7er: Das Verstelldämpfersystem Dynamische Dämpfer Control. *Automobiltechnische Zeitschrift, ATZ extra*:100 – 103, 2008.
- [75] E. A. Johnson and B. Erkus. Investigation of dissipativity for control of smart dampers via lmi synthesis. In *Proc. American Control Conference the 2005*, pages 3084–3089, 8–10 June 2005.
- [76] R. Jurr, S. Behnsen, H. Bruns, G. Held, M. Hochgrebe, M. Strassberger, and F. Ziegler. Der neue BMW 7er: Das aktive Wank-Stabilisierungssystem DynamicDrive. *Automobiltechnische Zeitschrift, ATZ/MTZ Extra*, 2001.
- [77] R. E. Kalman. A new approach to linear filtering and prediction problems. *Journal of Basic Engineering*, 82 (Series D):35–45, 1960.

- [78] D. Karnopp. Active damping in road vehicle suspensions. *Vehicle System Dynamics*, 12:291–316, 1983.
- [79] D. Karnopp. Active suspensions based on fast load levelers. *Vehicle System Dynamics*, 16(5-6):355–380, 1987.
- [80] D. Karnopp. How significant are transfer function relations and invariant points for a quarter car suspension model? *Vehicle System Dynamics*, 47:457–464, 2009.
- [81] D. Karnopp, M. J. Crosby, and R. A. Harwood. Vibration control using semi-active force generators. *ASME Journal of Engineering for Industry*, 96:619–626, May 1974.
- [82] D. Karnopp and G. Heess. Electronically controllable vehicle suspensions. *Vehicle System Dynamics*, 20:207–217, May 1991.
- [83] H. K. Khalil. *Nonlinear Systems*. Prentice Hall, 3rd edition, 2001.
- [84] G. Kinkelin, A. Gilberg, B. Delord, H. Heinecke, S. Fürst, J. Moessinger, A. Lapp, U. Virnich, S. Bunzel, T. Weber, N. Spinner, L. Lundh, D. Svensson, P. Heitkämper, F. Mattsson, K. Nishikawa, H. Hirano, K. Lange, and B. Kunkel. AUTOSAR on the Road. In *Proc. of Convergence 2008, Detroit, MI*, 2008.
- [85] D.E. Kirk. *Optimal control theory: an introduction*. Dover books on engineering. Dover Publications, 2004.
- [86] G. Koch. *Adaptive control of mechatronic vehicle suspension systems*. Dissertation, Technische Universität München, München, 2011.
- [87] G. Koch, T. Kloiber, and B. Lohmann. Nonlinear and filter based estimation for vehicle suspension control. In *Proc. of the 49th IEEE Conference on Decision and Control*, 2010.
- [88] G. Koch, T. Kloiber, E. Pellegrini, and B. Lohmann. A nonlinear estimator concept for active vehicle suspension control. In *Proc. of the American Control Conference 2010*, pages 4576–4581, 2010.
- [89] G. Koch, E. Pellegrini, S. Spirk, and B. Lohmann. Design and modeling of a quarter-vehicle test rig for active suspension control. Technical Report TRAC-5, Institute of Automatic Control, Technische Universität München, 2010.

- [90] G. Koch, S. Spirk, and B. Lohmann. Reference model based adaptive control of a hybrid suspension system. In *Proc. of the IFAC Symposium Advances in Automotive Control 2010*, 2010.
- [91] G. Koch, S. Spirk, E. Pellegrini, N. Pletschen, and B. Lohmann. Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspension system. In *Proc. of the 2011 American Control Conference*, 2011.
- [92] J.J. Kok, J.G.A.M. van Heck, R.G.M. Huisman, J.H.E.A. Muijderman, and F.E. Veldpaus. Active and semi-active control of suspension systems for commercial vehicles based on preview. In *Proceedings of the American Control Conference 1997*, volume 5, pages 2992–2996, jun 1997.
- [93] H. Kwakernaak and R. Sivan. *Linear optimal control systems*. Wiley-Interscience publication. Wiley Interscience, 1972.
- [94] F.J. Laermann and C. Schindler. *Seitenführungsverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei schnellen Radlaständerungen*. Fortschritt-Berichte VDI.: Verkehrstechnik. VDI-Verlag, 1992.
- [95] H. H. Lang and L. Segel. The mechanics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies. In *7th IAVSD Symp Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, 1981.
- [96] C. Lauwerys, J. Swevers, and P. Sas. Model free control design approach for a semi-active suspension of a passenger car. In *Proc. of the American Control Conference, 2005*, volume 3, pages 2206–2211, 2005.
- [97] S. Leleu, H. Abou-Kandil, and Y. Bonnassieux. Piezoelectric actuators and sensors location for active control of flexible structures. In *Proceedings of the 17th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference, 2000*, volume 2, pages 818–823, 2000.
- [98] J. Löfberg. YALMIP : A toolbox for modeling and optimization in MATLAB. In *Proceedings of the CACSD Conference*, 2004.
- [99] O. Lindgarde. Kalman filtering in semi-active suspension control. In *Proc. of the 15th IFAC World Congress, 2002*, 2002.

- [100] J. Lunze. *Regelungstechnik 2*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [101] W. Matschinsky. *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 3 edition, 2007.
- [102] H. J. Matthies and K. T. Renius. *Einführung in die Ölhydraulik*. Vieweg + Teubner Verlag, 2008.
- [103] R. Michalski, M. Tietke, G. Krüger, F. Scheyhing, G. Steller, and R. Klingel. Die neue C-Klasse von Mercedes Benz: Fahrwerk - Neudefinition der Synthese von Komfort und Agilität. *Automobiltechnische Zeitschrift, ATZ extra*:82–101, 2007.
- [104] L. R. Miller and C. M. Nobles. Methods for eliminating jerk and noise in semi-active suspensions. In *Proc. of International Truck & Bus Meeting & Exposition 1990*, 1990.
- [105] M. Mitschke and H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Verlag Berlin, 4. edition, 2004.
- [106] M. Münster, U. Mair, H.-J. Gilsdorf, A. Thomä, C. Müller, M. Hippe, and J. Hoffmann. Electromechanical Active Body Control. *ATZautotechnology*, 03:24–29, 2009.
- [107] R. Mollica and K. Youcef-Toumi. A nonlinear dynamic model of a monotube shock absorber. In *Proc. of the American Control Conference, 1997*, volume 1, pages 704–708 vol.1, jun. 1997.
- [108] A. Moran, T. Hasegawa, and M. Nagai. Continuously controlled semi-active suspension using neural networks. *JSAE Review*, 16:217–223, 1995.
- [109] C. S. Namuduri, M. A. Golden, and J. Praeckel. Concurrent research and development of a magnetic ride control system. In *Proc. of the 29th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, 2003*, volume 3, pages 2853–2858, 2003.
- [110] T. Niemz. *Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2006.
- [111] M. Nyenhuis and M. Fröhlich. Das Verstelldämpfersystem des BMW X5: Entwicklung des Sensor- und Beobachterkonzepts. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 3:248–255, 2007.

- [112] D. Y. Oh and H. C. No. Determination of the minimal number and optimal sensor location in a nuclear system with fixed incore detectors. *Nuclear Engineering and Design*, 152(1-3):197–212, 1994.
- [113] S. Ohsaku. *Vorrichtung und Verfahren zum Schätzen einer kinetischen Zustandsgröße*. Offenlegungsschrift, DE10016896A1, 2000.
- [114] S. Otterbein. *System zur Erzeugung von Signalen zur Steuerung oder Regelung eines steuerbaren oder regelbaren Fahrwerkes*. Offenlegungsschrift, DE4116118A1, 11 1992.
- [115] H. B. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics*. SAE International, 2005.
- [116] T. Paschedag, A. Giua, and C. Seatzu. Constrained optimal control: an application to semiactive suspension systems. In *14th Mediterranean Conference on Control and Automation, 2006*, pages 1–8, june 2006.
- [117] M. Pazikas. Tenneco automotive press release 14.09.2005, 2005.
- [118] E. Pellegrini, G. Koch, and B. Lohmann. Physical modeling of a nonlinear semi-active vehicle damper. In *Proc. of Advances in Automotive Control, 2010*, 2010.
- [119] E. Pellegrini, G. Koch, and B. Lohmann. A dynamic feedforward control approach for a semi-active damper based on a new hysteresis model. In *Proc. of the 18th IFAC World Congress 2011*, pages 6248–6253, 2011.
- [120] B. B Peng and X. Q. Huang. A simulation test method for a half semi-active vehicle suspension based on the hierarchical modeling method. In *Proc. of IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, volume 13-15 Dec., pages 63–67, 2006.
- [121] M. Puff, P. Pelz, and M. Mess. Beeinflussung der Fahrdynamik durch geregelte Luftdämpfer. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 04:286–291, 2010.
- [122] L. V. Rao and S. Narayanan. Control of response of quarter-car vehicle model with optimal skyhook damper. *Int. Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 6:396–418, 2008.

- [123] M.M. Rashid, N.A. Rahim, M.A. Hussain, and M.A. Rahman. Analysis and experimental study of magnetorheological-based damper for semiactive suspension system using fuzzy hybrids. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 47(2):1051–1059, march-april 2011.
- [124] K. Reif, K. Schmidt, F. Gesele, S. Reichelt, M. Saeger, and N. Seidler. Vernetzte Regelsysteme im Kraftfahrzeug. *ATZelektronik*, 3:32–38, 2008.
- [125] J. Reimpell and H. Stoll. *Fahrwerktechnik: Stoß- und Schwingungsdämpfer*. Vogel Verlag Würzburg, 1989.
- [126] G. Rill. *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*. CRC Press, 2011.
- [127] P.M. Sain, Sain M.K., and B.F. Spencer. Models for hysteresis and application to structural control. In *Proc. of the American Control Conference 1997*, pages 16–20, 1997.
- [128] C. Sakai, H. Ohmori, and A. Sano. Modeling of MR damper with hysteresis for adaptive vibration control. In *Proc. of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control 2003*, volume 4, pages 3840 – 3845 vol.4, dec. 2003.
- [129] D. Sannier, O. Sename, and L. Dugard. Skyhook and H_∞ control of semi-active suspensions: some practical aspects. *Vehicle System Dynamics*, 4:279–308, 2003.
- [130] V. Sankaranarayanan, M.E. Emekli, B.A. Gilvenc, L. Guvenc, E.S. Ozturk, E.S. Ersolmaz, I.E. Eyol, and M. Sinal. Semiactive suspension control of a light commercial vehicle. In *Proc. On IEEE/ASME Transactions On Mechatronics, 2008*, volume 13, pages 598–604, oct. 2008.
- [131] S. M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Sename, and L. Dugard. *Semi-active Suspension Control Design for Vehicles*. Elsevier, 2010.
- [132] S. M. Savaresi, E. Silani, and S. Bittanti. Acceleration-driven-damper (ADD): An optimal control algorithm for comfort-oriented semiactive suspensions. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 127(2):218–229, 2005.
- [133] S. M. Savaresi and C. Spelta. A single-sensor control strategy for semi-active suspensions. In *Proc. of IEEE Transactions on Control Systems Technology*, volume 17, pages 143–152, 2009.

- [134] Sergio M. Savaresi and Cristiano Spelta. Mixed sky-hook and ADD: Approaching the filtering limits of a semi-active suspension. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 129(4):382–392, 2007.
- [135] A. Schindler. *Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2009.
- [136] A. Schöpfel, H. Stingl, R. Schwarz, W. Dick, and A. Biesalski. Der neue Audi A4: Audi Drive Select. *Automobiltechnische Zeitschrift, ATZ extra*:124–138, 2007.
- [137] C. Schwarz. *Entwicklung und Analyse von Methoden zur Minimierung des Vertikalrucks bei semiaktiv geregelten Fahrwerken*. nicht veröffentlichte Semesterarbeit, Technische Universität München, 2011.
- [138] R. Schwarz, A. Biesalski, A. Schöpfel, and H. Stingl. Der neue Audi Q5: Audi Drive Select. *Automobiltechnische Zeitschrift, ATZ extra*:60–64, 2008.
- [139] R. Schwarz and P. Rieth. Global Chassis Control - Systemvernetzung im Fahrwerk. *at - Automatisierungstechnik*, 51:300–312, 2003.
- [140] A. Shamsi and N. Choupani. Continuous and discontinuous shock absorber control through skyhook strategy in semi-active suspension system (4DOF model). *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*, 2:254–258, 2008.
- [141] A. Simms and D. Crolla. The influence of damper properties on vehicle dynamic behaviour. In *Proc. of SAE World Congress Steering and Suspension Technology Symposium 2002*, 2002.
- [142] J.J.E. Slotine and W. Li. *Applied nonlinear control*. Prentice Hall, 1991.
- [143] M. C. Smith and F.-C. Wang. Controller parameterization for disturbance response decoupling: application to vehicle active suspension control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 10(3):393–407, May 2002.
- [144] H.-C. Sohn, K.-S. Hong, and J. K. Hedrick. Semi-active control of the Macpherson suspension system: Hardware in-the-loop simulations. In *Proc. of the 2000 IEEE International Conference on Control Applications*, 2000.

- [145] R. Sonnenburg and R. Lang. A detailed shock absorber model for full vehicle simulation. In *Proc. of the 10th European ADAMS Users' Conference*, 1995.
- [146] C. Spelta, M. Cutini, S. A. Bertinotti, S. M. Savaresi, F. Previdi, C. Bisaglia, and P. Bolzern. A new concept of semi-active suspension with controllable damper and spring. In *Proceedings of the European Control Conference 2009*, 2009.
- [147] B. F. Spencer, S. J. Dyke, M. K. Sain, and J. D. Carlson. Phenomenological model of a magnetorheological damper. *Journal of Engineering Mechanics, ASCE*, 123:230–238, 1997.
- [148] Statistisches Bundesamt Wiesbaden. *Verkehrsunfälle 2010*. Fachserie 8 Reihe 7, Juli 2011.
- [149] R. Streiter. ABC Pre-Scan im F700. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 05:388–397, 2008.
- [150] E. Teramura, S. Haseda, Y. Shimoyama, T. Abe, and K. Matsuoka. Semi-active damping control system with smart actuator. *JSAE Review*, 18:323–329, 1997.
- [151] A.G. Thompson. An active suspension with optimal linear state feedback. *Vehicle System Dynamics*, 5:187–203, 1976.
- [152] F.D. Torrisi and A. Bemporad. HYSDEL - A tool for generating computational hybrid models. *IEEE Trans. Contr. Systems Technology*, 12:235–249, 2004.
- [153] A. Unger, G. Koch, and B. Lohmann. Benchmark of semi-active suspension controllers in real-time application. *AUTOREG 2011, VDI-Berichte*, 2135:333–344, 2011.
- [154] A. Unger, E. Pellegrini, K.-U. Henning, and B. Lohmann. A model for dynamic feed-forward control of a semi-active damper. In *Proc. of the 5th International Conference on Integrated Modelling and Analysis in Applied Control and Automation (IMAACA 2011)*, 2011.
- [155] A. Unger, F. Schimmack, B. Lohmann, and R. Schwarz. Application of LQ based semi-active suspension control in a vehicle. In *Proc. of the 18th IFAC World Congress*, pages 1808–1813, 2011.

- [156] M. Valasek and W. Kortüm. Semi-active suspension systems II. *Vehicle System Dynamics*, 44:479–488, 2000.
- [157] M. Valasek, M. Novak, Z. Sika, and O. Vaculin. Extended ground-hook - new concept of semi-active control of truck's suspensions. *Vehicle System Dynamics*, 27:289–303, 1997.
- [158] L. Vandenberghe and V. Balakrishnan. Algorithms and software for LMI problems in control. *IEEE Control Systems*, 17(5):89 – 95, 2002.
- [159] VDI 2057 Blatt 1. Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen, 2002.
- [160] P. J. Th. Venhovens. The development and implementation of adaptive semi-active suspension control. *Vehicle System Dynamics*, 23(1):211–235, 1994.
- [161] P. J.Th. Venhovens. *Optimal Control of Vehicle Suspensions*. PhD thesis, Delft University of Technology, 1993.
- [162] A. Visintin. *Differential Models of Hysteresis*. Springer- Verlag Berlin Heidelberg, 1994.
- [163] E. Wang, L. Ying, W. Wang, S. Rakheja, and C. Su. Analyses of inverse model based semi-active control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers. In *Proc. of the 16th International Conference on Control Applications*, 2007.
- [164] K. Yi and B. S. Song. A new adaptive sky-hook control of vehicle semi-active suspensions. In *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, volume 213, pages 293–303, 1999.
- [165] F. Yu and D.A. Crolla. An optimal self-tuning controller for an active suspension. *Vehicle System Dynamics*, 29(1):51–65, 1998.
- [166] F. Yu and D.A. Crolla. State observer design for an adaptive vehicle suspension. *Vehicle System Dynamics*, 30(6):457–471, 1998.
- [167] A. Zikrija, C. Senad, and K. Samim. Reducing vibration of the seat with semi-active damper using the artificial neural networks. In *Proceedings of International Joint Conference on Neural Networks*, 2007.

Anhang A

ZUSTANDSRAUMDARSTELLUNG DES VOLLFAHRZEUGMODELLS

In diesem Kapitel wird die Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned}
 \dot{\mathbf{x}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{A}_1 & \mathbf{A}_2 & \mathbf{A}_3 & \mathbf{A}_4 & \mathbf{A}_5 \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \mathbf{x} + \mathbf{B}_u \mathbf{u} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{B}_{w,1} & \mathbf{B}_{w,2} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_w} \mathbf{z}_s \\
 \mathbf{z} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{C}_{z,1} \\ \mathbf{A}(10,:) \\ \mathbf{A}(12,:) \\ \mathbf{A}(14,:) \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}_z} \mathbf{x} + \mathbf{D}_{zu} \mathbf{u} + \mathbf{D}_{zw} \mathbf{z}_s \\
 \mathbf{y} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{C}_{y,1} \\ \mathbf{A}(10,:) \\ \mathbf{A}(11,:) \\ \mathbf{A}(13,:) \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}_y} \mathbf{x} + \mathbf{D}_{yu} \mathbf{u} + \mathbf{D}_{yw} \mathbf{z}_s
 \end{aligned}$$

des linearen Vollfahrzeugmodells aus Kapitel 2 vorgestellt, wobei einige Matrizen aus Gründen der Übersichtlichkeit zerlegt sind. Die Ausgänge \mathbf{z} gehen in das quadratische Gütemaß zur Reglerauslegung ein während die Ausgänge \mathbf{y} entsprechend der Sensorconfiguration des Fahrzeugs zur Beobacherauslegung herangezogen werden. Im Folgenden sind die einzelnen Matrizen aufgelistet.

$$\mathbf{A}_1 = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{ab,v}+k_{a,1}+k_{r,1}}{m_{r,1}} & -\frac{b_{a,1}+b_{r,1}}{m_{r,1}} & \frac{k_{ab,v}}{m_{r,1}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{ab,v}}{m_{r,2}} & 0 & -\frac{k_{ab,v}+k_{a,2}+k_{r,2}}{m_{r,2}} & -\frac{b_{a,2}+b_{r,2}}{m_{r,2}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{a,1}}{m_a} & \frac{b_{a,1}}{m_a} & \frac{k_{a,2}}{m_a} & \frac{b_{a,2}}{m_a} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{2k_{ab,v}t_v+k_{a,1}t_v}{I_{ax}} & -\frac{b_{a,1}t_v}{I_{ax}} & \frac{2k_{ab,v}t_v+k_{a,2}t_v}{I_{ax}} & \frac{b_{a,2}t_v}{I_{ax}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{a,1}l_v}{I_{ay}} & -\frac{b_{a,1}l_v}{I_{ay}} & -\frac{k_{a,2}l_v}{I_{ay}} & -\frac{b_{a,2}l_v}{I_{ay}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{A}_2 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{ab,h}+k_{a,3}+k_{r,3}}{m_{r,3}} & -\frac{b_{a,3}+b_{r,3}}{m_{r,3}} & \frac{k_{ab,h}}{m_{r,3}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{ab,h}}{m_{r,4}} & 0 & -\frac{k_{ab,h}+k_{a,4}+k_{r,4}}{m_{r,4}} & -\frac{b_{a,4}+b_{r,4}}{m_{r,4}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{a,3}}{m_a} & \frac{b_{a,3}}{m_a} & \frac{k_{a,4}}{m_a} & \frac{b_{a,4}}{m_a} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{2k_{ab,h}t_r+k_{a,3}t_r}{I_{ax}} & \frac{b_{a,3}t_r}{I_{ax}} & -\frac{2k_{ab,h}t_r+k_{a,4}t_r}{I_{ax}} & -\frac{b_{a,4}t_r}{I_{ax}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{a,3}l_h}{I_{ay}} & \frac{b_{a,3}l_h}{I_{ay}} & \frac{k_{a,4}l_h}{I_{ay}} & \frac{b_{a,4}l_h}{I_{ay}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{A}_3 = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \frac{k_{a,1}}{m_{r,1}} & \frac{b_{a,1}}{m_{r,1}} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{a,2}}{m_{r,2}} & \frac{b_{a,2}}{m_{r,2}} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{a,3}}{m_{r,3}} & \frac{b_{a,3}}{m_{r,3}} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{a,4}}{m_{r,4}} & \frac{b_{a,4}}{m_{r,4}} \\ 0 & 1 \\ -\frac{k_{a,1}+k_{a,2}+k_{a,3}+k_{a,4}}{m_a} & -\frac{b_{a,1}+b_{a,2}+b_{a,3}+b_{a,4}}{m_a} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{a,1} t_v - k_{a,2} t_v - k_{a,3} t_r + k_{a,4} t_r}{I_{ax}} & \frac{b_{a,1} t_v - b_{a,2} t_v - b_{a,3} t_r + b_{a,4} t_r}{I_{ax}} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{a,1} l_v + k_{a,2} l_v - k_{a,3} l_h - k_{a,4} l_h}{I_{ay}} & \frac{b_{a,1} l_v + b_{a,2} l_v - b_{a,3} l_h - b_{a,4} l_h}{I_{ay}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{A}_4 = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \frac{2k_{ab,v} t_v + k_{a,1} t_v}{m_{r,1}} & -\frac{b_{a,1} t_v}{m_{r,1}} \\ 0 & 0 \\ \frac{2k_{ab,v} t_v + k_{a,2} t_v}{m_{r,2}} & \frac{b_{a,2} t_v}{m_{r,2}} \\ 0 & 0 \\ \frac{2k_{ab,h} t_r + k_{a,3} t_r}{m_{r,3}} & \frac{b_{a,3} t_r}{m_{r,3}} \\ 0 & 0 \\ -\frac{2k_{ab,h} t_r + k_{a,4} t_r}{m_{r,4}} & -\frac{b_{a,4} t_r}{m_{r,4}} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{a,1} t_v - k_{a,2} t_v - k_{a,3} t_r + k_{a,4} t_r}{m_a} & \frac{b_{a,1} t_v - b_{a,2} t_v - b_{a,3} t_r + b_{a,4} t_r}{m_a} \\ 0 & 1 \\ \frac{4k_{ab,v} t_v^2 + 4k_{ab,h} t_r^2 + k_{a,1} t_v^2 + k_{a,2} t_v^2 + k_{a,3} t_r^2 + k_{a,4} t_r^2}{I_{ax}} & -\frac{b_{a,1} t_v^2 + b_{a,2} t_v^2 + b_{a,3} t_r^2 + b_{a,4} t_r^2}{I_{ax}} \\ 0 & 0 \\ -\frac{k_{a,1} l_v t_v - k_{a,2} l_v t_v + k_{a,3} l_h t_r - k_{a,4} l_h t_r}{I_{ay}} & -\frac{b_{a,1} l_v t_v - b_{a,2} l_v t_v + b_{a,3} l_h t_r - b_{a,4} l_h t_r}{I_{ay}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{A}_5 = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{k_{a,1} l_v}{m_{r,1}} & -\frac{b_{a,1} l_v}{m_{r,1}} \\ 0 & 0 \\ -\frac{k_{a,2} l_v}{m_{r,2}} & -\frac{b_{a,2} l_v}{m_{r,2}} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{a,3} l_h}{m_{r,3}} & \frac{b_{a,3} l_h}{m_{r,3}} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{a,4} l_h}{m_{r,4}} & \frac{b_{a,4} l_h}{m_{r,4}} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_{a,1} l_v + k_{a,2} l_v - k_{a,3} l_h - k_{a,4} l_h}{m_a} & \frac{b_{a,1} l_v + b_{a,2} l_v - b_{a,3} l_h - b_{a,4} l_h}{m_a} \\ 0 & 0 \\ -\frac{k_{a,1} l_v t_v - k_{a,2} l_v t_v + k_{a,3} l_h t_r - k_{a,4} l_h t_r}{I_{ax}} & -\frac{b_{a,1} l_v t_v - b_{a,2} l_v t_v + b_{a,3} l_h t_r - b_{a,4} l_h t_r}{I_{ax}} \\ 0 & 1 \\ -\frac{k_{a,1} l_v^2 + k_{a,2} l_v^2 + k_{a,3} l_h^2 + k_{a,4} l_h^2}{I_{ay}} & -\frac{b_{a,1} l_v^2 + b_{a,2} l_v^2 + b_{a,3} l_h^2 + b_{a,4} l_h^2}{I_{ay}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{B}_u = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_{r,1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_{r,2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{m_{r,3}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{m_{r,4}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m_a} & \frac{1}{m_a} & \frac{1}{m_a} & \frac{1}{m_a} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{t_v}{I_{ax}} & \frac{t_v}{I_{ax}} & \frac{t_r}{I_{ax}} & -\frac{t_r}{I_{ax}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{l_v}{I_{ay}} & -\frac{l_v}{I_{ay}} & \frac{l_h}{I_{ay}} & \frac{l_h}{I_{ay}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{B}_{w,1} = \begin{pmatrix} \frac{b_{r,1}}{m_{r,1}} & 0 \\ \frac{k_{r,1}}{m_{r,1}} - \frac{b_{r,1}(b_{a,1}+b_{r,1})}{m_{r,1}^2} & 0 \\ 0 & \frac{b_{r,2}}{m_{r,2}} \\ 0 & \frac{k_{r,2}}{m_{r,2}} - \frac{b_{r,2}(b_{a,2}+b_{r,2})}{m_{r,2}^2} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{b_{a,1}b_{r,1}}{m_a m_{r,1}} & \frac{b_{a,2}b_{r,2}}{m_a m_{r,2}} \\ 0 & 0 \\ -\frac{b_{a,1}b_{r,1}t_v}{I_{ax} m_{r,1}} & \frac{b_{a,2}b_{r,2}t_v}{I_{ax} m_{r,2}} \\ 0 & 0 \\ -\frac{b_{a,1}b_{r,1}l_v}{I_{ay} m_{r,1}} & -\frac{b_{a,2}b_{r,2}l_v}{I_{ay} m_{r,2}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{B}_{w,2} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{b_{r,3}}{m_{r,3}} & 0 \\ \frac{k_{r,3}}{m_{r,3}} - \frac{b_{r,3}(b_{a,3}+b_{r,3})}{m_{r,3}^2} & 0 \\ 0 & \frac{b_{r,4}}{m_{r,4}} \\ 0 & \frac{k_{r,4}}{m_{r,4}} - \frac{b_{r,4}(b_{a,4}+b_{r,4})}{m_{r,4}^2} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{b_{a,3}b_{r,3}}{m_a m_{r,3}} & \frac{b_{a,4}b_{r,4}}{m_a m_{r,4}} \\ 0 & 0 \\ \frac{b_{a,3}b_{r,3}t_v}{I_{ax} m_{r,3}} & \frac{b_{a,4}b_{r,4}t_v}{I_{ax} m_{r,4}} \\ 0 & 0 \\ -\frac{b_{a,3}b_{r,3}l_v}{I_{ay} m_{r,3}} & \frac{b_{a,4}b_{r,4}l_h}{I_{ay} m_{r,4}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{C}_{z,1} = \begin{pmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{D}_{zu} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m_a} & \frac{1}{m_a} & \frac{1}{m_a} & \frac{1}{m_a} \\ -\frac{t_v}{I_{ax}} & \frac{t_v}{I_{ax}} & \frac{t_r}{I_{ax}} & -\frac{t_r}{I_{ax}} \\ -\frac{l_v}{I_{ay}} & -\frac{l_v}{I_{ay}} & \frac{l_h}{I_{ay}} & \frac{l_h}{I_{ay}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{D}_{zw} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{b_{a,1} b_{r,1}}{m_a m_{r,1}} & \frac{b_{a,2} b_{r,2}}{m_a m_{r,2}} & \frac{b_{a,3} b_{r,3}}{m_a m_{r,3}} & \frac{b_{a,4} b_{r,4}}{m_a m_{r,4}} \\ -\frac{b_{a,1} b_{r,1} t_v}{I_{ax} m_{r,1}} & \frac{b_{a,2} b_{r,2} t_v}{I_{ax} m_{r,2}} & \frac{b_{a,3} b_{r,3} t_r}{I_{ax} m_{r,3}} & -\frac{b_{a,4} b_{r,4} t_r}{I_{ax} m_{r,4}} \\ -\frac{b_{a,1} b_{r,1} l_v}{I_{ay} m_{r,1}} & -\frac{b_{a,2} b_{r,2} l_v}{I_{ay} m_{r,2}} & \frac{b_{a,3} b_{r,3} l_h}{I_{ay} m_{r,3}} & \frac{b_{a,4} b_{r,4} l_h}{I_{ay} m_{r,4}} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{C}_{y,1} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & t_v & 0 & l_v \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -t_v & 0 & l_v \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & -t_r & 0 & -l_h \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & t_r & 0 & -l_h \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{D}_{yu} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m_a} & \frac{1}{m_a} & \frac{1}{m_a} & \frac{1}{m_a} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{D}_{yw} = \begin{pmatrix} \frac{b_{r,1}}{m_{r,1}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{b_{r,2}}{m_{r,2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{b_{r,3}}{m_{r,3}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{b_{r,4}}{m_{r,4}} \\ \frac{b_{a,1} b_{r,1}}{m_a m_{r,1}} & \frac{b_{a,2} b_{r,2}}{m_a m_{r,2}} & \frac{b_{a,3} b_{r,3}}{m_a m_{r,3}} & \frac{b_{a,4} b_{r,4}}{m_a m_{r,4}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$