

**Modular-hierarchische
modellbasierte Entwicklung und Optimierung
einer Regelung für ein aktives Federungssystem**

zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
der Fakultät Maschinenbau
der Universität Paderborn

genehmigte
Dissertation

von
Dipl.-Math. Erika Schäfer
aus Panfilow

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler
Korreferent: Prof. Dr. rer. nat. Thomas Tröster
Tag des Kolloquiums: 11. September 2009

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Mechatronik Laboratorium Paderborn (MLaP), dem heutigen Lehrstuhl für Regelungstechnik und Mechatronik (RtM).

Meinem Betreuer, dem Leiter des Lehrstuhls für Regelungstechnik und Mechatronik, Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, danke ich für die Mitwirkung bei der Arbeit. Er hat mich durch sein Interesse, durch wertvolle Hinweise und Anregungen, Diskussionen und schließlich die Begutachtung meiner Arbeit fortdauernd unterstützt.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Prof. Dr. rer. nat. Thomas Tröster für die Übernahme des Korreferats und die Durchsicht der Arbeit.

Des verstorbenen Herrn Prof. Dr.-Ing. Joachim Lückel als früheren Leiter des MLaP gedenke ich in besonderer Dankbarkeit für seinen unermüdlichen Eifer, mich in meiner Motivation zu stärken.

Allen Kollegen am Lehrstuhl sage ich Dank für die kooperative und angenehme Arbeitsatmosphäre und die intensiven und anregenden Gespräche.

Mein besonderer Dank gilt meinen Kollegen, die mit mir zusammen an dem Projekt gearbeitet haben: Dipl.-Wirt.-Ing. Torsten Bruns und Dipl.-Ing. Andreas Wielenberg. Ohne die gegenseitigen Anregungen, gemeinsamen Erfahrungen und vielschichtigen Diskussionen wäre meine Arbeit nicht in dieser Form möglich gewesen.

Darüber hinaus danke ich Dr.-Ing. Karl-Peter Jäker für seine stete Bereitschaft, mit mir über die Inhalte der Arbeit und angrenzende Themen zu beraten sowie meine Ergebnisse kritisch zu hinterfragen.

Frau Annette Bökamp-Gros gebührt herzlicher Dank für die sorgfältige Durchsicht des Manuskripts und emotionalen Beistand.

Meinen tiefsten Dank richte ich an meine Eltern, Nina und Johann Schäfer, die mir Vieles in meinem Leben ermöglicht, mir in schlechteren Tagen den Rücken gestärkt und sich über gute Tage mit mir gefreut haben.

Langenargen, im April 2010

Erika Schäfer

meinen Eltern

Inhalt

1	EINLEITUNG UND STAND DER TECHNIK.....	1
1.1	Mechatronik in der Fahrzeugtechnik	1
1.2	Aktive Fahrwerke	4
1.2.1	Zielkonflikt	4
1.2.2	Passive, teilaktive Systeme	6
1.2.3	Aktive Systeme	7
1.2.4	Regelung aktiver Systeme	10
1.3	Motivation und Zielsetzung	11
1.4	Gliederung der Arbeit	13
2	ZIELFAHRZEUG UND WIRKPRINZIP DES NEUEN AKTIVEN FEDERUNGSSYSTEMS	15
2.1	Zielfahrzeug.....	15
2.2	Aktorik.....	19
3	MODELLBILDUNG VON FAHRZEUG UND AKTORIK.....	21
3.1	Überblick über das Gesamtmodell.....	21
3.2	Modell des passiven Fahrzeugs.....	22
3.2.1	Mehrkörpermodell des Fahrzeugs	22
3.2.1.1	Elastizität des Leiterrahmens	25
3.2.1.2	Dreipunktlagerungen von Kabine und Lastenträger	26
3.2.1.3	Massen und Massenträgheitsmomente	27
3.2.2	Fahrwerk	28
3.2.2.1	Stabilisator	28
3.2.2.2	Panhardstab	29
3.2.2.3	Feder- und Dämpfer	30
3.2.3	Umgebungsmodell	31
3.2.3.1	Antriebsmodell.....	31
3.2.3.2	Reifenmodell.....	31
3.2.3.3	Straßenanregung	33
3.2.4	Systemanalyse	36
3.2.4.1	Messungen am passiven Fahrzeug.....	37
3.2.4.2	Anzahl der Massen.....	39
3.2.4.3	Bestimmung von Eigenfrequenzen, Steifigkeiten aus Amplitudenspektren....	40
3.2.4.4	Dämpfungen aus dem Abgleich von Mess- und Simulationsdaten	43
3.2.4.5	Eigenfrequenzen im Modell.....	46
3.2.5	Modalanalyse	48

3.3	Modell der Aktorik	51
3.4	Modell des aktiven Fahrzeugs.....	61
4	MODELLBASIERTER ENTWURF DER REGELUNG	64
4.1	Aufgaben und Ziele des Entwurfs	65
4.1.1	Fahrkomfort	65
4.1.2	Fahrsicherheit	70
4.1.3	Technische Randbedingungen	72
4.2	Modular-hierarchische Regelungsstruktur	73
4.2.1	Strukturierung über MFM und MFG	73
4.2.2	Hierarchische Abfolge bei der Reglerauslegung	74
4.2.3	Untersuchungen an vereinfachten Ersatzmodellen	75
4.3	Modular-hierarchische Optimierung.....	78
4.4	Auslegung und Optimierung der Informationsverarbeitung	83
4.4.1	Messdatenaufbereitung	84
4.4.1.1	Quer- und Längsbeschleunigungssignale	86
4.4.1.2	Ent- und Verkopplung der Kabinenbewegungen.....	87
4.4.2	Kompensation der Übertragungspfade	90
4.4.3	Lokale Regelung	93
4.4.4	Variable Dämpfung	99
4.4.5	Sky-Hook-Regelung	102
4.4.6	Kompensation von Nick-/Wankbewegungen durch Störgrößenaufschaltung	112
4.4.6.1	Wankwinkelkompensation.....	112
4.4.6.2	Nickwinkelkompensation	118
4.4.7	Störgrößenaufschaltung	123
4.4.7.1	Störgrößenschätzer.....	123
4.4.7.2	Prinzip der Störgrößenaufschaltung.....	127
4.4.7.3	Aufschaltung von Störgrößen im Gesamtfahrzeug.....	129
4.5	Optimierung der gesamten Regelung.....	134
4.5.1	Mehrgrößenoptimierung im Frequenzbereich	135
4.5.2	Minimierung der Aufbaubeschleunigungen	139
4.5.3	Modalanalyse des aktiven Systems	144
5	REALISIERUNG UND INBETRIEBNAHME DES AKTIVEN FEDERUNGSSYSTEMS	147
5.1	Einbau im Zielfahrzeug	147
5.2	Fahrversuch.....	151
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	156
7	LITERATUR.....	159

Verwendete Formelzeichen

Fahrzeug-Modell

\ddot{z}_K	An der Kabine gemessene Beschleunigungen in z-Richtung
\ddot{z}_R	Beschleunigungen an der Achse
\ddot{z}	Hubbeschleunigung der Kabine
$\ddot{\varphi}_x$	Wankwinkelbeschleunigung der Kabine
$\ddot{\varphi}_y$	Nickwinkelbeschleunigung der Kabine
Δz	Relative Position des Zylinderkolbens in z-Richtung
$\Delta \dot{z}$	Positionsänderung des Zylinderkolbens in z-Richtung
$M_{x, Stabi}$	Stabilisatormoment
\underline{E}_L	Kräfte der Kabinenlagerung am Fahrzeugrahmen
\underline{M}_{el}	Moment der Rahmenverdrehung
\underline{E}_P	Panhardstabkräfte
\underline{E}_S	Am Aufbau wirkende Störkräfte (z. B. Zentripetalkraft bei einer Kreisfahrt)
\underline{E}_A	Am Aufbau wirkende Fahrwerkkräfte
$\underline{E}_{Antrieb}$	Antriebskräfte; greifen an Radnaben an
$\underline{E}_{R,i}, i = \{V, H\}$	Kräfte an Achsen (vorn und hinten)
$F_{R,z}$	Radaufstandskraft
$F_{R,stat}, F_{R,dyn}$	Statische/dynamische Radlast
z_R, \dot{z}_R	Position und Geschwindigkeit des Rades in z-Richtung
z_L, \dot{z}_L	Straßenanregung in z-Richtung, gefiltert mit dem Latschfilter
z_S, \dot{z}_S	Position und Geschwindigkeit der Straßenanregung in z-Richtung
$\Phi_h(\Omega)$	Unebenheitsmaß
Ω_0	Bezugswegkreisfrequenz
w	Welligkeitsmaß
v	Fahrzeuggeschwindigkeit

Aktorik-Modell

F_{Zyl}	Zylinderkraft, Aktorkraft
$A_i, i = 1, 2$	Kolbenflächen des Hydraulikzylinders
$p_{Zyl, i}, i = 1, 2$	Drücke in den Zylinderkammern
$Q_{Zyl, i}, i = 1, 2$	Ölvolumenströme in den Zylinderkammern
Q_D	Ölvolumenstrom durch die Drossel
K_D	Durchflusswiderstand der Drossel
Δp_D	Druckdifferenz an der Drossel
Δp_{Sp}	Druckänderung im Speicher
p_B	Betriebsdruck
V_0	Nennvolumen des Speichers
p_0	Vorspanndruck des Speichers
c_{Sp}	Hydraulische Kapazität des Speichers
$Q_{P, th}$	Theoretischer Ölvolumenstrom der Flügelzellenpumpe
$Q_{P, Leck}$	Leckölvolumenstrom
e	Verstellung der Flügelzellenpumpe
n_p	Antriebsdrehzahl der Flügelzellenpumpe
$c_{P, L}$	Leckölkoefizient der Flügelzellenpumpe
Δp_P	Druckdifferenz zwischen der Druck- und der Saugseite
\underline{u}_V	Ventilsteuerspannungen für die Verstellung der Pumpen

Zustandsdarstellung

\underline{A}	Systemmatrix
\underline{B}	Eingangsmatrix
\underline{C}	Ausgangsmatrix
\underline{x}	Zustandsvektor
$\dot{\underline{x}}$	Ableitung des Zustandsvektors nach der Zeit
\underline{u}	Eingangsvektor des Systems
\underline{y}	Ausgangsvektor des Systems
\underline{V}	Rechtseigenvektormatrix

Regelung

$G_e(s)$	Übertragungsfunktion der Verstellungsregelung
$G_F(s)$	Übertragungsfunktion der Kraftregelung
$G_{TPF}(s)$	Übertragungsfunktion des Tiefpassfilters
$G_{dz}(s)$	Übertragungsfunktion der Differentiation von relativen Wegen
$G_{IH}(s)$	Integration und Hochpassfilterung der Beschleunigungssignale
$G_{komp}(s)$	Übertragungsfunktion zur Kompensation der Übertragungspfade
$\ddot{\mathbf{z}}_{mod} = [\ddot{z}, \ddot{\phi}_x, \ddot{\phi}_y, \kappa]^T$	Modale Kabinenbeschleunigungen nach der Entkopplung
κ	Verspannung
$\underline{E}_{mod} = [F_z, M_x, M_y, M_\kappa]$	Modale Stellmomente und -kräfte
$\hat{\underline{M}}_K$	Transformationsmatrix der Verkopplung
\underline{M}_K^{-1}	Transformationsmatrix der Entkopplung
$\ddot{x}, \ddot{x}_{mess}$	Tatsächliche und gemessene Längsbeschleunigung
$\ddot{y}, \ddot{y}_{mess}$	Tatsächliche und gemessene Querbeschleunigung
$F_{z, sky}$	Kraft in z-Richtung aus der Sky-Hook-Regelung
$M_{x, sky}$	Wankmoment aus der Sky-Hook-Regelung
$M_{y, sky}$	Nickmoment aus der Sky-Hook-Regelung
$M_{x, ypp}$	Moment zur Kompensation der Kabinenwankbewegung
$M_{y, xpp}$	Moment zur Kompensation der Kabinennickbewegung
$M_x = M_{x, sky} + M_{x, ypp}$	Gesamtmoment zur Regelung der Kabinenwankbewegung
$M_y = M_{y, sky} + M_{y, xpp}$	Gesamtmoment zur Regelung der Kabinennickbewegung
\underline{E}_{soll}	Sollkräfte aus der Aufbauregelung
$\hat{\underline{E}}_{soll}$	Sollkraftanteile aus der modalen Aufbauregelung
$\underline{E}_{soll, dz}$	Sollkraftanteile aus der Rückführung von rel. Geschwindigkeiten
$\underline{E}_{soll, zL}$	Sollkraftanteile aus der Kompensation von Störgrößen
K_{dzp}	Reglerparameter der Rückführung von rel. Geschwindigkeiten
$K_{sky, H}, K_{sky, W}, K_{sky, N}$	Reglerparameter der Sky-Hook-Regelung
K_{ypp}, K_{xpp}	Reglerparameter der Aufschaltung von Quer-/Längsbeschleunigung
K_{zL}, K_{zLp}	Reglerparameter der Störgrößenaufschaltung

Bewertung

$G_B(s)$	Übertragungsfunktion des Bewertungfilters
\ddot{z}_B	Bewertete Kabinenbeschleunigung
$\sigma_{\ddot{z}}$	Standardabweichung der frequenzbewerteten Beschleunigung
σ_z	Standardabweichung der Kabinenbewegung
σ_F	Standardabweichung der dynamischen Radlast
\ddot{z}_{max}	Betragsmaximalwert der Beschleunigung
K_σ	Variationskoeffizient
J	Zielfunktion für die Optimierung
$G_{ref}(s)$	Referenz-Übertragungsfunktion

Indizes

A	Aufbau
AV, AH	Achse vorn, Achse hinten
ist	Istsignal
K	Kabine
mess	gemessenes Signal
RV, RH	Rahmenteil vorn, Rahmenteil hinten
soll	Sollsignal
VR, VL, HR, HL	vorn rechts, vorn links, hinten rechts, hinten links
z	in z-Richtung

Abkürzungen

AKTAKON	Aktive Aufbau-Kontrolle
AMS	Autonomes Mechatronisches System
ATF	Allschutz-Transport-Fahrzeug
ICS	Inertial Coordinate System
MFM	Mechatronisches Funktionsmodul
MFG	Mechatronische Funktionsgruppe
MKS	Mehrkörpersystem

1 EINLEITUNG UND STAND DER TECHNIK

1.1 MECHATRONIK IN DER FAHRZEUGTECHNIK

Der Wettbewerb im Maschinenbau erfordert immer mehr innovative bereichsübergreifende Produktlösungen. Aus der zunehmenden Durchdringung des klassischen Maschinenbaus mit der Informationstechnik eröffnen sich beträchtliche Innovationspotentiale. Durch weiter steigende Rechenleistung und Speicherkapazität und damit einhergehender funktionaler und räumlicher Integration kommt der systematischen Verknüpfung der Domänen Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik eine besondere Bedeutung zu. Das synergetische Zusammenwirken dieser Fachdisziplinen beim Entwurf neuer technischer Lösungen wird als Mechatronik bezeichnet. Die Mechatronik verknüpft mechanische, elektronische und datenverarbeitende Komponenten und unterstützt Kernfunktionen von mechanisch arbeitenden Systemen. Das breite Spektrum der Anwendungen mechatronischer Systeme macht den fachgebietsübergreifenden Charakter der Mechatronik deutlich. Beispiele für mechatronische Systeme in der Fahrzeugtechnik sind:

- moderne Bremssysteme (ABS/EBD),
- Antriebs-Schlupf-Regelungen (ASR),
- elektronische Stabilitätsprogramme (ESP),
- aktive Fahrwerke (Active Body Control) und
- Motormanagementsysteme.

Der interdisziplinäre Charakter, der Optimierungsgedanke und die Entwicklungsmethodik der Mechatronik eröffnen Potentiale für die Produkte der Zukunft. Der Entwurf mechatronischer Systeme ist gekennzeichnet durch eine systematische modellbasierte Vorgehensweise und eine optimale Unterstützung des Entwicklungsprozesses durch integrierte Softwarewerkzeuge. Die Entwicklungsmethodik nutzt dabei im Sinne einer Synergie das Fachwissen unterschiedlicher Fachgebiete.

In Abb. 1-1 sind die Komponenten eines mechatronischen Systems und ihre Verknüpfungen am Beispiel eines aktiven Fahrwerks gezeigt. Der Eingriff am mechanischen Grundsystem erfolgt über die integrierten Aktoren. Durch das Stellen von Kräften und Momenten ermöglichen sie die gewünschte Bewegung des Systems. Der aktuelle Systemzustand wird mit Hilfe von Sensoren erfasst. Sie liefern die Eingangsgrößen für die Regelung, die auf einer informationsverarbeitenden Einheit (z. B. einem digitalen Mikrorechner) realisiert wird. Mit der Ausgabe der Stellsignale an die Aktoren schließt sich der Wirkungskreis. Die meisten Systeme besitzen Schnittstellen, über die der Mensch Einfluss nehmen kann (sog. User-Interfaces: Tastaturen, Hebel usw.). Um beispielsweise Systemgrößen auszugeben oder Software zu aktualisieren, verbindet man die Informationsverarbeitung häufig mit anderen Rechnern oder gar Rechnernetz-

werken. Zur vollständigen Betrachtung eines mechatronischen Systems gehört aber ebenfalls die Einbeziehung der, meist störenden, Wechselwirkungen mit der Umgebung. Diese können ganz unterschiedlicher Art sein, etwa Temperaturschwankungen, Seitenwind oder Straßenunebenheiten.

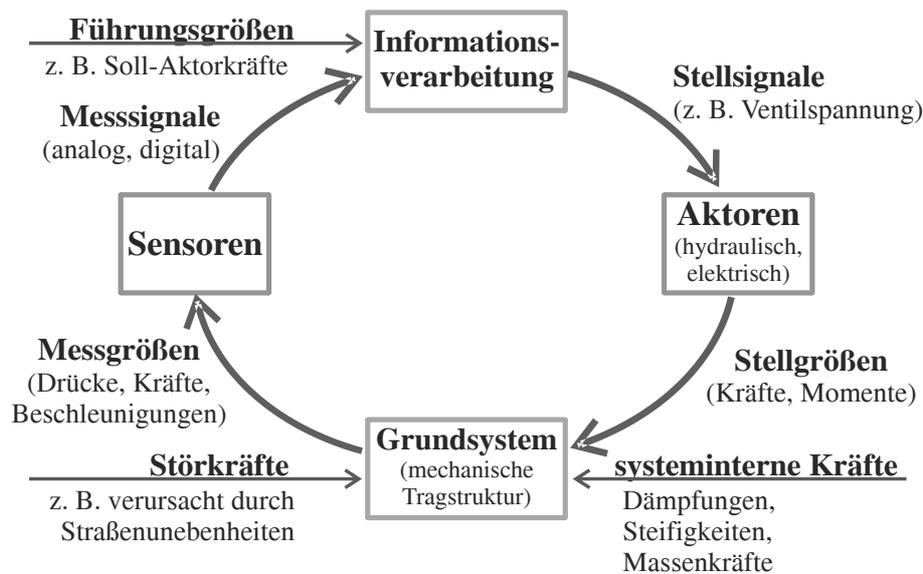


Abbildung 1-1: Grundstruktur mechatronischer Systeme

Die Entwicklung komplexer mechatronischer Systeme, wie z. B. eines aktiven Fahrwerks, stellt besondere Anforderungen an die Entwurfsphase: Bereits früh in der Entwicklung muss das Zusammenspiel aller Komponenten berücksichtigt werden, damit schon zu diesem Zeitpunkt das dynamische Verhalten des Gesamtsystems beurteilt werden kann. Nur so können frühzeitig die Realisierbarkeit überprüft, Fehler behoben und eine Optimierung der Komponenten vorgenommen werden.

Die Mechatronik ist mittlerweile zu einer eigenen Disziplin geworden. Zum Thema "Mechatronik" existiert eine Vielzahl von Arbeiten und Forschungsschriften ([26], [27], [37], [55], [56]), die sich mit den Entwurfskonzepten für mechatronische Systeme befassen. So bietet z. B. die VDI-Richtlinie 2206 ([89]) einen praxisorientierten Leitfaden für die systematische Entwicklung mechatronischer Produkte. Diese Richtlinie beschreibt die ganzheitliche Entwicklung eines mechatronischen Produkts und die dafür erforderlichen Methoden.

Um ein optimales Verhalten des Gesamtsystems zu ermöglichen, ist eine systematische und interdisziplinäre Vorgehensweise erforderlich. Beim Systementwurf spielt die konsequente Nutzung der Computertechnik und der Informationsverarbeitung eine entscheidende Rolle. Der Entwurf mechatronischer Systeme kann methodisch und iterativ – wie in Abb. 1-2 [79] gezeigt – erfolgen. Der mechatronische Entwicklungskreislauf in Abb. 1-2 behandelt das mechatronische System von der Aufgabenstellung über Analyse und Synthese bis hin zur Realisierung

ganzheitlich und systematisch. Der Entwicklungskreislauf wird hinsichtlich der durchzuführenden Aufgaben in folgende drei Abschnitte unterteilt:

- Modellbildung,
- Entwurf der Informationsverarbeitung und
- Realisierung und Erprobung.

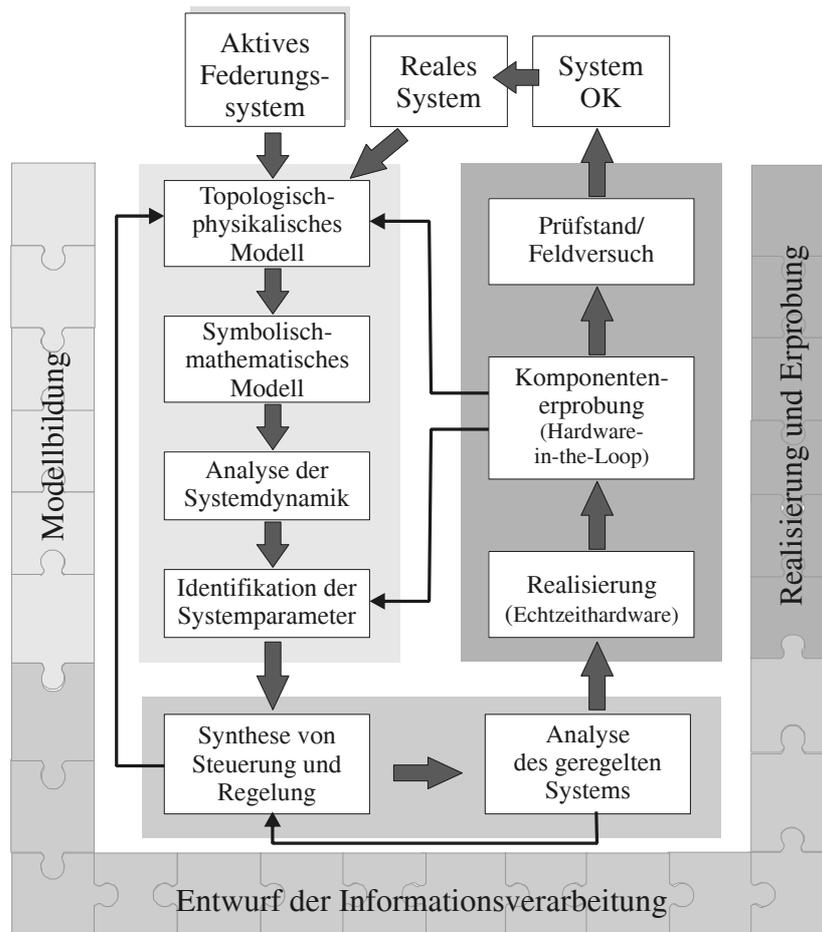


Abbildung 1-2: Entwicklungskreislauf mechatronischer Systeme

Zu Beginn wird, ausgehend vom realen System oder von der Aufgabenstellung, ein physikalisches Modell erstellt, das die Basis für die Ableitung des mathematischen Ersatzmodells darstellt. Die Phase der Modellbildung kann bis zur Erreichung zufriedenstellender Identifikationsergebnisse mehrmals durchlaufen werden. Unter einem identifizierten Modell wird hier ein Ersatzsystem, das verifiziert und validiert ist, verstanden. Im Zuge der Verifikation wird die Richtigkeit der mathematischen Beschreibung überprüft. Validierung bedeutet in diesem Zusammenhang den Test auf Plausibilität, also die Kontrolle der Systemparameter darauf, ob diese das Systemverhalten wiedergeben. Anhand der gewonnenen Erkenntnisse erfolgt die Auslegung einer geeigneten Informationsverarbeitung. Dazu wird das Modell mit Hilfe von Simulations- und Optimierungsverfahren analysiert. Je nach der erforderlichen Modellierungstiefe und dem ge-

forderten Systemverhalten werden in allen Phasen die einzelnen Schritte wiederholt. In der darauf folgenden Realisierungsphase werden die modellierten und die realen Komponenten an einem Prüfstand oder im Gesamtsystem (z. B. im Fahrzeug) in Betrieb genommen und getestet.

1.2 AKTIVE FAHRWERKE

Mit den Möglichkeiten moderner Sensorik und digitaler Informationsverarbeitung gewinnen aktive Systeme in der Fahrzeugtechnik zunehmend an Bedeutung. In den letzten 20 Jahren konnten erstaunliche Fortschritte auf dem Gebiet der Fahrwerke verzeichnet werden. Die meisten bisherigen Entwicklungen führten zum Teil aus Kostengründen und wegen des großen Realisierungsaufwands zu semiaktiven Lösungen.

Zu einem Fahrwerk im weiteren Sinne zählen Reifen/Räder sowie Radträger/-führung, Bremsen, Lenksysteme, Federung und Dämpfung. In der vorliegenden Arbeit wird der Begriff "aktives Fahrwerk" in Bezug auf die Federungssysteme verwendet.

1.2.1 ZIELKONFLIKT

Ein Federungssystem sorgt dafür, dass die Räder den Fahrbahnunebenheiten folgen und der Fahrzeugaufbau sich möglichst ruhig verhält. Ohne Federung werden Fahrbahnunebenheiten ungefiltert auf das Fahrzeug übertragen, was speziell bei höheren Geschwindigkeiten zu sehr starken Beschleunigungen in vertikaler Richtung führt. In diesem Fall würde es dazu führen, dass Insassen und Ladung starken Kräften ausgesetzt wären. Die Räder könnten zeitweise den Fahrbahnkontakt verlieren. Die Bereifung trägt zwar einen Teil zur Federung des Fahrzeugs bei, die entscheidende Wirkung wird jedoch durch die Federn erreicht. Die Anforderungen an eine aktive Federung liegen also in einer Steigerung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit. Das bedeutet, dass die Kabinenbewegungen von Radbewegungen weitgehend entkoppelt werden sollen, ohne dass die Fahrsicherheit beeinträchtigt wird. In diesem Fall spricht man vom Konflikt zwischen dem Fahrkomfort und der Fahrsicherheit. Der Zielkonflikt kann anhand der Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion eines Ein-Rad-Modells, die in Abb. 1-3 und Abb. 1-4 dargestellt sind, veranschaulicht werden. Das dynamische Verhalten wird über eine fest zu wählende Federrate c_A und eine Dämpfung d_A bestimmt. Die Kraft F , die zwischen Aufbau und Rad wirkt, ergibt sich in Abhängigkeit von dem Einfederweg Δz und der Einfeder-geschwindigkeit $\Delta \dot{z}$:

$$F = -c_A \cdot \Delta z - d_A \cdot \Delta \dot{z}. \quad (1.1)$$

Eine Feder reagiert sofort auf eine Anregung. Die Hauptaufgaben der Feder sind das Abstützen des Fahrzeugaufbaus und der Ausgleich von Aufbaubewegungen bei den Anregungen infolge von Straßenunebenheiten. Bei einer Veränderung der Federrate ändert sich die Aufbaufrequenz. Die Radeigenfrequenz wird nicht beeinflusst.

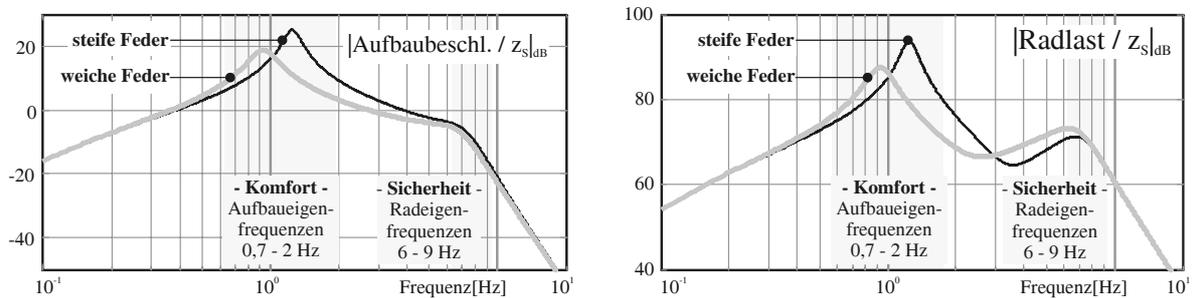


Abbildung 1-3: Betragskennlinien bei unterschiedlichen Federraten

Die Dämpfungskraft hängt von der Einfederungsgeschwindigkeit ab, mit der sich Aufbau und Achse/Rad relativ zueinander bewegen. Ein mit einer gleichbleibenden Kraft belasteter Dämpfer gibt mit konstanter Geschwindigkeit über den gesamten Hub gleichmäßig nach. So wird durch die stärkere Zugstufe des Dämpfers die Bewegungsenergie des Aufbaus und der Räder abgebaut. Um die Dämpfung zu erhöhen, wird ein steiferer Dämpfer verwendet. Die Bewegungen des Aufbaus werden gedämpft. Der (steifere) Dämpfer wirkt sich positiv in den jeweiligen Resonanzbereichen von Aufbau und Achse/Rad aus; im Übergangsbereich wird jedoch das Verhalten deutlich verschlechtert. Trotz des Konflikts kann durch eine geeignete Einstellung physikalischer Parameter, wie Aufbausteifigkeit und Dämpferrate, ein gutes dynamisches Verhalten erzielt werden.

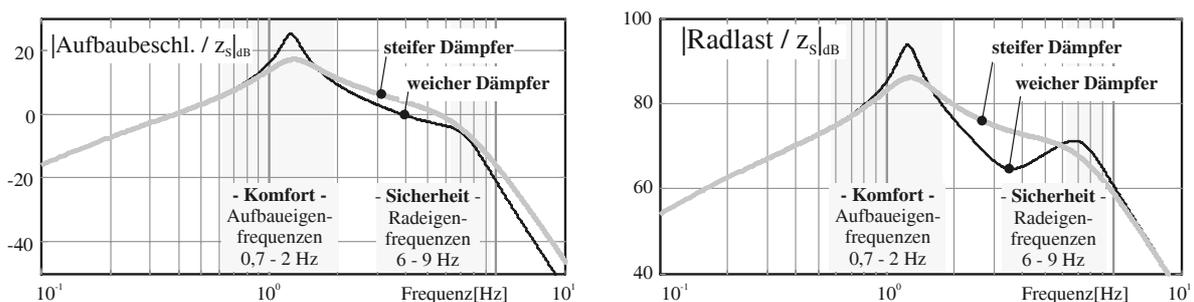


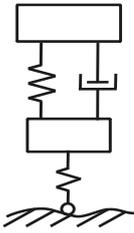
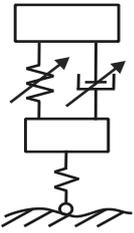
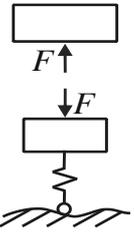
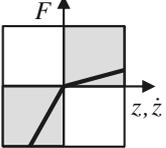
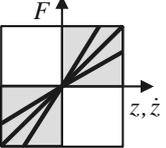
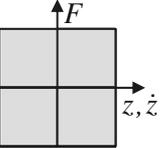
Abbildung 1-4: Betragskennlinien bei unterschiedlichen Dämpferraten

In [60] sind die Konfliktdiagramme im Zusammenhang mit der bewerteten Schwingungsstärke gezeigt. Die Überlegungen zu Gestaltung und Variation von Feder- und Dämpfereigenschaften sind in [6] und [66] anschaulich dargestellt.

1.2.2 PASSIVE, TEILAKTIVE SYSTEME

Es existieren unterschiedliche Arten von Federungssystemen. In erster Linie wird zwischen passiven und aktiven Systemen unterschieden; dabei lassen sich die aktiven Systeme weiter in teil- und vollaktive Systeme unterteilen. Eine sinnvolle Klassifizierung der Federungssysteme lässt sich nach dem Wirksamkeitsbereich festlegen. Die Bezeichnungen teil- bzw. vollaktiv beziehen sich einerseits auf den Frequenzbereich, der von dem aktiven System beeinflusst wird, und andererseits auch darauf, ob ein 2- oder 4-Quadrantenbetrieb möglich ist.

Tabelle 1-1: Übersicht der gesteuerten und der geregelten Federungssysteme [50]

	passiv	teilaktiv	aktiv
Prinzip			
Kräfte, Wirkungsbereiche			
Frequenz / Bandbreite	-	0..25 Hz, je nach Schaltfrequenz	0..25 Hz, je nach Bandbreite der Aktorik
Energiebedarf	-	gering-mittel	hoch

Zu den teilaktiven Systemen zählen semiaktive Systeme, bei denen die Eigenschaften des Dämpfers oder der Feder variiert werden können. Mit einer veränderbaren Aufbaufedersteifigkeit kann das Fahrwerk beispielsweise an unterschiedliche Beladungen angepasst werden, wodurch der Komfort erheblich verbessert wird. Für eine normale Beladungssituation eignet sich eine geringe Aufbaufedersteifigkeit; es stellen sich allerdings größere Federwege ein. Aus diesem Grund wird eine verstellbare Federsteifigkeit mit einer Niveauregulierung kombiniert. Die Variationen der Federeigenschaften lassen sich auf unterschiedliche Weise umsetzen: durch den Einsatz einer Luftfeder mit Ausgleichsbehältern, Schaltventilen und Kompressor oder eine Realisierung in Form eines hydropneumatischen Federbeins inklusive Schaltventile und Zentralhydraulik. Die Dämpfung wird diskret oder quasi-kontinuierlich (Beispiel: CDC, Fa. ZF Sachs) mit der Funktion des herkömmlichen Dämpfers realisiert. Es gibt in der Regel drei bis sechs Dämpferstufen. Die Kennwerte wie Feder- und Dämpferferrate der teilaktiven Systeme können zwar variabel gestaltet werden; die Krafrichtung hängt aber auch hier wie bei einem passiven

System vom Vorzeichen des Einfederwegs bzw. der Einfedergeschwindigkeit ab, d. h. es werden die Kräfte nur in zwei Quadranten erzeugt (vgl. Tabelle 1-1). Die teilaktiven Systeme benötigen die Energie ausschließlich zur Ansteuerung der Stellglieder.

Im Gegensatz dazu werden bei aktiven Systemen mit zusätzlichen Stellgliedern Kräfte erzeugt, wozu eine externe Energiezufuhr notwendig ist. Mit einem aktiven Federungssystem können Kräfte in vier Quadranten erzeugt werden. Die vollaktiven Systeme beeinflussen die Bewegungen auch im Bereich der Radeigenfrequenz (bis 25 Hz).

Bei (teil-)aktiven Federungssystemen wird zwischen zwei Abstützarten unterschieden: volltragend oder teiltragend. Bei den teiltragenden Systemen wird der Fahrzeugaufbau durch parallel zu den Dämpfern eingebaute Stahlfedern abgestützt. In Abb. 1-5 ist der prinzipielle Aufbau solcher Systeme skizziert:

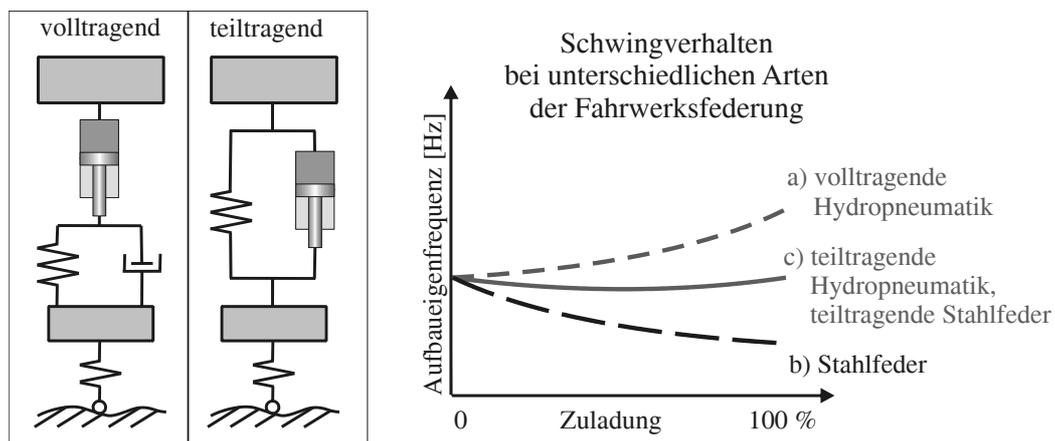


Abbildung 1-5: Aktive Federungssysteme: voll- und teiltragend

Bei teiltragenden Systemen wird der überwiegende Teil des Fahrzeugleergewichts von einer zusätzlichen mechanischen Feder übernommen. Das aktive Federungssystem übernimmt im Wesentlichen die Zuladung. Die Kombination des aktiven Elements mit einer mechanischen Feder führt dazu, dass die Gesamtfederrate einen deutlich günstigeren Verlauf über der Belastung aufweist (nahezu konstant), da sich die Einzelanteile gegenläufig verhalten ([21]). Die volltragenden Systeme müssen grundsätzlich den gesamten Umfang von Fahrzeugleergewicht und Zuladung übernehmen.

1.2.3 AKTIVE SYSTEME

Durch den Einsatz aktiver Federungssysteme kann das dynamische Fahrzeugverhalten verbessert werden. Abb. 1-6 zeigt die Kennwerte für ein konventionelles passives und aktives Federungssystem nach [60]. Die zwischen beiden Kurven liegende Fläche stellt den technischen "Gewinn" dar, also das Verbesserungspotential, das mit den aktiven Systemen gegenüber den passiven erreichbar ist.

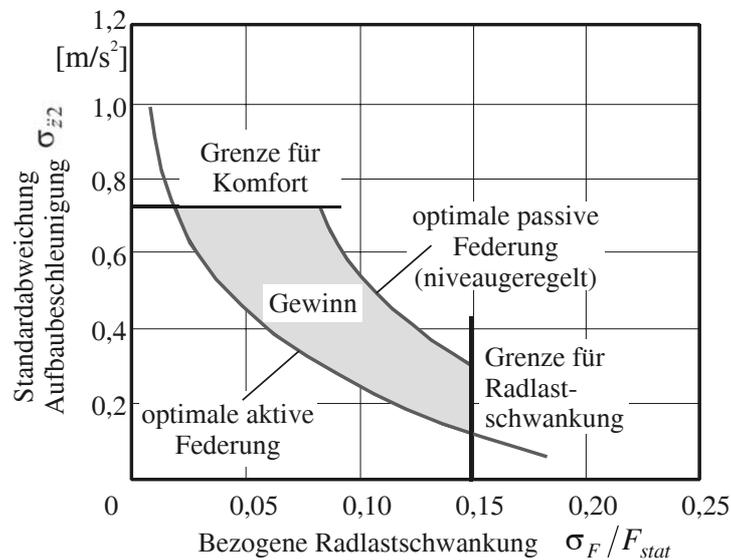


Abbildung 1-6: Verbesserungspotential einer aktiven Federung [60]

Ein aktives Fahrwerk trägt dazu bei, Komfort und Sicherheit im Fahrzeug durch Eingreifen in Fahrwerksfunktionen wie Antreiben, Bremsen, Federn und Lenken zu erhöhen. Durch den Einsatz aktiver Fahrwerke können die von der Fahrbahn angeregten Schwingungen im Fahrzeug schneller abklingen, Aufschaukeln und zu langes Nachschwingen des Fahrzeugaufbaus werden vermieden. Im Idealfall bleibt der Aufbau bewegungsfrei.

Anforderungen an eine aktive Federung sind:

- Abstützen der statischen Last des Aufbaus,
- beladungunabhängiges Schwingungsverhalten des Fahrzeugs, konstantes Fahrzeugniveau,
- Entkopplung des Aufbaus von der hochfrequenten Fahrbahnanregung,
- Dämpfung der Aufbaubewegungen, geringe Aufbaubeschleunigungen,
- geringe Nick- und Wankbewegungen,
- geringe dynamische Radlastschwankungen,
- Radlastverteilung im Sinne guten Fahrverhaltens und
- guter Abrollkomfort.

Ein Beispiel für ein aktives Federungssystem ist das aktive Fahrwerk ABC (Active Body Control) des Herstellers Daimler AG (Abb. 1-7 a):

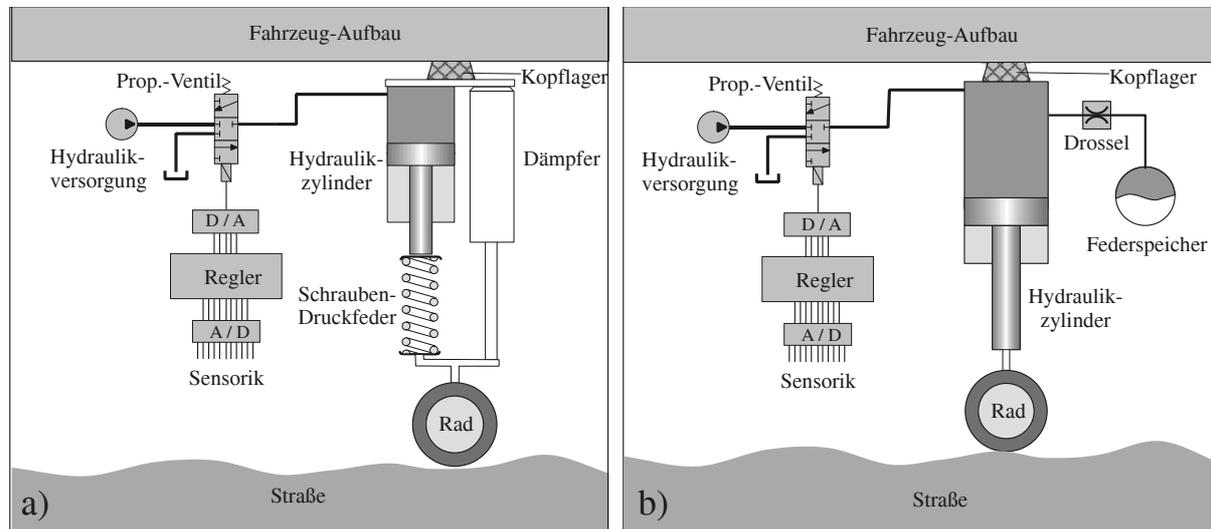


Abbildung 1-7: Aktive Fahrwerke: a) ABC, b) hydropneumatisches Federbein [4]

Prinzipiell kann das ABC als schnelle Niveauregelung aufgefasst werden. Durch die Reihenschaltung von passiven Elementen und Aktorik werden die Schwingungen des Aufbaus (bis ca. 5 Hz) ausgeglet. Typischerweise geschieht dies so, dass der Aufbau stets horizontal bleibt. Am Besten gelingt dies bei niederfrequenten Aufbaubewegungen (Nicken und Wanken), die durch unterschiedliche Fahrmanöver wie Beschleunigen/Bremsen oder Kurvenfahrt verursacht werden. Das Ausregeln hochfrequenter, fahrbahninduzierter Schwingungen ist nur begrenzt möglich, da an Bord nicht genügend Leistung zur Verfügung steht, um die Aktoren versorgen zu können. Diese Schwingungsanteile werden durch die nach wie vor vorhandene passive Feder-/Dämpfer-Kombination abgefedert und gedämpft. Die Integration passiver Elemente bietet weiterhin den Vorteil, dass bei einem Systemausfall der Aktorik eine Grundfederung erhalten bleibt. Alternativ zu den herkömmlichen Schraubenfedern und Dämpfern, wie sie beim ABC zum Einsatz kommen, existieren Systeme, bei denen passive Elemente in Form von hydropneumatischen Bauteilen verwendet werden (Abb. 1-7 b). Aufgrund der Analogie von Federspeicher und Drossel zu mechanischen Federn und Dämpfern wird die gleiche Funktionalität wie beim ABC erzielt.

Die überwiegende Mehrzahl der aktiven Systeme ist für den Einsatz in PKW ausgelegt. Kennzeichnend für diese Systeme sind die relativ niedrigen Anforderungen in Bezug auf die Leistung. In Zusammenarbeit mit Mercedes-Benz wurde in dem Omnibus INNOVISIA das Prinzip der aktiven Federung mit dem hydropneumatischen Federbein angewandt ([4], Abb. 1-7 b)). Zu den Anforderungen an das Fahrwerk für einen ca. 15 Tonnen schweren Bus gehören: hohe Dynamik, gute Regelbarkeit, hohe Energiedichte und geringes Einbauvolumen. Die Voraussetzung ist also eine sehr leistungsstarke, robuste Aktorik, die in der Lage ist, das statische Gewicht

des Fahrzeugs zu halten und die Schwingungen des schweren Aufbaus zu isolieren. Ähnlich hohe Anforderungen aufgrund der größeren Nutzlast werden an das in dieser Arbeit vorgestellte Zielfahrzeug gestellt.

Bei allen bisher realisierten aktiven Systemen handelt es sich um ölhydraulische Lösungen nach dem Drosselprinzip, realisiert mit einem Servoventil und einem hydraulischen Zylinder. Ein Beispiel dafür ist das oben beschriebene Wirkprinzip eines aktiven hydropneumatischen Federbeins. Die Aktoren werden durch eine Zentralhydraulik mit der nötigen Energie versorgt und durch Proportionalventile angesteuert. Solche Systeme bringen jedoch eine Reihe von Nachteilen mit sich: Zum Einen weisen solche Systeme einen hohen Leistungsbedarf auf, zum Anderen bedingt die Zentralhydraulik einen erheblichen Installationsaufwand (Rohre, Filter, Kühler etc.). Eine detaillierte Auflistung und eine Diskussion der Nachteile finden sich in [4] und [43]. Für die Realisierung im Zielfahrzeug (Abschnitt 2.1) wurde ein neues Federungssystem mit der nach dem Verdrängerprinzip arbeitenden Aktorik konzipiert, das in Abschnitt 2.2 kurz vorgestellt wird. Bei diesem Prinzip wird pro Federeinheit eine Verdrängereinheit eingesetzt, die bedarfsgerecht den erforderlichen Volumenstrom bzw. Druck zur Verfügung stellt. Dadurch kann auf den Einsatz von Ventilen verzichtet und der Leistungsbedarf deutlich reduziert werden. Umfassende Informationen über die Entwicklung dieses Aktors liefern [94], [95], [96].

1.2.4 REGELUNG AKTIVER SYSTEME

Neben den Möglichkeiten der aktiven Komponenten ist die Regelung der Stellkraft zwischen Rad und Aufbau maßgeblich für die Qualität der aktiven Federung. Es stellt sich die Aufgabe, ein Regelgesetz zu finden, das den aus den Anforderungen an eine Federung abgeleiteten Gütekriterien (Abschnitt 4.1) genügt. Für die Fahrwerksregelung wurde in dieser Arbeit das bewährte Regelungskonzept AKTAKON (Aktive Aufbau-Kontrolle [1]) für vollaktive Fahrwerkssysteme zugrunde gelegt. Das Konzept sieht eine Unterteilung der Gesamtregelung in zwei Ebenen vor: eine unterlagerte Kraftregelung am Stellglied und die Ebene der modalen Aufbauregelung, auf der die Sollkräfte generiert werden. Diese Art von Regelung erlaubt eine entkoppelte Beeinflussung der einzelnen Freiheitsgrade des Aufbaus (Huben, Wanken und Nicken) und somit einen hohen Grad an Anschaulichkeit und Bewertungsmöglichkeiten. Alle Module des Reglers können nacheinander getestet und in Betrieb genommen werden. Die Reglerparameter werden mit Hilfe von Optimierungsverfahren direkt bestimmt. Als Optimierungskriterium werden gut interpretierbare Kenngrößen verwendet (die Streuung der Aufbaubeschleunigung als Kenngröße für den Fahrkomfort oder Radlastschwankungen als Sicherheitskriterium).

Der Regler wird zunächst an Modellen ausgelegt und optimiert. Auf diese Weise können die Tendenzen geprüft und die Möglichkeiten des aktiven Federungssystems klar abgegrenzt werden. In diesem Zusammenhang ist es wichtig, dass die Aktormodelle nicht ideal dargestellt werden, sondern die wesentlichen Aktoreigenschaften (Bandbreite, Begrenzungen) enthalten.

Die für diese Untersuchungen verwendeten Modelle orientieren sich stark an der Aufgabenstellung: So ist z. B. für die Auslegung lokaler Regelungen ein Ein-Rad-Modell ausreichend; die Betrachtung der Wankbewegungen muss hingegen am Gesamtmodell des Fahrzeugs erfolgen.

Ziel dieser Arbeit ist, mit vorhandener Aktorik und geeigneter Regelung ein optimales aktives Federungssystem zu realisieren. Dazu ist eine Vorgehensweise erforderlich, die ein hohes Maß an Anschaulichkeit bietet, denn nur dann kann die Wirkung des aktiven Eingriffs exakt einzelnen Reglerparametern zugeordnet und das Systemverhalten gezielt beeinflusst werden. Zusätzlich ergibt sich die Möglichkeit eines Zugriffs auf jeden einzelnen Reglerparameter im Echtzeitbetrieb.

1.3 MOTIVATION UND ZIELSETZUNG

Der wachsende Anspruch an Komfort und Dynamik moderner Fahrzeuge erfordert einen verstärkten Einsatz komplexer Technik. Die kontinuierliche Weiterentwicklung der Fahrwerke beruht auf dem ständig wachsenden Verständnis der Ingenieure für das komplexe Zusammenwirken der Fahrwerkselemente. Durch den Einsatz aktiver Elemente im Fahrzeug erhofft man sich ein größeres Spektrum an Auslegungsmöglichkeiten und damit einen Gewinn an Komfort und Sicherheit. Der Druck immer kürzer werdender Entwicklungszeiten und die Produktvielfalt erfordern neue effiziente Vorgehensweisen. In dieser Arbeit wird die Entwicklungsmethodik der Mechatronik, die durch eine systematische modellbasierte Vorgehensweise und eine optimale Unterstützung des Entwicklungsprozesses durch integrierte Softwarewerkzeuge gekennzeichnet ist, aufgegriffen. Am Beispiel eines aktiven Federungssystems werden einzelne Schritte und Aufgaben des Entwurfsprozesses veranschaulicht.

Im Rahmen des gemeinsamen Projekts der Bundeswehr und des Lehrstuhls für Regelungstechnik und Mechatronik wurde ein neuartiges aktives Federungssystem für das geländegängige allradgetriebene Radfahrzeug DINGO II realisiert.

Die Entwicklung eines neuen Federungssystems umfasste die folgenden Aufgaben:

- Entwurf eines Konzepts für die aktive Federung
- Dimensionierung der Komponenten
- Auslegung, Konstruktion und Fertigung der Aktorik (reversible Flügelzellenpumpe)
- Entwicklung einer Regelungsstrategie und Implementierung des Regelalgorithmus
- Wahl eines geeigneten Echtzeitsystems
- Einbau in das Zielfahrzeug und Inbetriebnahme
- Optimierung der Einstellung der hydraulischen Komponenten und der Regelung

Durch den Einsatz eines aktiven Federungssystems soll eine deutlich höhere Fahrzeugstabilität ohne Einschränkung der Geländegängigkeit erreicht werden. Die Qualität einer aktiven Federung ist im Wesentlichen durch die Regelung der Stellkraft zwischen Aufbau und Achse/Rad

bestimmt. Es stellt sich die Aufgabe, ein Regelgesetz zu finden, das eine günstige Beeinflussung der aus den Anforderungen an eine Federung abgeleiteten Gütekriterien ermöglicht. Daraus ergeben sich weitere Aufgaben im Entwurfsprozess (vgl. Abb. 1-2):

- Modellierung des passiven Systems und Beschreibung der Aktorik
- Festlegung einer Regelstruktur und modellgestützte Optimierung der Reglerparameter
- Realisierung der Informationsverarbeitung im Zielfahrzeug
- Anschließende Optimierung der Reglerparameter im Zielfahrzeug

Im Rahmen der Modellbildung soll das Fahrzeug hinsichtlich seiner geometrischen (Arbeitsbereiche wie z. B. Federweg) und dynamischen Eigenschaften (Eigenfrequenzen, Dämpfungen) beschrieben werden. Die Wahl des mechanischen Fahrzeuersatzsystems ist in erster Linie von den Zielvorstellungen des Reglerentwurfs abhängig. Damit bereits in der Entwurfsphase die Wank- und Nickbewegungen des Aufbaus zu berücksichtigt werden können, wird ein räumliches Vier-Rad-Fahrzeugmodell erstellt. So ist es möglich, eine Regelstrategie herzuleiten, die eine Verkopplung der Ansteuerung für die vier Aktoren von Anfang an vorsieht. Angestrebt ist eine geeignete Modellierungstiefe mit einem Satz von Parametern, die den beobachteten bzw. messbaren physikalischen Effekten zugeordnet werden können. Dazu wird auf ein umfassendes Wissen über die Systemidentifizierung zurückgegriffen.

Die zunehmende Komplexität mechatronischer Systeme mit allen zu regelnden Funktionen macht eine modulare Betrachtung solcher Systeme unumgänglich. Eine modulare Gestaltung des Fahrzeugmodells und des Regelalgorithmus in Abhängigkeit von den zu regelnden Funktionen erleichtert erheblich das Verständnis für das Systemverhalten. Die Methodik des mechatronischen Entwurfs kann so auf einzelne Teilsysteme angewendet werden. Für die Auslegung der Aktorik wurde beispielsweise das Ein-Rad-Modell – auch Viertelfahrzeug genannt – verwendet. Dieses vereinfachte Modell beschreibt zwei Massen, Aufbau (ein Viertel der Fahrzeugmasse) und Rad mit der anteiligen Achsmasse, mit einem durch die entsprechende Charakteristik gegebenen Feder-/Dämpfer-Gesetz und dient der Untersuchung von Kräften, die zwischen dem Aufbau und der Straßenanregung über die Fahrzeugachsen und das Fahrwerk wirken. Die Kraftübertragung erfolgt nur in einem Freiheitsgrad.

Die Entwicklung neuer Komponenten mit Hilfe kleiner Modelle hat einen großen Vorteil: Der Arbeitsbereich der Aktorik und ihre Wirkung können sehr anschaulich dargestellt werden. Die Aktorik inklusive der lokalen Regelung ist demnach ein Modul, das unabhängig vom Gesamtsystem ausgelegt und am Prüfstand getestet werden kann.

Alle in dieser Arbeit geschilderten Untersuchungen – Auslegung einer Regelung, Optimierung der Reglerparameter – erfolgen modellgestützt. Die Umsetzung der erzielten Ergebnisse im realen System bestätigt die Vorteile des vollzogenen modellgestützten Entwurfs.

Eine modular-hierarchische Regelungsstruktur bietet Transparenz sowohl bei der modellbasier-

ten Auslegung und Optimierung als auch bei einer späteren Inbetriebnahme. Auf diese Weise gelangt man zu einer besseren Deutung der physikalischen Hintergründe. Im Hinblick auf die anschließende Inbetriebnahme erweist sich die gewählte modular-hierarchische Regelungsstruktur als besonders vorteilhaft.

Durch die Darstellung der gesamten Regelung in modularer Form kann das Optimierungsproblem für jede einzelne regelungstechnische Maßnahme definiert werden. Dadurch werden das Optimierungsproblem und somit die Anzahl der zu optimierenden Parameter spürbar reduziert. Da der Einfluss anderer Regelungen auf die zu regelnden Bewegungen durch Entkopplung der Bewegungen "ausgeblendet" werden kann, ergibt sich Transparenz bei der Interpretation der erzielten Ergebnisse. Alle Module des Reglers können somit unabhängig voneinander im Modell optimiert und im Fahrzeug getestet werden. Die Untersuchungen einzelner Regelungen und die modulare Optimierung liefern sehr gute Startwerte für die Optimierung der gesamten Regelung.

1.4 GLIEDERUNG DER ARBEIT

In der vorliegenden Arbeit wird der gesamte Entwicklungszyklus des neuen aktiven Federungs-systems geschildert.

Im Kapitel 2 werden das Zielfahrzeug vorgestellt und das gewählte Aktorikprinzip erläutert.

Im Sinne der Entwurfsmethodik von mechatronischen Systemen erfolgt die Entwicklung eines neuen Federungssystems für ein bereits existierendes System modellgestützt. Kapitel 3 beschäftigt sich mit der Modellbildung des passiven Fahrzeugs und der gewählten Aktorik. Bei der Erstellung der Modelle steht die Physik der betrachteten Systeme im Vordergrund. Angestrebt wird eine geeignete Modellierungstiefe mit einem Satz von Parametern, die den messbaren Effekten zugeordnet werden können. Dabei wird eine gute Übereinstimmung der erstellten Modelle mit der Realität gefordert. Unter Hinzunahme von Messdaten, die am Fahrzeug und am Prüfstand aufgezeichnet wurden, wird dieser Forderung entsprochen. Für eine exakte Formulierung der Ziele des Entwurfs erfolgt die Analyse des passiven Fahrzeugs und der Aktorik hinsichtlich ihrer dynamischen Eigenschaften (Dämpfungen, Eigenfrequenzen).

Kapitel 4 bildet neben dem Kapitel 3 den Kern dieser Arbeit: die Entwicklung einer Regelung an einem validierten Modell des Fahrzeugs, das mit einem aktiven Federungssystem ausgestattet ist. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Wahl einer geeigneten Regelungsstruktur, die eine problemlose Umsetzung und eine weitere Anpassung bzw. Optimierung im realen System zulässt. Die Regelung wird im Hinblick auf ein gewünschtes dynamisches Verhalten untersucht. Die Reglerparameter werden aus einer physikalischen Betrachtung heraus bestimmt. Ein wichtiger Punkt dabei ist die Ermittlung optimaler Reglerparameter. Die Formulierung der Optimierungsziele orientiert sich an den grundlegenden Anforderungen an ein aktives Federungssystem: Verbesserung der Fahrsicherheit und gleichzeitig des Fahrkomforts. Um die Transparenz der durch die Regelung erzielten Verbesserung zu wahren, erfolgt die Auslegung

schrittweise. Durch eine modulare Betrachtung des zu untersuchenden Systems wird die Festlegung der Reglerparameter erheblich erleichtert. Anschließend erfolgt die Optimierung der gesamten Regelung am Modell.

Über die Realisierung im Zielfahrzeug sowie die Erprobung wird in Kapitel 5 berichtet. Zum aktiven Fahrwerk gehört neben den hydraulischen Komponenten, die im Fahrzeug eingebaut werden, die Informationsverarbeitung. Es wird ein Überblick über die verwendeten Sensoren und das eingesetzte Echtzeitsystem sowie die Implementierung des im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Regelalgorithmus und dessen Inbetriebnahme gegeben.

Eine Zusammenfassung der aus den Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse findet sich in Kapitel 6. In einem Ausblick werden Verbesserungsvorschläge unterbreitet und ansatzweise diskutiert. Des Weiteren wird auf ein weiterführendes Projekt hingewiesen, in dem ein neues aktives Federungssystem für das ATF DINGO II entwickelt wird. In diesem Projekt werden die Erkenntnisse aus dem vorangegangenen Projekt, die in dieser Arbeit vorgestellt werden, verwendet.

2 ZIELFAHRZEUG UND WIRKPRINZIP DES NEUEN AKTIVEN FEDERUNGSSYSTEMS

2.1 ZIELFAHRZEUG

Das Zielfahrzeug ist das Allschutz-Transport-Fahrzeug DINGO II mit einem zulässigen Gesamtgewicht von ca. 12 Tonnen.



Abbildung 2-1: Allschutz-Transport-Fahrzeug DINGO II

Das ATF DINGO II basiert auf dem 4x4-Fahrgestell des Mercedes-Benz Unimog U 5000, der für den Einsatz in schwerem Gelände konzipiert ist. Die Geländetauglichkeit wird durch einen flexiblen Leiterraum mit Rohrquerträgern erreicht. Dieser Leiterraum liefert die nötige Steifigkeit auf der Straße und sorgt im Gelände für die notwendige Verwindungsfähigkeit. Die Hauptbaugruppen des Zielfahrzeugs sind in Abb. 2-2 dargestellt.

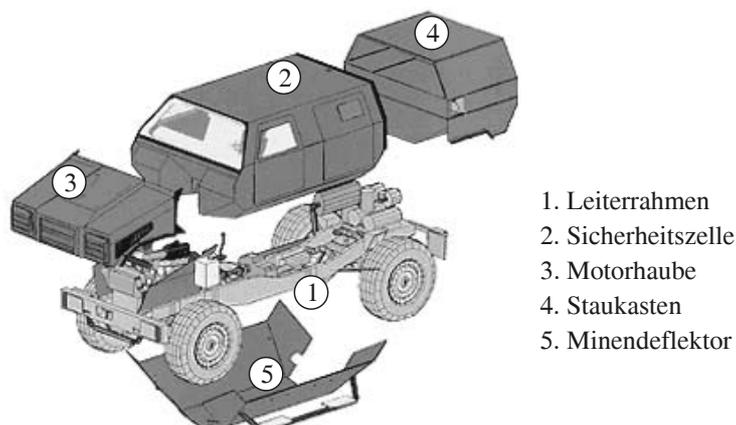


Abbildung 2-2: Hauptbaugruppen von DINGO II, Quelle: KMW

Die Fahrzeugaufbauten – Kabine, Lastenträger, Motor und Getriebe – sind elastisch auf dem Leiterraum gelagert. Der Leiterraum besteht aus zwei gekröpften Längsträgern im U-Profil, die mit Rohrquerträgern verschweißt sind. Trotz der Biege- und Torsionsweichheit des Leiterraums werden die auf diesem Rahmen verbauten Aggregate und Aufbauten wegen ihrer elastischen Lagerung nur geringfügig beansprucht. In Abb. 2-3 ist das Fahrzeug in einer Verwindungsbahn gezeigt. Deutlich zu erkennen ist eine beträchtliche relative Bewegung der gepanzerten Kabine zum hinten auf dem Rahmen gelagerten Lastenträger.



Abbildung 2-3: Verwindungsbahn

Das ATF DINGO II besitzt Starrachsen in Portalbauweise (Abb. 2-4), die dem Fahrzeug eine große Bodenfreiheit verschaffen. Bei den Portalachsen liegt die Mitte der Achse höher als die eigentliche Radnabe.

Die Achsen und die Schubrohre sind starr miteinander verbunden. Die Schubrohre sind über eine Getriebekonstruktion, die eine Verdrehung der Schubrohre um die x- und die y-Achsen zulässt, an dem elastischen Leiterraum befestigt. So können sich die Achsen in z-Richtung bewegen und um die x-Achse verdrehen, wodurch lange Federwege und eine diagonale Achsverschränkung bis zu 30° möglich sind. Eine solche Achsaufhängung über Schraubenfedern und Schubrohrtechnik gewährleistet ständigen Bodenkontakt aller vier Räder in unwegsamem Gelände und bietet hohen Fahrkomfort auf der Straße.

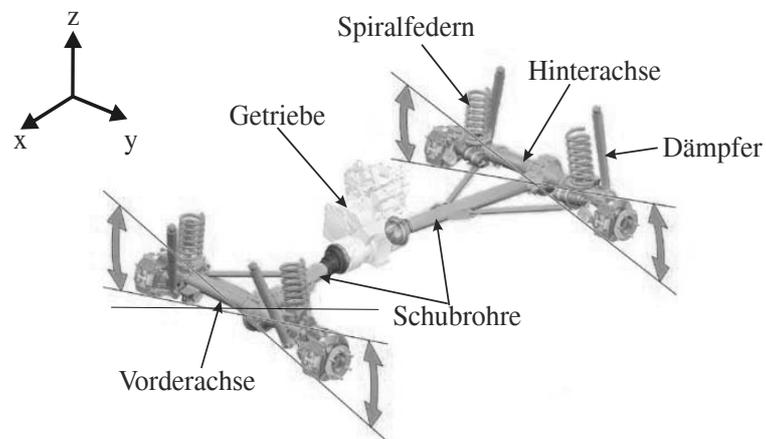


Abbildung 2-4: Portalachsen

Der Fahrzeugschwerpunkt liegt aufgrund der schweren Panzerung der Kabine unerwünscht hoch. In Kombination mit einem extrem verwindungsfähigen Fahrwerk und einer weichen Fahrwerksabstimmung führt dies schon bei geringer Anregung zu starken Wankbewegungen (enorme Neigung der Kabine bei einer Kreisfahrt, Abb. 2-5) sowie zu einem Aufschwingen bei langen Bodenwellen.



Abbildung 2-5: Kreisfahrt

Durch den Einsatz eines aktiven Federungssystems soll eine deutlich höhere Fahrzeugstabilität ohne Einschränkung der Geländegängigkeit erreicht werden. In Gefahrensituationen, z. B. bei schnellen Spurwechseln oder bei plötzlichen Ausweichmanövern, wird das Fahrzeug wesentlich leichter beherrschbar. Es ist eine höhere Geschwindigkeit in schwerem Gelände bei höherer Sicherheit möglich. Das bedeutet, dass Verletzte, Nachschub und sensible Güter deutlich

schneller transportiert werden können. Es ergibt sich eine geringere Belastung für Personen und Ladung sowie für das Material und damit eine höhere Lebensdauer der Fahrzeugkomponenten.

Die wichtigsten technischen Daten des Zielfahrzeugs sind in Tabelle 2-1 zusammengefasst:

Tabelle 2-1: Daten DINGO II

Abmessungen	Länge: 6100 mm, Breite: 2300 mm, Höhe: 2500 mm, Bodenfreiheit: 480 mm
zul. Gesamtgewicht	11,9 t
Nutzlast	2,6 t
Motor	Mercedes-Benz OM 924 LA Euro 3-Turbo-Diesel; 4,8 Liter Hubraum, 160 kW (218 PS) bei 2200 U/min; max. Drehmoment: 810 Nm von 1200 bis 1600 U/min.
Höchstgeschwindigkeit	90 km/h
Beschleunigung	0-50 km/h in 18 sec
Wendekreis	16,5 m
Geländegängigkeit	Steigfähigkeit: 70 %; Querneigung: 30 %; Kletterfähigkeit: 0,5 m; Wattiefe: 1,2 m

2.2 AKTORIK

Die derzeit in Serienfahrzeugen realisierten aktiven Fahrwerke funktionieren nach dem Drosselprinzip. Die Aktoren werden durch Proportionalventile angesteuert und müssen durch eine Zentralhydraulik mit der nötigen Energie versorgt werden. Solche Systeme weisen einen hohen Leistungsbedarf auf. Des Weiteren muss, bedingt durch die Zentralhydraulik, ein hoher Installationsaufwand (Rohre, Filter, Kühler usw.) in Kauf genommen werden.

Statt dieser aus den Serienfahrzeugen bekannten Aktorik wird beim DINGO eine nach dem Verdrängerprinzip arbeitende reversible Flügelzellenpumpe eingesetzt ([94], [95]). Das Verstellprinzip der Pumpe ermöglicht einen 2-Quadranten-Betrieb, d. h. im Unterschied zu herkömmlichen Flügelzellenpumpen ist eine Änderung der Förderrichtung möglich. Die Pumpe erzeugt einen bedarfsgerechten Volumenstrom und bietet im Vergleich zu den üblichen Serienaktoren mit Proportionalventilen und Zentralhydraulik erhebliche Vorteile bzgl. Leistungsbedarf und Installationsaufwand. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit eines 4-Quadranten Betriebs, d. h. die Energie kann aus dem System zurückgewonnen werden, indem der Verdränger als Motor betrieben wird.

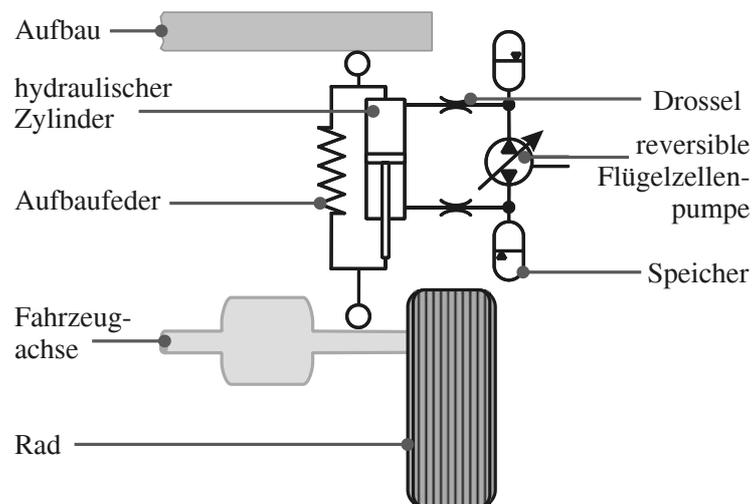


Abbildung 2-6: Konzept für das aktive Fahrwerk [95]

Das Prinzip der aktiven Federung für das ATF DINGO ist in Abb. 2-6 dargestellt. Die Aktorik besteht je Rad aus einem doppeltwirkenden Hydraulikzylinder und einer reversiblen Flügelzellenpumpe. Der Hydraulikzylinder wird anstelle des konventionellen Dämpfers parallel zur Stahlfeder eingebaut. Die Zylinderkammern sind jeweils über eine Drossel an einen Speicher angeschlossen. Die Flügelzellenpumpe ist mit beiden Speichern verbunden.

Die Drosseln schützen die Pumpe vor Druckspitzen und sorgen bei deren Ausfall für die passive Dämpfung. Die Drosseln wurden so ausgelegt, dass die Aktorik ohne den aktiven Eingriff ein ähnliches Verhalten wie das passive Fahrwerk aufweist und hat für die Zug- und die Druckstufe

unterschiedliche Kennlinien (Druckstufe weicher als Zugstufe).

Die Speicher haben die Aufgabe, das Volumen der Kolbenstange beim Ein- und beim Ausfahren des Zylinders auszugleichen. Darüber hinaus können sie bei schnellen Zylinderbewegungen kurzzeitig Ölvolumen aufnehmen bzw. abgeben, wodurch Druckspitzen vermieden werden.

Es wird zwischen zwei Betriebsfällen – Normalbetrieb und Notbetrieb – unterschieden. Im Normalbetrieb wird die Flügelzellenpumpe angetrieben und fördert entsprechend der Verstellung Öl zwischen den Speichern. Die aus dem Differenzdruck resultierende Zylinderkraft stellt den aktiven Eingriff in die Federung dar. Die Drosseln sorgen im oberen Frequenzbereich – in dem aufgrund der begrenzten Bandbreite der Aktorik kein aktiver Eingriff möglich ist – für eine ausreichende Dämpfung. Wenn die Pumpe abgeschaltet ist, was z. B. beim Auftreten einer Störung der Fall sein könnte, strömt das Öl frei durch die Pumpe. Die Drücke in den Zylinderkammern und damit die Zylinderkraft sind in diesem Fall von der Einstellung der Drossel abhängig. Somit erfüllt der Zylinder mit der eingestellten Durchflusscharakteristik der Drossel die Funktion eines konventionellen Dämpfers.

3 MODELLBILDUNG VON FAHRZEUG UND AKTORIK

Die Modellbildung ist ein wichtiger Teil im Entwicklungsprozess mechatronischer Systeme, der die Qualität des rechnerbasierten Entwurfs und somit dessen Resultat signifikant beeinflusst. Ein Modell orientiert sich an der Problemstellung. So dient in diesem Fall das Modell dem Zweck, das System zu analysieren, geeignete Reglerstrukturen zu finden und die Reglerparameter zu optimieren. Eine anhand eines Modells ausgelegte Regelung soll anschließend am realen System gut funktionieren. Beim Reglerentwurf wird als Modell eine mathematische Beschreibung der Strecke, die aber nur eine angenäherte Nachbildung der wirklichen Verhältnisse darstellt, verwendet. Die Erstellung eines Fahrzeugmodells umfasst die Modellierung der beteiligten mechanischen Bauteile, der hydraulischen Komponenten der Aktorik und der Einflussgrößen wie z. B. Straßenstörungen. In der vorliegenden Arbeit wird eine an der Struktur des technischen Systems orientierte Modellbildung in Bau- und Funktionsgruppen vorgenommen. Die Tragstrukturen sind in einem modular-hierarchisch strukturierten Mehrkörpersystem mit kinematischen Bindungen erfasst. Weitere Komponenten – hydraulische, elektrische, regelungstechnische – sind in weiteren Submodellen hinterlegt. Diese Funktionsgruppen können voneinander entkoppelt generiert, verwaltet und über definierte Schnittstellen gekoppelt werden. In diesem Kapitel werden die verwendeten Modelle mit entsprechender mathematischer Beschreibung vorgestellt und vorgenommene Annahmen und Vereinfachungen erläutert.

3.1 ÜBERBLICK ÜBER DAS GESAMTMODELL

Das **Modell des passiven Fahrzeugs** ist ein Mehrkörpermodell, in dem die wesentlichen Massen als Starrkörper modelliert sind. Das Modell beschreibt die Vertikal-, Quer- und Längsdynamik des Zielfahrzeugs. Anhand des identifizierten Modells wird das Verhalten des passiven Systems analysiert. Im Folgenden werden einzelne Module am Beispiel eines Modells zur Untersuchung der Vertikaldynamik des Fahrzeugs vorgestellt.

Das **Aktorikmodell** wird aufgrund seines modularen Aufbaus gesondert erstellt und an einem Ein-Rad-Modell (Viertelfahrzeug) getestet. An diesem Modell erfolgt auch die Auslegung einer geeigneten lokalen Regelung. Eine solche Vorgehensweise erweist sich als sehr vorteilhaft. Zum Einen hat ein Ein-Rad-Modell nur Freiheitsgrade in vertikaler Richtung, was für die Betrachtung der Kräfte vollkommen ausreichend ist. Die Simulationszeiten werden erheblich reduziert und die Effizienz der Auslegung erhöht. Zum Anderen kann das Modell für die Identifizierung der Aktorik am Prüfstand verwendet werden. So ergibt sich die Möglichkeit, die lokale Regelung bereits in einer HIL-Umgebung in Betrieb zu nehmen und zu testen ([95]). Anschließend wird das Aktorikmodell in das Fahrzeugmodell integriert.

Das **Umgebungsmodell** umfasst das Reifenmodell und die Beschreibung von Anregungen infolge von Straßenunebenheiten und ein einfaches Antriebsmodell. Im diesem Teilmodell sind unterschiedliche Straßenprofile und die Reifeneigenschaften (Reifensteifigkeit, Latsch) berücksich-

sichtig. Es werden Simulationen sowohl des passiven als auch des aktiven Systems für unterschiedliche Fahrsituationen durchgeführt. Die Simulationsdaten werden für die Bewertung des dynamischen Verhaltens verwendet.

Das **Modell des aktiven Fahrzeugs** beinhaltet die validierten Modelle des Fahrzeugs und der Aktorik mit der lokalen Regelung. Das Modell des aktiven Fahrzeugs bildet die Grundlage für Auslegung und Optimierung der Gesamregelung zur Beeinflussung der Vertikaldynamik

3.2 MODELL DES PASSIVEN FAHRZEUGS

Die Vertikaldynamik des Zielfahrzeugs soll durch den Einsatz des aktiven Federungssystems verbessert werden. Für Konzipierung und Dimensionierung der Aktorik sowie die Auslegung einer Regelung ist eine Untersuchung des passiven Systems hinsichtlich seiner dynamischen Eigenschaften (Eigenfrequenzen, Dämpfungen) erforderlich. Zu diesem Zweck wurde ein Modell des passiven Fahrzeugs aufgebaut und validiert. In diesem Abschnitt werden der Aufbau und die Besonderheiten des modellierten Systems sowie die notwendigen Schritte zur Identifizierung des Modells erläutert.

3.2.1 MEHRKÖRPERMODELL DES FAHRZEUGS

Das Modell dient ausschließlich der Betrachtung der Vertikalbewegungen sowie des Nick- und des Wankverhaltens. Die querdynamischen Einflüsse aus Kurvenfahrt und Bremsen/Beschleunigen auf die Aufbau- und die Radbewegung sind in das Modell in Form einer Kraft \underline{F}_S , die am Aufbau angreift, integriert. Die Signale der Straßenanregung z_S wirken über die Radfedern auf das Fahrzeug.

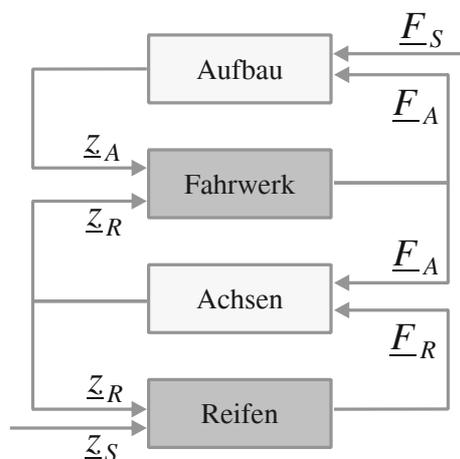


Abbildung 3-1: Topologie des Fahrzeugmodells

Das Modell zeichnet sich durch einen modular-hierarchischen Aufbau aus. Die Starrkörper (Aufbaumassen und Achsen) werden in einem Mehrkörpersystem (MKS) mit entsprechender

Definition von Ankoppelpunkten realisiert. Die Elemente der Tragstruktur (Aufbau, Achsen) werden durch die Gelenke, wie in Abb. 3-2 gezeigt, miteinander verknüpft. In einem Koppel-element werden mit Hilfe der Lagen und der Geschwindigkeiten der gekoppelten Starrkörper die Kräfte, die auf diese Körper wirken, berechnet. Weitere Einschränkungen von Bewegungen sind mit Hilfe von Kraftkopplungen realisiert. So sind beispielsweise die Panhardstäbe durch die Feder-/Dämpferelemente beschrieben.

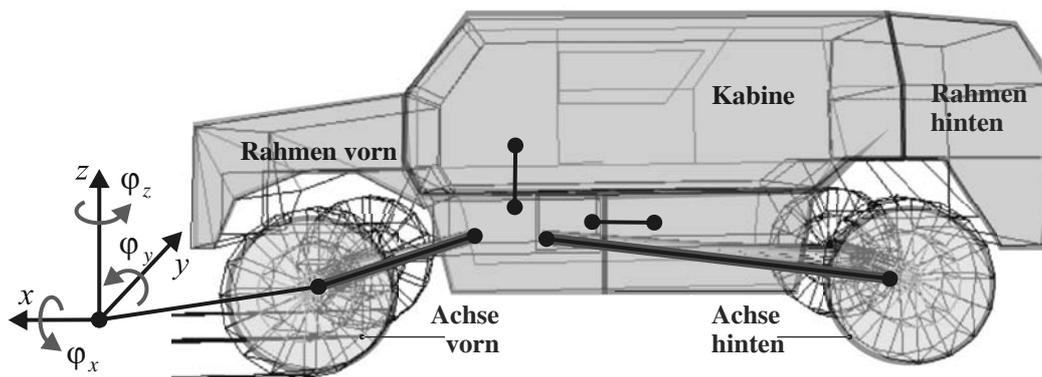


Abbildung 3-2: Mehrkörpersystem Fahrzeug

Die schwere Kabine ist auf dem verwindungsfähigen Rahmen gelagert. Die elastischen Gummilagerungen tragen auch dazu bei, dass die Bewegungen der Kabine nicht identisch mit denen des Rahmens sind. Die Untersuchungen dazu werden in Abschnitt 3.2.4 detailliert vorgestellt. Aus diesem Grund wird der Aufbau des Fahrzeugs in 3 Starrkörper aufgeteilt:

- "**Rahmen vorn**" umfasst die Masse der vorderen Rahmenhälfte sowie alle an ihr befestigten Massen im vorderen Fahrzeugbereich: Motor, Getriebe, die gepanzerte Motorhaube, Federn und Dämpfer.
- "**Rahmen hinten**" bildet die hintere Rahmenhälfte mit dem Lastenträger am Heck des Fahrzeugs sowie ABC-Schutzanlage, Tank, Kraftstoff, Abschleppstange und die Ladung auf der Ladefläche.
- "**Kabine**" umfasst sowohl die gepanzerte Fahrgastzelle mit sämtlichen Einbauten (wie z. B. Sitze, Funkgeräte etc.) als auch die Massen der Insassen und der sonstigen Zuladung.

Tabelle 3-1: Freiheitsgrade des MKS-Modells

Verbindungen	Freiheitsgrade	Anzahl
Umgebung (ICS) - Achse vorn	$x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$	6
Achse/Schubrohr vorn - Rahmen vorn	$\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$	3
Achse/Schubrohr hinten - Rahmen vorn	$\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$	3
Rahmen vorn - Rahmen hinten	φ_x, φ_y	2
Rahmen vorn - Kabine	z, φ_x, φ_y	3

Die Starrkörper, welche die beiden Rahmenteile repräsentieren, werden über ein Gelenk mit zwei rotatorischen Freiheitsgraden miteinander verbunden. Diese Freiheitsgrade lassen eine Verdrehung der beiden Rahmenteile gegeneinander sowohl in Fahrzeuglängs- (Verwindung) als auch in Fahrzeugquerrichtung (Durchbiegung) zu.

Die Kabine ist über eine 3-Punkt-Lagerung (Kraftkopplungen) mit den Rahmenteilen verbunden. In Abb. 3-3 ist das dazugehörige Strukturbild gezeigt:

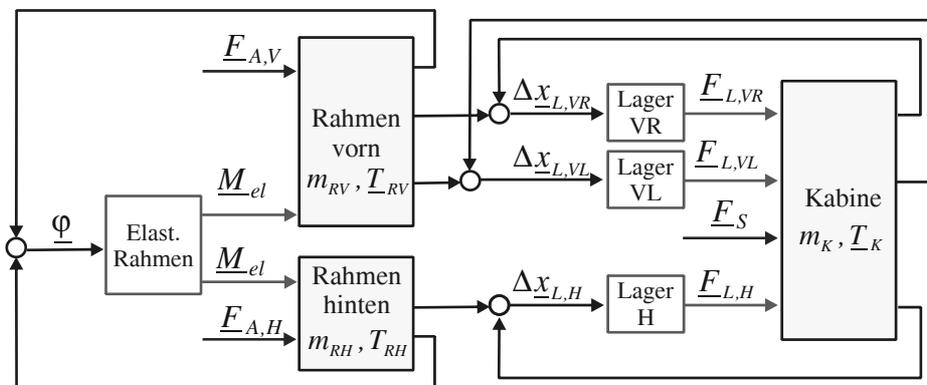


Abbildung 3-3: Modell des Fahrzeugaufbaus

Mit den Freiheitsgraden in Tabelle 3-1 ergeben sich folgende Bewegungsmöglichkeiten einzelner modellierter Starrkörper:

Tabelle 3-2: Bewegungen des MKS-Modells

Starrkörper	Bewegungen	Bezeichnung	Anzahl
Achse vorn (AV)	Huben, Wanken	$z_{AV}, \varphi_{x, AV}$	2
Achse hinten (AH)	Huben, Wanken	$z_{AH}, \varphi_{x, AH}$	2
Rahmen vorn (RV)	Huben, Wanken, Nicken	$z_{RV}, \varphi_{x, RV}, \varphi_{y, RV}$	3
Rahmen hinten (RH)	Huben, Wanken, Nicken	$z_{RH}, \varphi_{x, RH}, \varphi_{y, RH}$	3
Kabine (K)	Huben, Wanken, Nicken	$z_K, \varphi_{x, K}, \varphi_{y, K}$	3

3.2.1.1 Elastizität des Leiterrahmens

Der Leiterrahmen des Fahrzeugs lässt eine Torsion (Verdrehung um die x-Achse) und eine Durchbiegung (Verdrehung um die y-Achse) zu. Zur Abbildung dieser Elastizität werden beide Rahmenteile (Vorder- und Hinterrahmen) durch ein Gelenk mit zwei linearen Drehfedern verbunden.

Proportional zu den Verdrehwinkeln $\Delta \underline{\varphi}$ und den Winkelgeschwindigkeiten $\Delta \dot{\underline{\varphi}}$ werden Rückstellmomente \underline{M}_{el} gestellt:

$$\underline{M}_{el} = \underline{c}_{el} \cdot \Delta \underline{\varphi} + \underline{d}_{el} \cdot \Delta \dot{\underline{\varphi}} \quad (3.1)$$

mit

$$\underline{c}_{el} = \begin{bmatrix} c_{el,x} & 0 \\ 0 & c_{el,y} \end{bmatrix}, \underline{d}_{el} = \begin{bmatrix} d_{el,x} & 0 \\ 0 & d_{el,y} \end{bmatrix}, \Delta \underline{\varphi} = \begin{bmatrix} \Delta \varphi_x \\ \Delta \varphi_y \end{bmatrix}, \Delta \dot{\underline{\varphi}} = \begin{bmatrix} \Delta \dot{\varphi}_x \\ \Delta \dot{\varphi}_y \end{bmatrix}, \underline{M}_{el} = \begin{bmatrix} M_{el,x} \\ M_{el,y} \end{bmatrix}.$$

Parameter	Wert	Einheit	Erläuterung
$c_{el,x}$	30000	Nm/rad	Federsteifigkeit im Drehgelenk (Drehung um die x-Achse)
$d_{el,x}$	100000	Nms/rad	Dämpfung im Drehgelenk (Drehung um die x-Achse)
$c_{el,y}$	0	Nm/rad	Federsteifigkeit im Drehgelenk (Drehung um die y-Achse)
$d_{el,y}$	0	Nms/rad	Dämpfung im Drehgelenk (Drehung um die y-Achse)

Wegen der Form des Leiterrahmens sowie der Aussteifung durch die Lagerung der schweren Kabine auf den beiden Rahmenteilen ist eine Durchbiegung, also die Verdrehung um die y-Achse, nicht wesentlich ausgeprägt und kann deshalb vernachlässigt werden.

3.2.1.2 Dreipunktlagerungen von Kabine und Lastenträger

Die Kabine ist über drei elastische Lagerelemente am Rahmen befestigt. Die Elastizität dieser Gummielemente wird durch jeweils eine Feder in Kombination mit einem Dämpfer modelliert:

$$\underline{F}_L = \underline{c}_L \cdot \Delta \underline{x}_L + \underline{d}_L \cdot \Delta \dot{\underline{x}}_L \quad (3.2)$$

mit

$$\underline{c}_L = \begin{bmatrix} c_{L,x} & 0 & 0 \\ 0 & c_{L,y} & 0 \\ 0 & 0 & c_{L,z} \end{bmatrix}, \underline{d}_L = \begin{bmatrix} d_{L,x} & 0 & 0 \\ 0 & d_{L,y} & 0 \\ 0 & 0 & d_{L,z} \end{bmatrix}, \Delta \underline{x}_L = \begin{bmatrix} \Delta x_L \\ \Delta y_L \\ \Delta z_L \end{bmatrix}, \underline{F}_L = \begin{bmatrix} F_{L,x} \\ F_{L,y} \\ F_{L,z} \end{bmatrix}.$$

Parameter	Wert	Einheit	Erläuterung
$c_{L,x}$	200000	N/m	Steifigkeit (Bewegung in x-Richtung)
$d_{L,x}$	4000	Ns/m	Dämpfung (Bewegung in x-Richtung)
$c_{L,y}$	200000	N/m	Steifigkeit (Bewegung in y-Richtung)
$d_{L,y}$	7000	Ns/m	Dämpfung (Bewegung in y-Richtung)
$c_{L,z}$	500000	N/m	Steifigkeit (Bewegung in z-Richtung)
$d_{L,z}$	4000	Ns/m	Dämpfung (Bewegung in z-Richtung)

Die Starrachsen (vgl. Abb. 2-4) sind über die Schubrohre mit dem vorderen Rahmenteil verbunden. Durch die Freiheitsgrade φ_x und φ_y sind Wanken und Huben der Achsen im Modell berücksichtigt. Die Achsen werden zusammen mit jeweils 2 Rädern und den zugehörigen ungefederten Massen zu einem Starrkörper – im Folgenden mit **Achse vorn** und **hinten** bezeichnet – zusammengefasst.

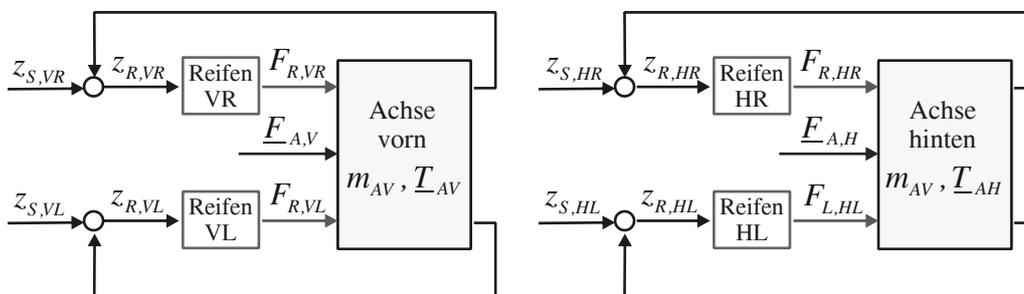


Abbildung 3-4: Fahrzeugachsen

Das Modell berücksichtigt die asymmetrische Anordnung der Massenschwerpunkte und der Ankoppelpunkte der Fahrwerkselemente. Das Wankverhalten des Fahrzeugmodells ist dem des realen Fahrzeugs angepasst. Die Verwindungsfähigkeit des betrachteten Geländefahrzeugs wurde im Modell ebenfalls abgebildet. Das Modell des passiven Fahrzeugs stellt somit ein

Mehrkörpersystem mit 5 Massen und 34 Freiheitsgraden dar. Die Systemparameter wurden entweder den Herstellerdaten entnommen oder im Zuge einer Parameteridentifizierung aus den Messdaten ermittelt [13].

3.2.1.3 Massen und Massenträgheitsmomente

Die Positionen der Ankoppelpunkte von Federn und Dämpfern sowie die Massen der Starrkörper konnten aus den Herstellerdaten näherungsweise ermittelt werden. Die Herstellerdaten enthielten jedoch keine Informationen über die Massenträgheitsmomente und die Schwerpunkte. Diese Daten wurden ebenso näherungsweise durch Vergleich mit der gemessenen Lastenverteilung und mit Hilfe eines Optimierungsverfahrens ([13], Abschnitt 3.2.4) gewonnen. Die Lagen der Schwerpunkte sowie die Positionen der Ankoppelpunkte von Federn und Dämpfern wurden aus den verfügbaren Konstruktionszeichnungen entnommen.

Tabelle 3-3: Massen und Trägheitsmomente der Starrkörper

Starrkörper	Masse [kg]		Massenträgheitstensor [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$] (J_{xx} J_{yy} J_{zz})	
	Kabine	m_K	5480	\underline{T}_K
Rahmenvorderteil	m_{RV}	2386	\underline{T}_{RV}	(270, 2472, 2497)
Rahmenhinterteil inkl. Lastenträger	m_{RH}	1989	\underline{T}_{RH}	(371, 2047, 2125)
Vorderachse	m_{VA}	985	\underline{T}_{AV}	(534, 74, 551)
Hinterachse	m_{HA}	1040	\underline{T}_{AH}	(533, 408, 873)

3.2.2 FAHRWERK

Die Modelle des Fahrwerks (vorn und hinten, vgl. Abb. 3-5) beinhalten gleiche Elemente: Feder, Dämpfer (später durch Aktorik ersetzt), Panhardstab und Stabilisator. Das hintere Schubrohr ist an den Rahmen vorn gekoppelt und wird deshalb dem vorderen Fahrwerk zugeordnet. Die Fahrwerkskomponente werden im Folgenden erläutert.

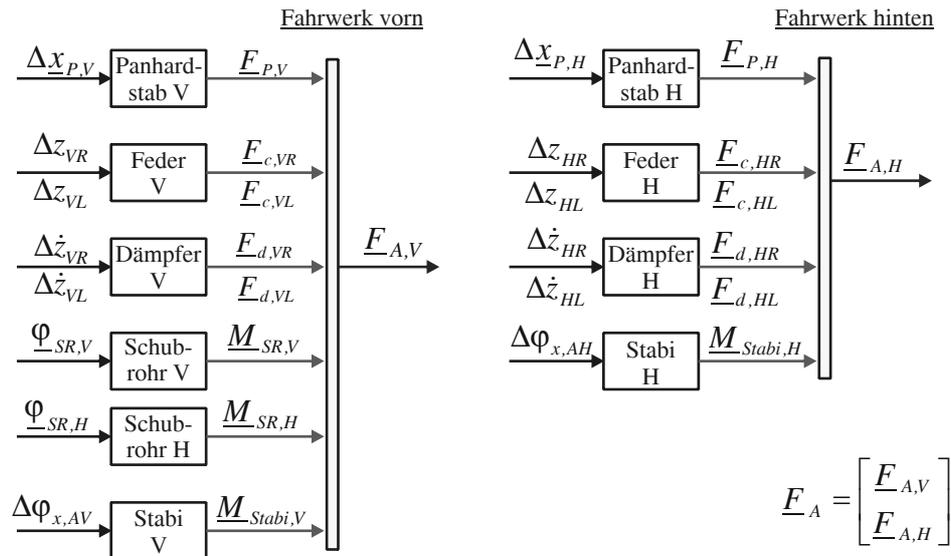


Abbildung 3-5: Komponenten des Fahrwerkmodells

3.2.2.1 Stabilisator

Das Fahrzeug besitzt vorn und hinten jeweils einen Stabilisator. Dabei handelt es sich um eine quer liegende Drehstabfeder, die bei einer Wankbewegung des Aufbaus, also einer gegensinnigen Federbewegung der Räder einer Achse, tordiert wird und dadurch ein Rückstellmoment um die Wankachse liefert. Bei gleichzeitigem Einfedern beider Räder tritt der Stabilisator nicht in Aktion.

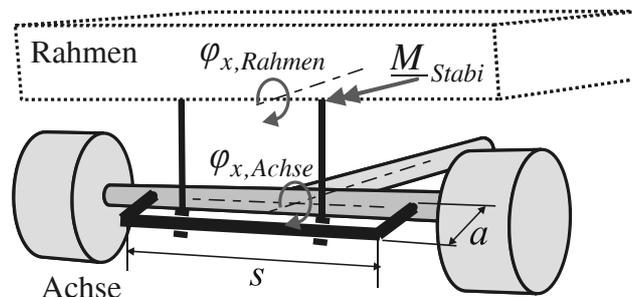


Abbildung 3-6: Stabilisator

Ein geeignetes Ersatzmodell wird in [60] vorgestellt; demnach ist das am Rahmen abgestützte Moment:

$$M_{x, Stabi} = c_{Stabi} \cdot \Delta\varphi_x \quad (3.3)$$

$\Delta\varphi_x$: relative Verdrehung des Rahmens zu der Achse, $\Delta\varphi_x = \varphi_{x, Achse} - \varphi_{x, Rahmen}$

In der Konstante c_{Stabi} werden die Abmessungen des Stabilisators, wie in Abb. 3-6 dargestellt, und die Torsionssteifigkeit c'_{Stabi} zusammengefasst:

$$c_{Stabi} = s^2/a^2 \cdot c'_{Stabi} = 30000 \text{ Nm/rad}.$$

3.2.2.2 Panhardstab

Die Führung der Achsen im Fahrzeug in Querrichtung beim Ein- und Ausfedern erfolgt über die Panhardstäbe. Der Panhardstab verbindet eine Seite einer Starrachse mit der anderen Seite des Fahrzeugrahmens. An den beiden Aufhängepunkten ist er drehbar gelagert. Konstruktiv handelt es sich um einen Stab oder ein Rohr. Durch die gefederte Verbindung von Fahrzeugrahmen und -achsen sind neben Auf- und Abbewegungen auch Seitwärtsbewegungen der Achse möglich, was zur Verschlechterung der Spurtreue des Fahrzeugs führt. Da der Panhardstab fast parallel zur Achse läuft, wird der Stab bei Auf- und Abbewegungen der Achse nur um einen geringen Winkel verdreht. Zusammen mit dem großen Radius l_p des von ihm dabei beschriebenen Kreises ergibt sich also eine kleine Seitwärtsverschiebung der Achse.

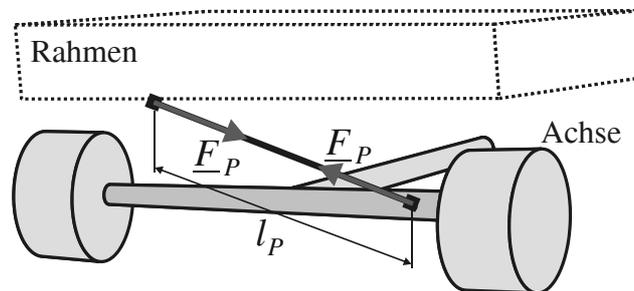


Abbildung 3-7: Panhardstab

Um das Einführen weiterer Starrkörper und kinematischer Kopplungen zu vermeiden, beschreibt man die Panhardstäbe im Modell durch masselose Feder-/Dämpferelemente mit hoher Steifigkeit und Dämpfung:

$$F_P = c_P \cdot (|\underline{x}| - l_P) + d_P \cdot \underline{e}_x \cdot \dot{\underline{x}}, \quad (3.4)$$

$$\underline{F}_P = F_P \cdot \underline{e}_x: \quad \text{Panhardstabkraft}$$

$$\underline{e}_x = \underline{x}/|\underline{x}|: \quad \text{Einheitsvektor, Richtungsvektor}$$

Parameter	Wert	Einheit	Erläuterung
c_P	5000000	N/m	Steifigkeit des Panhardstabes
d_P	5000	Ns/m	Dämpfung des Panhardstabes
$l_{P,v}$	0,905	m	Panhardstablänge vorn
$l_{P,h}$	1,065	m	Panhardstablänge hinten

3.2.2.3 Feder- und Dämpfer

Sämtliche Feder- und Dämpfungskonstanten waren zu Beginn der Identifikation unbekannt. Die Werte für die Feder- und Dämpfungsraten von Lagerungen, Stabilisator etc. wurden im Rahmen des Identifikationsprozesses ermittelt. Die Informationen über Aufbaufeder und -dämpfer standen zum Teil zur Verfügung.

Die nichtlinearen Kennlinien der Feder entsprechen im Bereich von -0,1 bis 0,15 m den vom Hersteller gelieferten Daten. Der weitere Verlauf wurde anhand von Messungen und mit Hilfe einer Optimierung ([13]) ermittelt. Die Anschläge sind in diesen Kennlinien in Form einer sehr großen Kraft ab +/- 0,25 m berücksichtigt. In Abb. 3-8 sind die verwendeten Federkennlinien dargestellt:

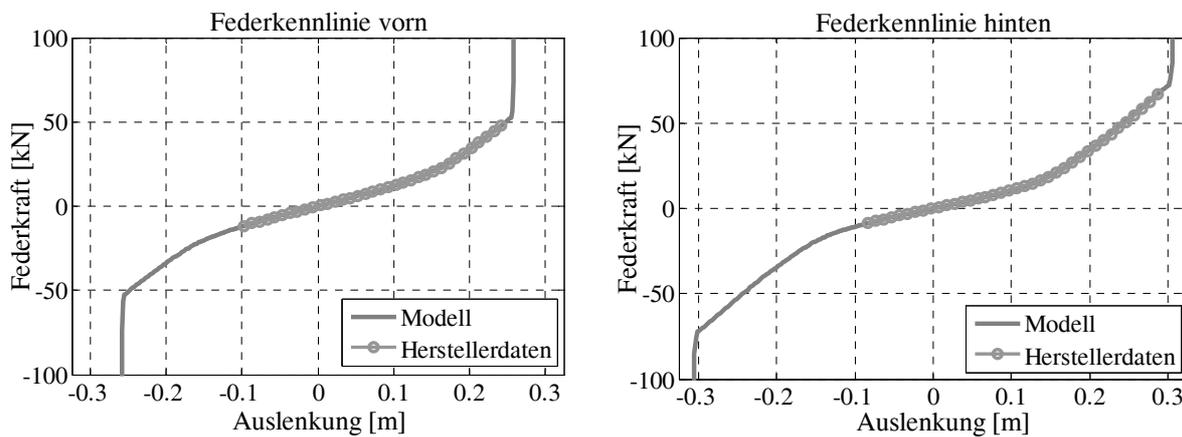


Abbildung 3-8: Nichtlineare Federkennlinien

Der Verlauf der Dämpferkennlinie basiert ebenfalls auf den Informationen des Herstellers. Hier war lediglich der Verlauf der Kennlinie im Bereich von -0,5 m/s bis 0,5 m/s bekannt. Abb. 3-9 zeigt im Vergleich die Dämpferkennlinien, die sich aus den Herstellerangaben und aus der Messung ergeben, und die Kennlinien, die im Modell umgesetzt wurden:

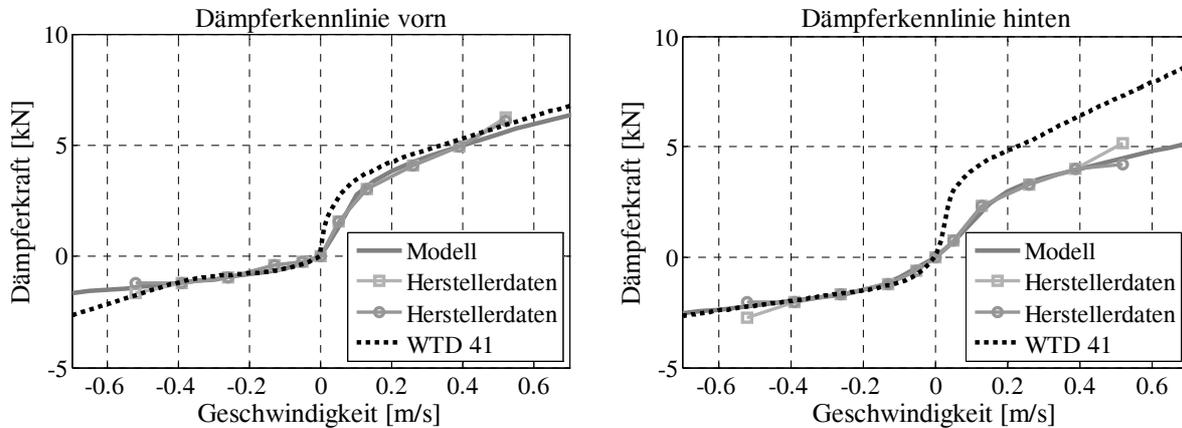


Abbildung 3-9: Nichtlineare Dämpferkennlinien

3.2.3 UMGEBUNGSMODELL

Zur Nachbildung der Fahrmanöver, z. B. einer Überfahrt von Einzelhindernissen bei einer vorgegebenen Geschwindigkeit, werden der Kontakt des Fahrzeugs über die Räder / Reifen mit der Fahrbahn in einem Reifenmodell und die Geschwindigkeitsvorgabe in einem vereinfachten Antriebsmodell beschrieben.

3.2.3.1 Antriebsmodell

Die Bewegung des Fahrzeugs in x-Richtung mit einer konstanten Geschwindigkeit wird mit Hilfe einer Geschwindigkeitsregelung (P-Regler) realisiert. Das Modell ist stark vereinfacht: Das Fahrzeug wird an allen vier Rädern mit gleicher Kraft angetrieben. Die Differenz aus der Sollgeschwindigkeit v_{soll} und der Geschwindigkeit des Fahrzeugs v_{ist} wird mit dem Faktor $K_{Antrieb}$ multipliziert und liefert so die Gesamtantriebskraft

$$F_{Antrieb, ges} = K_{Antrieb} \cdot (v_{soll} - v_{ist}). \quad (3.5)$$

Diese Kraft wird durch 4 geteilt und greift dann an den vier Radnaben in x-Richtung an. Der Kraftvektor ergibt sich somit zu:

$$F_{Antrieb, i} = \frac{F_{Antrieb, ges}}{4}, \quad i = \{VR, VL, HR, HL\}. \quad (3.6)$$

3.2.3.2 Reifenmodell

Für die Modellierung eines Reifens gibt es viele Möglichkeiten. So können z. B. die Umfangskraft mit Längsschlupf und die Seitenkraft samt Reifenrückstellmoment mit Querschlupf in die Beschreibung miteinbezogen werden ([69]). Für die Untersuchungen der Vertikaldynamik beschränkt man sich zunächst auf ein einfaches Modell mit den Reifenkräften, die nur in die Ver-

tikalrichtung wirken. Die Elastizität des Reifens wurde durch ein Feder-Dämpfer-Element mit linearer Federkonstante $c_{R,z}$ und linearer Dämpferkonstante $d_{R,z}$ abgebildet, dessen Federlänge im unbelasteten Zustand l_0 dem Reifenradius entspricht.

In Abhängigkeit der vertikalen Radnabenposition z_R und der vertikalen Latschposition z_L und deren zeitlicher Änderungen werden die wirksamen dynamischen Radlasten mit Hilfe der folgenden Gleichung bestimmt (vgl. Gl. (4.8) und Gl. (4.9)):

$$F_{R,z} = c_{R,z} \cdot (z_L - (z_R - l_0)) + d_{R,z} \cdot (\dot{z}_L - \dot{z}_R). \quad (3.7)$$

Parameter	Wert	Einheit	Erläuterung
$c_{R,z}$	65000	N/m	Reifenfedersteifigkeit in z-Richtung
$d_{R,z}$	2000	Ns/m	Reifendämpfungskonstante in z-Richtung

Dieses Reifenmodell stellt allerdings nur eine sehr grobe Approximation der Realität dar, insbesondere bei einer Sprunganregung (z. B. Fahrt über eine Stufe). Zum einen werden in diesem Fall die Kräfte in x-Richtung nicht berücksichtigt, zum anderen nimmt der Term

$$\frac{d(z_L - z_R)}{dt} = (\dot{z}_L - \dot{z}_R) \quad (3.8)$$

sehr hohe Werte an. Einen realistischen Reifenkraftaufbau in vertikaler Richtung bei einer Stufenüberfahrt erhält man, indem man die Latschposition z_L mit einem sogenannten Latschfilter verzögert aus der Straßenanregung z_S berechnet. Der Latsch wird vereinfacht durch eine ebene Fläche approximiert. Auf die Latschlänge lässt sich demnach durch folgende Betrachtung schließen: Die Größe der Aufstandsfläche eines Reifens hängt in erster Linie von der Aufstandskraft $F_{R,z}$ und vom Luftdruck p_R ab, weil der Innendruck des Reifens den Großteil der Radlast trägt. So kann z. B. das Überfahren einer Stufe, bei dem sogar Mehrfachkontakte auftreten, qualitativ nachgebildet werden. Mit dieser vereinfachten Annahme kommt man auf folgenden Zusammenhang:

$$F_{R,z} = A_L \cdot p_R. \quad (3.9)$$

A_L : Aufstandsfläche eines Reifens, Latsch, $A_L = l_L \cdot b_R$

l_L : Latschlänge

b_R : Reifenbreite

Die Straßenunebenheiten mit Wellenlängen kleiner als die doppelte Latschlänge werden weitgehend vom Reifen absorbiert, so dass die hochfrequenten Anteile des Straßenprofils das Rad nicht mehr anregen. Dieses Verhalten lässt sich näherungsweise mit einem Tiefpassfilter 1. Ordnung (Latschfilter) beschreiben:

$$G_L(s) = \frac{z_L}{z_S} = \frac{l}{T_L \cdot s + l} \quad (3.10)$$

Die Abschwächung der Anregung beginnt also bei einer Wellenlänge von $2 \cdot l_L$, und somit ist die Zeitkonstante T_L umgekehrt proportional zur Fahrgeschwindigkeit v :

$$T_L = \frac{l}{f_L \cdot 2\pi} = \frac{2 \cdot l_L}{v \cdot 2\pi} = \frac{l_L}{v \cdot \pi} \quad (3.11)$$

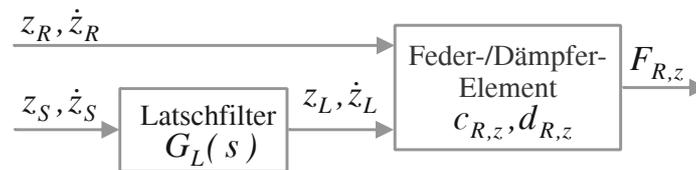


Abbildung 3-10: Reifenmodell

3.2.3.3 Straßenanregung

Im Betrieb erfährt ein Fahrzeug Störungen unterschiedlicher Ursachen, sei es die Anregung durch eine Kurvenfahrtsituation oder plötzlich auftretender Wind. Diese Arbeit widmet sich der Untersuchung der Vertikaldynamik des Fahrzeugs. Deshalb werden in erster Linie die Anregungen durch die Straßenunebenheiten betrachtet. Im Folgenden werden die bekannten Anregungssignale erörtert.

Transiente Anregungen

Die Impuls-, die Rechteckanregung und weitere Testsignale gehören zu den transienten Signalen, die im Gegensatz zu den harmonischen Signalen nichtperiodisch sind. So ist z. B. der Dirac-Impuls ein ideales Anregungssignal, da mit ihm im Frequenzbereich alle Frequenzen mit konstanter Amplitude im wahrsten Sinne des Wortes "auf einen Schlag" angeregt werden. In der Praxis kann jedoch kein idealer Dirac-Impuls erzeugt werden. An realisierbaren transienten Anregungen werden rechteck-, halbkreis- und trapezförmige Hindernisse (s. Abb. 3-16) verwendet.

Stochastische Anregungen

Eine für viele Untersuchungen adäquate Anregungsart ist die stochastische Anregung, mit der sich zweckmäßige Leistungsdichteverteilungen für typische Anregungssignale erzeugen lassen. Die gemessenen Straßenspektren $\Phi_h(\Omega)$ sind über der Erregerfrequenz in Abb. 3-11 a) aufgetragen ([11], [49], [60]). Diese Spektren werden durch Gl. (3.12) näherungsweise beschrieben und ergeben im doppellogarithmischen Maßstab Geraden.

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} \quad (3.12)$$

Die langen Wellen in Abb. 3-11 a) weisen größere Amplituden im Straßenunebenheitsspektrum auf als kurze Wellen. Um verschiedene Straßenprofile beschreiben zu können, sind zwei Kenngrößen erforderlich, welche die Höhe und die Steigung der Geraden im Diagramm bestimmen.

Ein Maß für die Höhe der Geraden ist das Unebenheitsmaß $\Phi_h(\Omega_0)$. Dieser Wert weist darauf hin, ob sich die Straße in einem guten oder schlechten Zustand befindet. $\Omega_0 = 1/m$ ist die Bezugswegkreisfrequenz bei einer Wellenlänge $L_0 = 2\pi m$.

Die Steigung der Geraden ist durch das Welligkeitsmaß w , das aus den Effektivwerten im Aufbau- und im Achsresonanzbereich gebildet wird, gegeben. Das Welligkeitsmaß w beschreibt das Straßenprofil; es gibt also an, ob die Straße überwiegend lange oder kurze Wellen beinhaltet. Ist w groß, dominieren die langen Wellen. In [60] ist die Zusammenstellung von Mittelwerten aus den gemessenen Daten dargestellt. Demnach variiert die Welligkeit um den Wert 2.

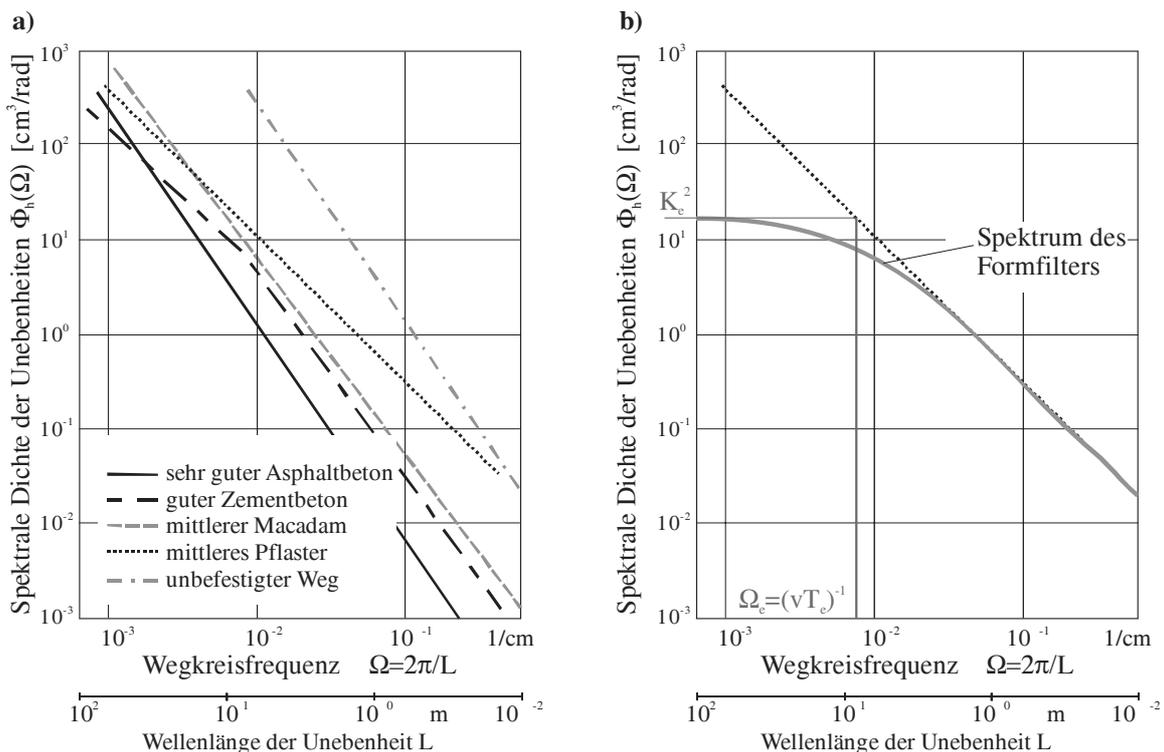


Abbildung 3-11: a) Approximation gemessener Unebenheitsspektren, b) Approximation über ein Formfilter (vgl. [60])

Für die mathematische Analyse von Fahrzeugschwingungen werden die stochastischen Anregungen durch farbiges Rauschen synthetisiert. Dieses farbiges Rauschen entsteht durch die Kombination von weißem Rauschen und einem Formfilter (vgl. Abb. 3-12). Die spektralen Unebenheitsdichten werden – wie in Abb. 3-11 b) gezeigt – mit Hilfe eines Formfilters 1. Ordnung

mit der Übertragungsfunktion

$$G_e(s) = \frac{K_e}{T_e \cdot s + 1} \quad (3.13)$$

approximiert ([44], S. 60ff.). Die Approximation einer stochastischen Anregung auf diese Weise wird am Beispiel des Anregungssignals "Schweizer Bahn" (Testbahn in Trier) demonstriert. Die Formfilterparameter erhält man durch den Vergleich mit den Amplitudenspektren des "Schweizer Bahn"-Signals, wie in Abb. 3-12 dargestellt:

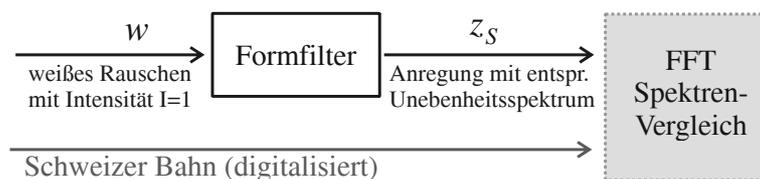


Abbildung 3-12: Erzeugung eines stochastischen Anregungssignals

Das Unebenheitsspektrum der "Schweizer Bahn" wird aus den verfügbaren digitalisierten Daten berechnet. Die Unebenheitsverteilung dieser Teststrecke wird durch die Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{K_e}{T_{e,1} \cdot s + 1} \cdot \left(\frac{1}{T_{e,2} \cdot s + 1} \right)^3 \quad (3.14)$$

approximiert. Die entsprechende Verstärkung und die Zeitkonstanten sind in der folgenden Tabelle aufgezählt:

$v = 7 \text{ m/s}$	Fahrgeschwindigkeit
$\Omega_0 = 10 \text{ m}^{-1}$	Bezugwegkreisfrequenz
$\Phi_h(\Omega_0) = 512 \text{ cm}^3$	Unebenheitsmaß
$\Omega_{e,1} = 0,25 \text{ m}^{-1}, \Omega_{e,2} = 20 \text{ m}^{-1}$	Wegkreisfrequenzen
$T_{e,1} = 1/(v \cdot \Omega_{e,1}), T_{e,2} = 1/(v \cdot \Omega_{e,2})$	Zeitkonstanten
$K_e = \Omega_0/\Omega_{e,1} \cdot \sqrt{(\Phi_h(\Omega_0))/v}$	Verstärkung

In Abb. 3-13 sind die Amplitudenspektren der "Schweizer Bahn" und der Übertragungsfunktion des Formfilters nach Gl. (3.14) gezeigt:

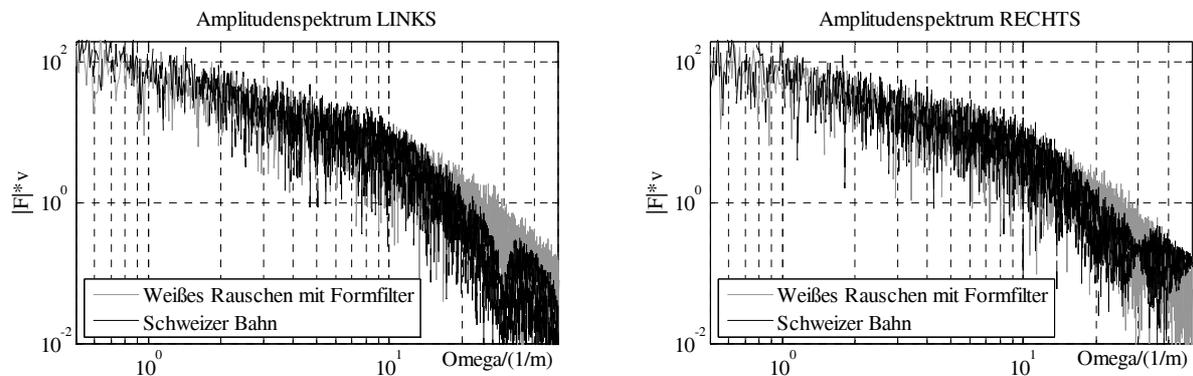


Abbildung 3-13: Amplitudenspektren: "Schweizer Bahn" und weißes Rauschen mit dem Formfilter 4. Ordnung

3.2.4 SYSTEMANALYSE

Die Analyse des Fahrzeugmodells beginnt bereits in der Phase der Modellbildung. Zunächst soll festgelegt werden, mit wievielen Massen das Bewegungsverhalten ausreichend abgebildet werden kann und wie man das Zusammenspiel dieser Massen – gegeben durch kinematische Kopplungen und Kraftgesetze – beschreibt. Zur Erstellung eines Modells und dessen Validierung bedarf es einer Vorgehensweise, welche die vorhandenen Informationen wie die Herstellerdaten und die Messungen am Fahrzeug nutzt, um die physikalischen Eigenschaften deutlich abzugrenzen und in einem Modell als Systemparameter umzusetzen. Modellbildung und Analyse des Zielfahrzeugs erfolgten wie in Abb. 3-14 skizziert.

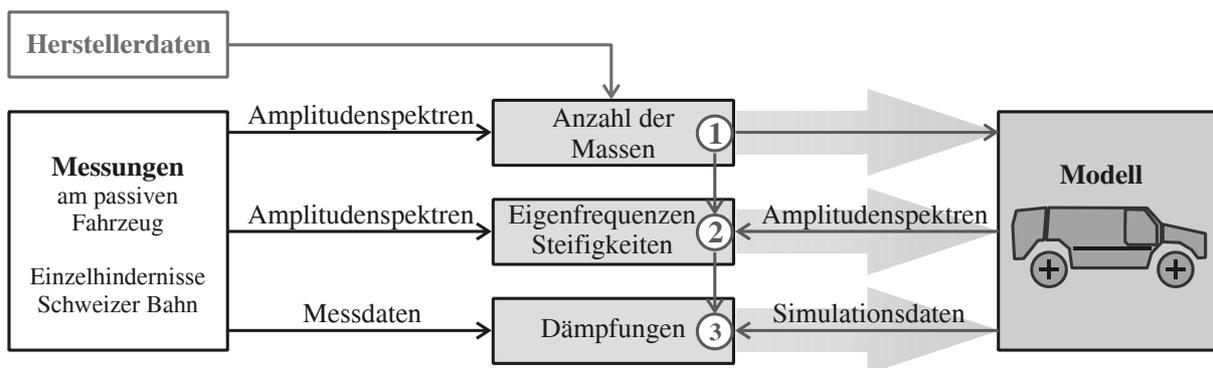


Abbildung 3-14: Vorgehensweise bei Modellbildung und Analyse

Das Fahrzeugmodell besteht aus mehreren Beschreibungselementen mit einer Vielzahl von Parametern. Eine große Zahl von Systemparametern waren zu Beginn der Identifikation unbekannt. Es konnten zwar einige Informationen den Herstellerdaten entnommen werden, diese

Daten waren allerdings nicht komplett und auch größtenteils nicht konsistent, so dass häufig Annahmen auf Basis von Überschlagsrechnungen getroffen werden mussten, wie z. B. bei der Ermittlung von Schwerpunktlagen einzelner Masselemente und deren Trägheitsmomenten. Um Parameter, die mit einer großen Unsicherheit behaftet waren, besser abschätzbar zu machen, wurden einfache Fahrzeugmodelle erstellt. Mit Hilfe dieser Modelle konnten die Einflüsse bestimmter Parameter, entkoppelt von Effekten, die im komplexen Modell auftreten, betrachtet werden. Beispielsweise wurden mit anhand eines Ein-Rad-Modells die Parameter von Aufbaufeder und -dämpfer geschätzt.

Des Weiteren wurde anhand der Erfahrungen mit anderen, ähnlichen Fahrzeugen eine erste Abschätzung der unbekannt Systemparameter durchgeführt. Für eine Anzahl von Parametern, z. B. für Reifenfedersteifigkeiten und Reifendämpfung, konnten Anhaltswerte in entsprechender Fachliteratur ([58]) sowie bei Recherchen im Internet gefunden werden.

Zur Identifizierung des Modells wurden Messungen am Fahrzeug mit dem konventionellen Fahrwerk gemacht. Die aus den Messdaten berechneten Spektren lieferten Informationen über die Anzahl der charakteristischen Massen im System. Aus den Herstellerdaten konnten die Gewichtsangaben beteiligter Massen ermittelt werden. Durch die Betrachtung der Eigenfrequenzen aus den gemessenen Spektren und denen aus dem Modell wurde auf die entsprechenden Steifigkeiten des Systems geschlossen. Ein Abgleich der Mess- und der Simulationsdaten im Zeitbereich lieferte die Systemdämpfungen. In jedem Schritt erhielt man so mehr Informationen über das System. Die Ermittlung der Systemparameter und deren Optimierung wurden schrittweise vollzogen.

3.2.4.1 Messungen am passiven Fahrzeug

An jeder Achse des Fahrzeugs wurden jeweils 2 Sensoren für die Vertikalbeschleunigung, links und rechts außen, angebracht (Sensoren 1 bis 4). Weitere 6 Sensoren (5-7 und 8-10) wurden an zwei Montagewürfeln befestigt und im Fahrzeug eingebaut, so dass damit die Messung der Längs-, Quer- und Vertikalbeschleunigungen an zwei Messpunkten möglich war. In Abb. 3-15 ist die Anordnung der Sensoren bei den Messungen skizziert:

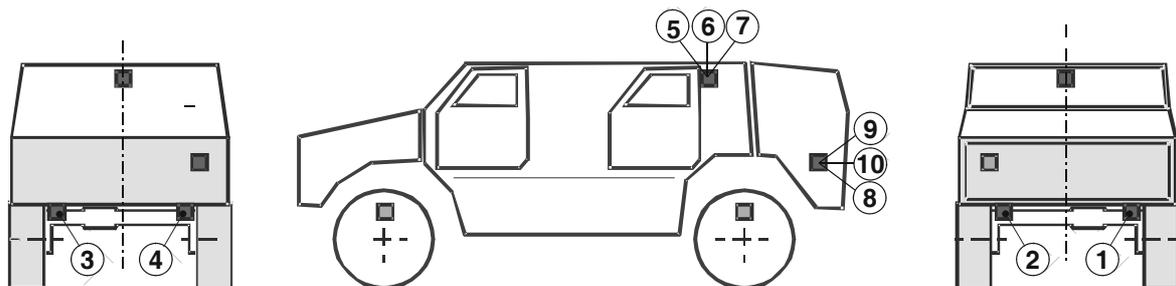


Abbildung 3-15: Sensoranordnung

Mit dem passiven Fahrzeug wurden Hindernisse bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten (4 und 10 km/h) überfahren und die Beschleunigungssignale digital aufgezeichnet. Bei den Einzelhindernissen handelte es sich um Stufen-, Halbkreis- und Trapezhindernisse wie in Abb. 3-16 abgebildet. Diese Hindernisse wurden sowohl jeweils mit beiden Rädern einer Achse gleichzeitig überfahren (Hub- und Nickbewegungen als dominante Aufbaubewegungen) als auch nur mit dem linken oder nur dem rechten Rad jeder Achse (Wankbewegung als dominante Aufbaubewegung).

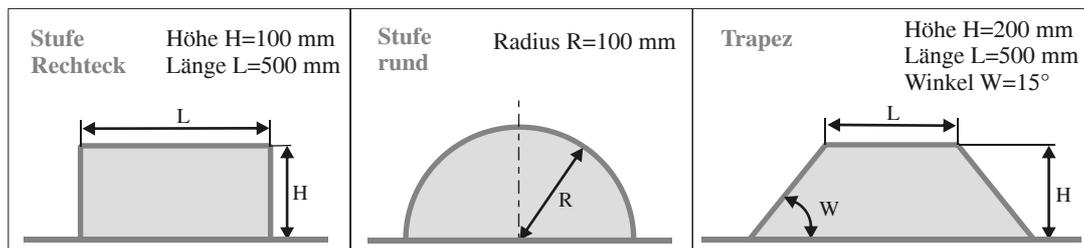


Abbildung 3-16: Einzelhindernisse

Diese Einzelhindernisse wurden ausgewählt, weil sie eine kurzzeitige impulsähnliche Anregung des Fahrzeugs darstellen. Wird ein schwingungsfähiges System – in diesem Fall das Zielfahrzeug – mit einem Impuls oder einem Sprung angeregt und anschließend sich selbst überlassen, so führt es Eigenschwingungen aus. Misst man den Verlauf von Systemzuständen (wie z. B. Beschleunigungen oder Geschwindigkeiten) und berechnet die zugehörigen Spektren, so kann anhand von Spektren auf die Eigenfrequenzen des Fahrzeugs geschlossen werden.

Neben den oben genannten Hindernissen wurde die 250 m lange sogenannte "Schweizer Bahn" überfahren. Diese Bahn zeichnet sich dadurch aus, dass die Stützstellen ihres Höhenprofils einen gleichmäßigen Abstand von 10 cm besitzen, die zugehörigen Höhen jedoch im Intervall $[0,10\text{ cm}]$ gleich verteilt sind. Eine stochastische Anregung dieser Form eignet sich besonders gut für Frequenzgangsuntersuchungen, weil alle Frequenzen in etwa gleichmäßig angeregt werden.

Bei der Auswertung der Messdaten stellte sich heraus, dass Messfahrten, die unter scheinbar gleichen Umständen (Geschwindigkeit und Anregungstyp) durchgeführt wurden, voneinander abweichen. Im Wesentlichen werden dafür folgende Einflüsse verantwortlich gemacht:

- Der Tempomat des Fahrzeugs lässt nur eine sehr träge Regelung der Geschwindigkeit zu. Dies hat zur Folge, dass trotz dieser Geschwindigkeitsregelung die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht konstant gehalten wurde.
- Bei den Messfahrten konnte nicht sichergestellt werden, dass das Fahrzeug immer im gleichen Winkel auf das Hindernis trifft. Erreichten die Räder zu unterschiedlichen Zeitpunkten das Hindernis, so wurde das zuerst auffahrende Rad etwas stärker beschleunigt.

Diese Abweichungen führten bei der Analyse zu unterschiedlichen Ausprägungen von Spektren. Das Problem bei der Zuordnung von Spektren zu Eigenbewegungen besteht nun darin, dass einzelne Spektrallinien, die in manchen Messungen deutlich hervorstechen, in anderen Messungen, die unter vermeintlich gleichen Bedingungen durchgeführt wurden, kaum zu sehen sind. Ein Rückschluss auf Eigenfrequenzen ist somit nur schwer möglich.

Beispielsweise wurde das Fahrzeug bei den Fahrten mit ca. 10 km/h stärker zu Schwingungen angeregt als bei den Fahrten mit 4 km/h. Beim Betrachten der Messdaten wurde deutlich, dass sich die gemessenen Beschleunigungen nicht nur in den Schwingungsamplituden unterscheiden; auch die Spektren liegen je nach gefahrener Geschwindigkeit und Anregung bei unterschiedlichen Frequenzen.

3.2.4.2 Anzahl der Massen

In Abb. 3-17 sind die Amplitudenspektren der Beschleunigungssignale, die an den Achsen gemessen wurden, gezeigt. Hierbei handelte es sich um eine Messfahrt mit einer Geschwindigkeit von 10 km/h über ein 10 cm hohes Halbkreishindernis.

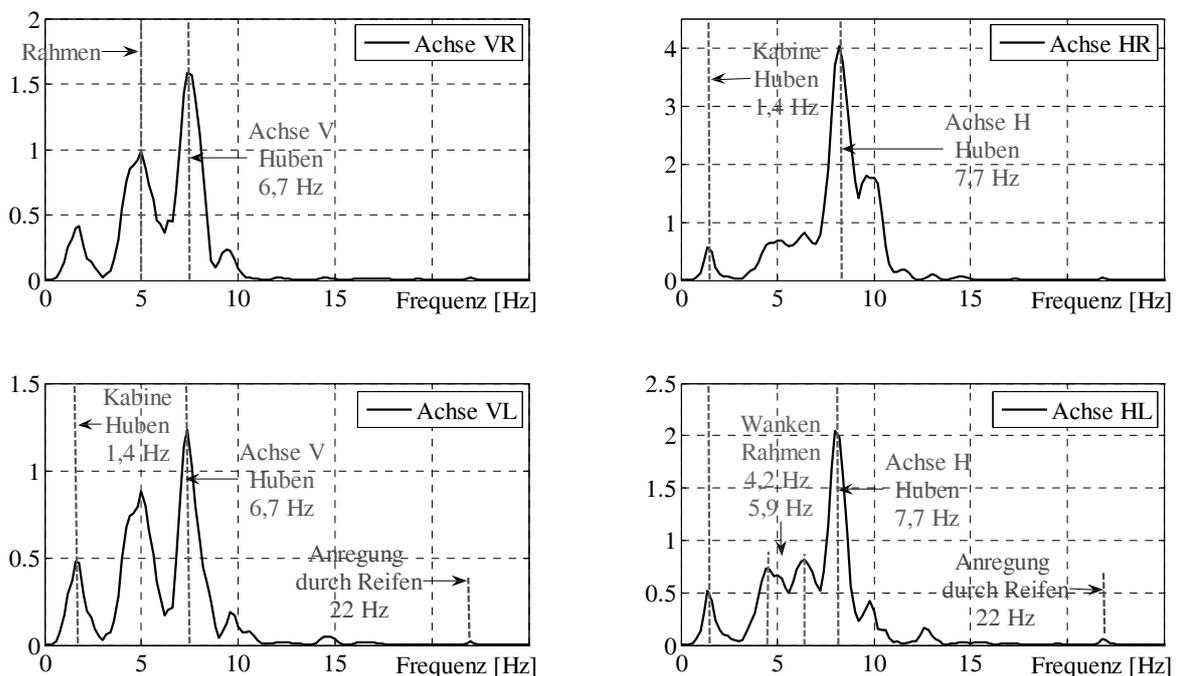


Abbildung 3-17: Spektren von Beschleunigungssignalen (Achsen vorn und hinten), $v = 10$ km/h

Die Stellen, an denen die Spektrallinien höhere Werte aufweisen, deuten auf die charakteristischen gefederten Massen hin. Wenn man die Amplitudenspektren aus den Messsignalen an den Achsen, in der Kabine und am Lastenträger (Abb. 3-15) hinzunimmt und diese miteinander vergleicht, so kommt man zu dem Schluss, dass der Fahrzeugrahmen als eine zusätzliche Masse modelliert werden muss. Des Weiteren ist bekannt, dass das Fahrzeug einen flexiblen Leiterrah-

men besitzt und dadurch extrem verwindungsfähig ist. Diese Eigenschaft des Rahmens lässt sich im Modell durch 2 Starrkörper mit den Freiheitsgraden Verdrehung (Rotation um die x-Achse) und die Verbiegung (Rotation um die y-Achse) abbilden. Das Fahrzeugmodell besteht demnach aus 5 Starrkörpern (vgl. Tabelle 3-1) mit 14 Freiheitsgraden. Die Wechselwirkungen dieser Massen werden im Modell mit Hilfe von Kraftgesetzen charakterisiert. Die Kraftgesetze werden in der Regel durch ein lineares Federdämpferelement – also mit zwei Parametern für Dämpfung und Federsteifigkeit – oder durch die nichtlinearen Kennlinien gegeben. Die Abbildung der beteiligten Massen samt Trägheitsmomenten mit den wirkenden Kräften führt zu einem Modell mit einer außerordentlich hohen Anzahl an Systemparametern, die identifiziert werden müssen.

3.2.4.3 Bestimmung von Eigenfrequenzen, Steifigkeiten aus Amplitudenspektren

Um die Steifigkeiten des Systems zu ermitteln und die Eigenfrequenzen zu den Fahrzeugbewegungen zuzuordnen, hat man wiederum die Amplitudenspektren verwendet. Die Zuordnung von Eigenfrequenzen zu den Freiheitsgraden des Modells gestaltete sich schwierig, weil sich in den gemessenen Signalen unterschiedliche Schwingungsanteile überlagern.

Diese Schwingungsanteile lassen sich in drei Kategorien einordnen:

- Eigenschwingungen der einzelnen Starrkörper: In diesem Fall werden die wesentlichen Massen des Fahrzeugs betrachtet. Dazu zählen die Kabine, der Rahmen und die Achsen.
- "Koppelschwingung", Anteile anderer Eigenbewegungen: Aufgrund der Kopplung der Starrkörper regen sich die Fahrzeugmassen gegenseitig zu Schwingungen an. So ergibt sich z. B. durch die Hubbewegung der Kabine die Nickbewegung beider Rahmenteile, wodurch dann auch die Kabine eine Nickanregung erfährt. Diese Beobachtung belegen die Untersuchungen im Zustandsraum (Abschnitt 3.2.5, Tabelle 3-5).
- Weitere Schwingungsanteile: Ein Beispiel ist die Anregung hervorgerufen durch die Profilstollen (Abschnitt 3.2.4.1). Die Zuordnung von Eigenfrequenzen wurde zusätzlich durch eine dauerhafte Schwingungsanregung des Fahrzeugs, die durch die Profilstollen des Reifens verursacht wird und von der Geschwindigkeit abhängt, erschwert. Bei einer Geschwindigkeit von ca. 4 km/h werden die Achsen durch Profilstollen zum Schwingen (9 Hz) angeregt. Bei einer 10 km/h-Fahrt hingegen ist diese Schwingung weniger ausgeprägt (vgl. Abb. 3-18).

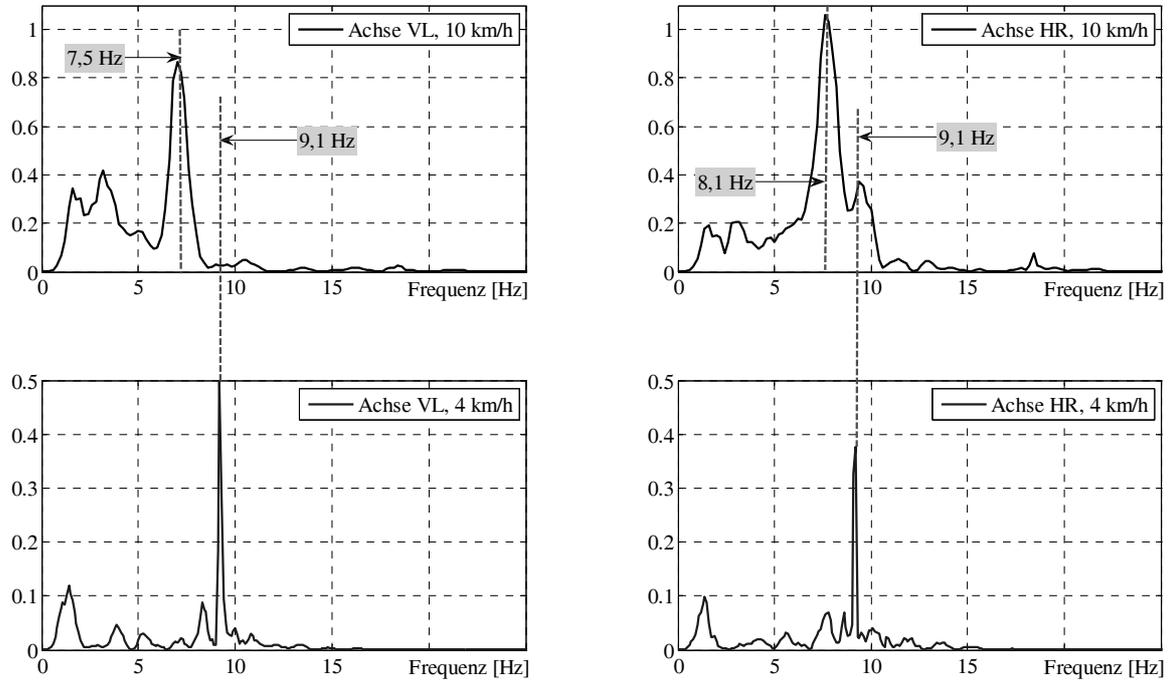


Abbildung 3-18: Spektren von Beschleunigungssignalen an den Achsen (10 cm hohes Stufenhindernis, Geschwindigkeit $v = 10$ km/h)

Die Reifen des ATF DINGO besitzen sehr grobe und hohe Profilstollen (s. Abb. 3-19). Fährt das Fahrzeug nun wie bei den Messfahrten auf einem harten Untergrund (Asphalt), so kommt es allein durch das Abrollen auf den hohen Stollen zu einer Schwingungsanregung. Die Frequenz dieser Anregung lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$f_{\text{Anregung}} = \frac{v \cdot n}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{Rad}}} \quad (3.15)$$



Abbildung 3-19: Fahrzeugreifen des DINGO

Bei einer Stollenanzahl $n = 28$, einem Radius $r_{Rad} = 0,52$ m und einer Geschwindigkeit $v = 4$ km/h ergibt sich somit eine Anregungsfrequenz von ca. 9 Hz. Die größte Spektrallinie der 4 km/h-Fahrt entspricht also nicht, wie zunächst angenommen, der Eigenfrequenz der Achsen. Vielmehr ist es die Frequenz der Fahrzeugschwingungen, die durch die Daueranregung durch die Profilstollen hervorgerufen wird. Bei der Fahrt mit 10 km/h liegt die Anregungsfrequenz bei ca. 22 Hz. Aufgrund der Massenträgheit der Achsen führt diese Anregung zu keinen nennenswerten Schwingungsamplituden und ist somit in einer spektralen Darstellung nicht deutlich erkennbar.

Um die Grenzfälle (Begrenzungen beim Einfedern) zu vermeiden und sich auf einen Kleinsignalbereich zu beschränken, hat man die meisten Messfahrten mit einer Geschwindigkeit von 4 km/h durchgeführt. Bei den langsameren Messfahrten kommt es allerdings zu einer Überlagerung des Amplitudenspektrums mit dem Anteil aus der Anregung durch Profilstollen.

Die Hubfrequenzen der Achsen können aus den in Abb. 3-17 dargestellten Amplitudenspektren abgelesen werden. Die Hubeigenfrequenz der vorderen Achse liegt bei 6,7 Hz und die der hinteren Achse bei 7,7 Hz. Neben den dominierenden Achseigenfrequenzen lassen sich bei der Spektrendarstellung auch weitere wesentlichen Eigenbewegungen feststellen: die Hubeigenfrequenzen der Kabine bei 1,4 Hz und weitere Eigenbewegungen im Bereich von 5 Hz. Die kleine Resonanzstelle bei 22 Hz bestätigt die Annahme, dass die Spektren, verursacht durch eine Anregung durch die Profilstollen, in der gesamten spektralen Darstellung sichtbar sind. Bei einer Messung mit 4 km/h überwiegen die aus der Anregung resultierenden Spektren, so dass Aussagen über die Eigenfrequenzen der Achsen sowie über die Eigenfrequenzen des Vorder- und des Hinterrahmens zusätzliche Untersuchungen erfordern.

In Abb. 3-20 sind die Spektren gezeigt, die aus der Messung bei einer Geschwindigkeit von 4 km/h berechnet wurden. Der Hubbewegung der Kabine kann eindeutig die Eigenfrequenz 1,4 Hz zugeordnet werden. Die Kabine wankt mit einer Eigenfrequenz von 0,8 Hz. Wie sich in folgenden Untersuchungen herausstellen wird, liegt die Nickeigenfrequenz der Kabine bei 1,7 Hz.

Die Spektrenamplituden der ausgewerteten Messsignale für Beschleunigungen in x-Richtung sind deutlich höher als bei den Beschleunigungssignalen in y- und z-Richtungen. Deshalb könnte man an dieser Stelle fälschlicherweise behaupten, dass die Nickeigenfrequenz des Fahrzeugs bei 1 Hz liegt, und dass bei dieser Testfahrt die Nickbewegung stärker ausgeprägt war als die Wank- und Hubbewegungen. Dieser Effekt kommt weniger aus der Nickbewegung, vielmehr aus der Fahrsituation und der Hindernisüberfahrt. So wird das Fahrzeug unregelmäßig beschleunigt und beim Überfahren des Hindernisses wieder abgebremst. Aus diesen Schwankungen der Geschwindigkeit während der Messung resultieren höhere Spektrenamplituden aus den gemessenen Beschleunigungssignalen in Längsrichtung.

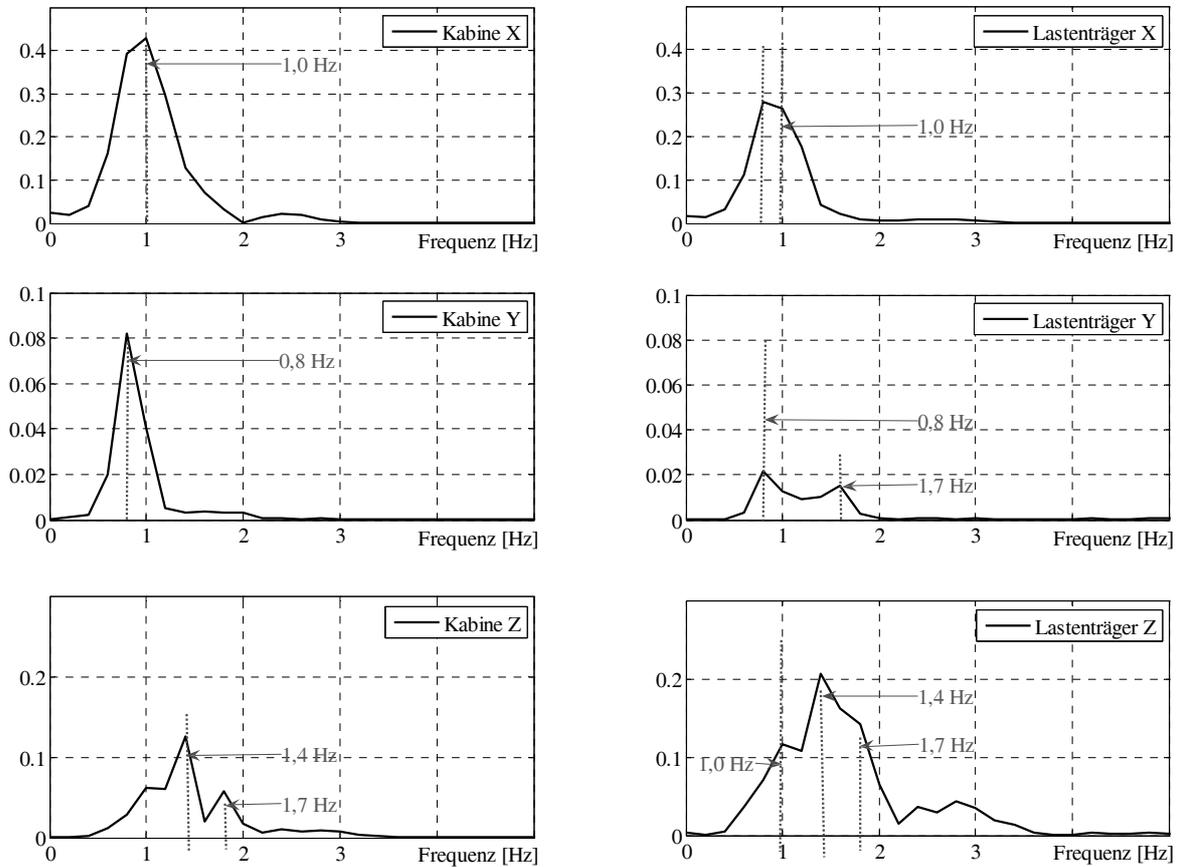


Abbildung 3-20: Spektren von Beschleunigungssignalen (Kabine, Lastenträger), $v = 4 \text{ km/h}$

3.2.4.4 Dämpfungen aus dem Abgleich von Mess- und Simulationsdaten

Dem Fahrzeugmodell wurde eine dem realen Fahrzeug während der Messungen entsprechende Anregung aufgeprägt. Beim Vergleich von Mess- und Simulationsdaten wurden einige Abweichungen zwischen dem Verhalten des realen Fahrzeugs und dem des Modells festgestellt. Der Hauptgrund dafür ist die vereinfachte Darstellung des Reifens im Modell. Um dennoch die Simulations- und Messdaten sinnvoll vergleichen zu können, wurde die Anregung über die Reifen im Modell aus den vorhandenen Messdaten nachempfunden. Dazu wurden auf die Radnabe wirkende Kraftverläufe so generiert, dass die Achsen sich bewegen bzw. beschleunigen wie während der Messfahrt am realen Fahrzeug. Diese Kraftverläufe wurden direkt durch 4 Regler (VR, VL, HR, HL) eingestellt. Die von den Reglern gestellten Kräfte greifen direkt in vertikaler Richtung jeweils an denjenigen Punkten auf der Achse an, an denen die Beschleunigungen der Achsen gemessen werden.

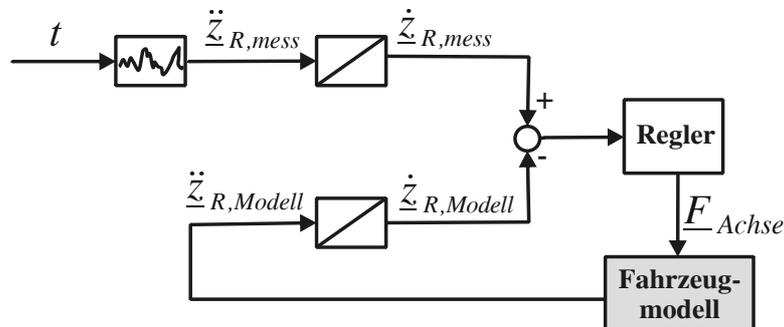


Abbildung 3-21: Anregungsmodell für die Identifikation

Die Beschleunigungssignale an den Achsen aus der Messung und aus der Simulation werden zu Geschwindigkeiten integriert. Aus der Differenz dieser Geschwindigkeiten $\Delta\dot{z}_{R,i}$ und einem PI-Regler $G_R(s)$ ergibt sich die erforderliche Kraft:

$$F_{Achse,i} = G_R(s) \cdot \Delta\dot{z}_{R,i} \quad (3.16)$$

mit

$$\Delta\dot{z}_{R,i} = \dot{z}_{R,mess} - \dot{z}_{R,Modell},$$

$$i = \{VR, VL, HR, HL\}.$$

Das oben beschriebene Vorgehen ermöglicht, den Achsen im Modell die gleichen Bewegungen "aufzuzwingen" wie im realen Fahrzeug während der Messung. Dadurch werden das vereinfacht beschriebene Reifenmodell und damit einhergehende Ungenauigkeiten weitgehend umgangen, so dass man nun das Fahrzeug oberhalb der Achsen (beide Rahmenteile und Kabine) relativ gut abstimmen kann.

Für die Identifikation der Systemparameter mit dem oben vorgestellten Modell für Gelände und Achsen / Reifen wurden die Messdaten einer Fahrt über die in Abschnitt 3.2.3.3 beschriebene "Schweizer Bahn" verwendet. So konnten die restlichen Parameter wie z. B. die Dämpfungen und Steifigkeiten der Gummilagerungen ermittelt werden. Dies wurde im Rahmen einer Optimierung vollzogen, in der die Abweichungen zwischen Mess- und Simulationsdaten minimiert wurden. Nach der Identifizierung der Systemparameter mit der stochastischen Anregung wurde die Optimierung der Systemparameter mit den transienten Anregungen durchgeführt. Die gemessenen und die simulierten Zeitverläufe der Quer- und Hubbeschleunigungen der Kabine bei einer Fahrt mit einer Geschwindigkeit von ca. 4 km/h über ein stufenförmiges, 10 cm hohes Hindernis sind in Abb. 3-22 gezeigt. Bei der dargestellten Wankanregung wurde das Hindernis einseitig überfahren.

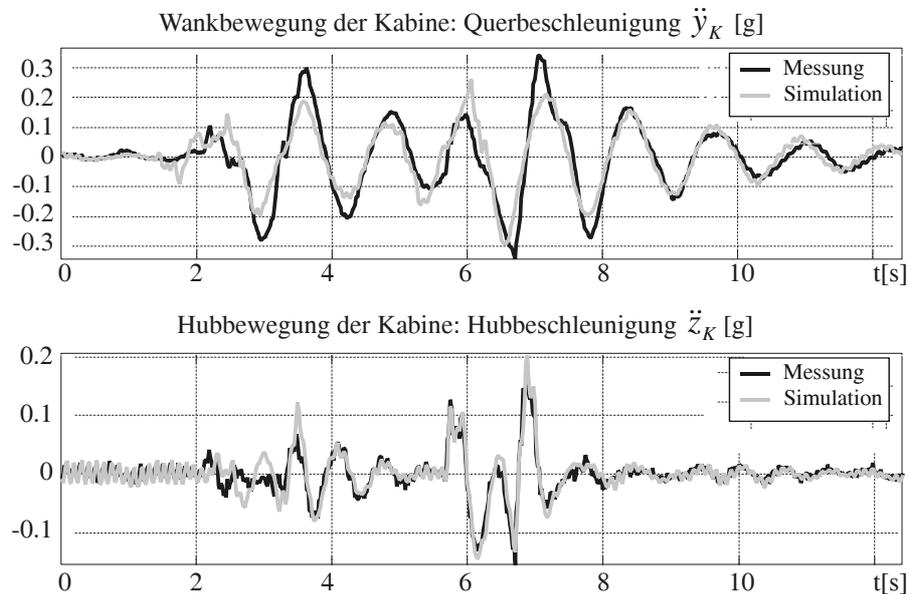


Abbildung 3-22: Zeitantworten: Wank- und Hubbewegung

Zu vermerken ist eine gute Kongruenz zwischen dem Modell und dem realen System. Der Vergleich der Messungen mit der Simulation zeigt, dass die Hubbewegung der Kabine im Modell wiedergegeben wird. Die Hubeigenfrequenz der Kabine liegt bei 1,4 Hz und die Wankeigenfrequenz der Kabine bei 0,75 Hz. Die Eigenfrequenzen für diese Bewegung im realen System und im Modell sind also deckungsgleich. Die Ursache für die Abweichung in der Amplitude bei der Wankbewegung ist möglicherweise den Nichtlinearitäten des Systems zuzuschreiben, die, im Modell vereinfacht, zum Teil linear beschrieben wurden.

3.2.4.5 Eigenfrequenzen im Modell

In diesem Abschnitt werden die berechneten Betragskennlinien des validierten Modells gezeigt. Für die Ermittlung der Störübertragungsfunktion wird das Fahrzeugmodell zweckmäßig angeregt: Die Intensität der Anregung entspricht der in Abschnitt 3.2.3.3 approximierten "Schweizer Bahn". Um eine realistische Fahrsituation nachzubilden, müssten die Hinterräder zeitversetzt angeregt werden, was sich durch Padé-Glieder realisieren ließe. Beim Überfahren von Hindernissen mit vorderen und hinteren Rädern würden dann neben Hub- auch Nick- und Wankbewegungen angeregt werden, die dann in der Betragskennlinie sichtbar wären. Um die für jede Bewegung charakteristischen Eigenfrequenzen deutlich hervorzuheben, wurden alle vier Räder gleichzeitig angeregt. Des Weiteren wurde je nach betrachteter Bewegung das Anregungssignal z_s mit entsprechenden Vorzeichen, wie in Abb. 3-23 gezeigt, versehen:

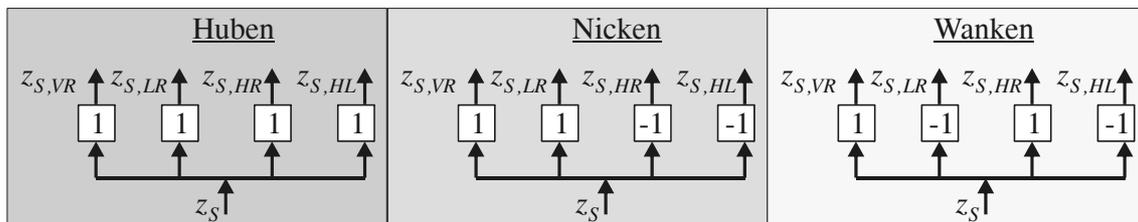


Abbildung 3-23: Anregungsmodell für die Berechnung von Störübertragungsfunktionen

Anhand der berechneten Betragskennlinien der Störübertragungsfunktionen für die Kabinenbewegungen bzw. Radlasten, die in den folgenden Graphen dargestellt sind, lassen sich die Eigenfrequenzen des im Modell beschriebenen Fahrzeugs ablesen.

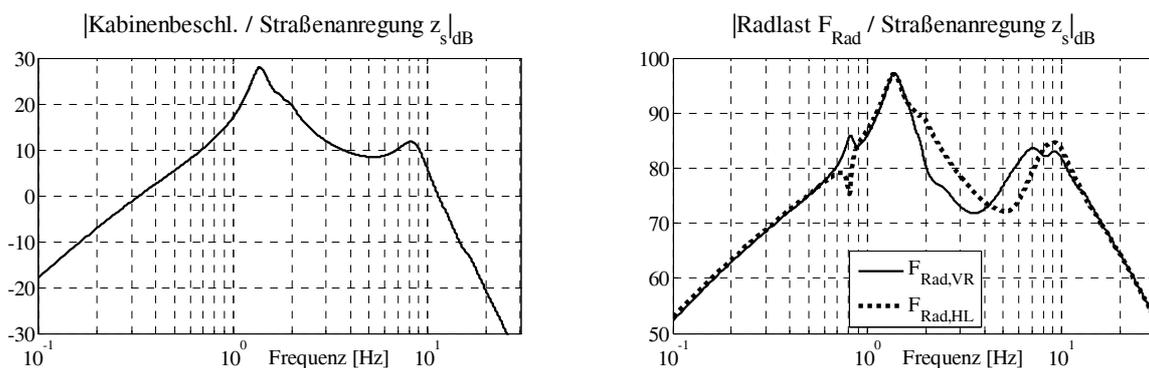


Abbildung 3-24: Betragskennlinien der Hubbewegung

Die Hubeigenfrequenz der Kabine liegt bei 1,4 Hz (Abb. 3-24). Die Achsen vorn und hinten reagieren auf eine Hubanregung mit leicht unterschiedlichen Schwingungen um 8 Hz. Die Betragskennlinien der Störungsübertragungsfunktion der Radlasten weisen eine Resonanz bzw. Tilgung bei 0,8 Hz auf. Das bedeutet, dass bei einer Nickbewegung des Fahrzeugs die Kabine

auch zum Wanken angeregt wird. Die Erklärung für die resultierende Wankbewegung der Kabine bei einer reinen Hubanregung liefert die Modalanalyse in Abschnitt 3.2.5.

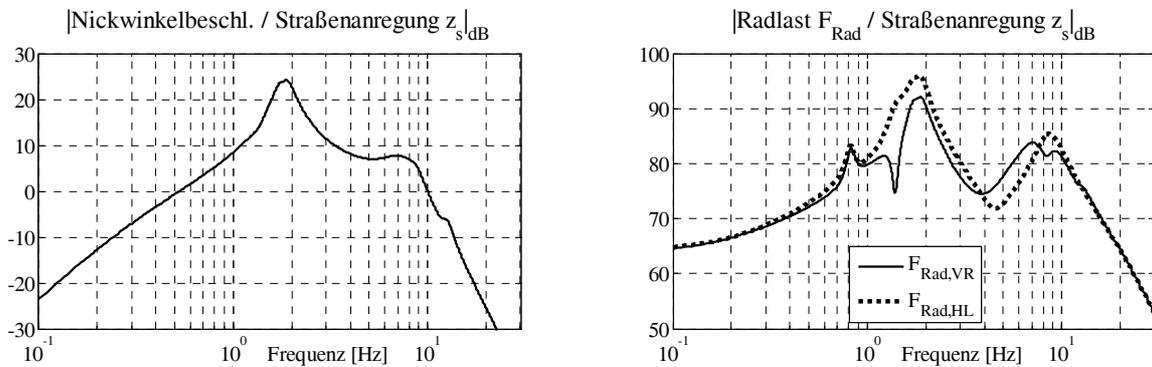


Abbildung 3-25: Betragskennlinien der Nickbewegung

Die Kabine nickt mit einer Eigenfrequenz von 1,7 Hz (Abb. 3-25). Die Eigenfrequenzen der Achsen sind wie bei der Hubbewegung hinten und vorn unterschiedlich. Das liegt daran, dass die Kabine mehr auf dem vorderen Rahmenteil aufliegt und sich somit mehr an der Vorderachse als an der Hinterachse abstützt. Die Hubeigenfrequenz der vorderen Achse liegt bei 7 Hz, die der hinteren Achse bei ca. 8,2 Hz. Da aber die einzelnen Massen des Fahrzeugs sich bei einer Anregung gegenseitig zu weiteren Bewegungen anregen, ist nicht auszuschließen, dass es sich bei diesen Frequenzen mehr um die Wankfrequenzen der Achsen handelt. Eine eindeutige Erklärung für die Wechselwirkungen im System erhält man wiederum mit einer Modalanalyse.

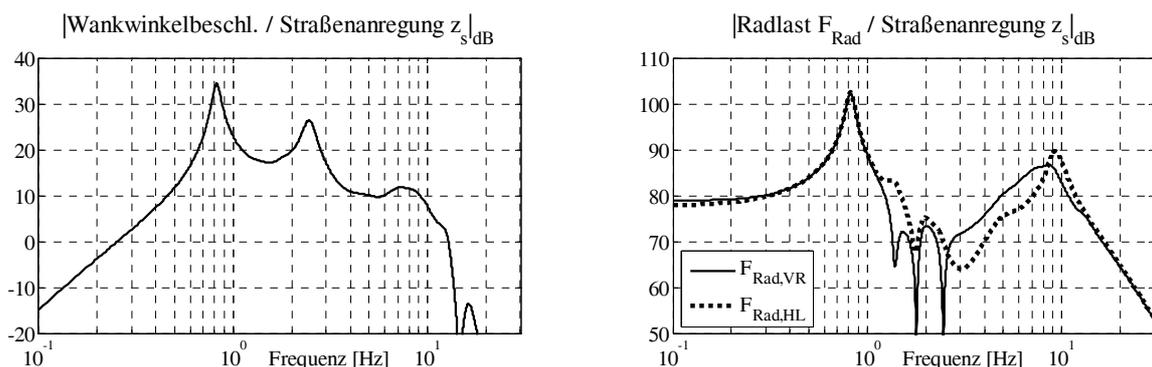


Abbildung 3-26: Betragskennlinien der Wankbewegung

Die Wankfrequenz der Kabine liegt bei 0,8 Hz (Abb. 3-26). Die Eigenfrequenzen der Achsen liegen bei 7 Hz (vorn) und 8,2 Hz (hinten). Des Weiteren fällt in Abb. 3-26 eine zusätzliche Resonanz bei 2,4 Hz auf. Diese Eigenfrequenz ist der Wankbewegung des vorderen Rahmenteils zuzuordnen. Wegen der Gummilagerung der Kabine auf den beiden Rahmenteilen wanken Kabine und Rahmen unabhängig voneinander.

3.2.5 MODALANALYSE

Die Bewegungen der Fahrzeugmassen sind wegen der Fahrzeuggeometrie stark miteinander verkoppelt. Die Zuordnung der Frequenzen wird erheblich durch die Analyse im Zustandsraum, die in diesem Abschnitt beschrieben wird, erleichtert.

Das bekannteste Verfahren zur experimentellen Analyse von mechanischen Systemen ist die Modalanalyse, die auch als Eigenschwingungsanalyse bezeichnet wird. Grundsätzlich beruht die Modalanalyse auf der Tatsache, dass jede Bewegung eines Körpers als eine gewichtete Summe ihrer Modenformen darstellbar ist. Im Rahmen der Modalanalyse werden die Modenformen des Systems mit entsprechenden Eigenfrequenzen und Dämpfung ermittelt.

Das System wird um die statische Ruhelage linearisiert, und man erhält eine Zustandsdarstellung wie in Gl. (3.17):

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}} &= \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{B} \cdot \underline{u} \quad . \\ \underline{y} &= \underline{C} \cdot \underline{x}\end{aligned}\quad (3.17)$$

\underline{x} : Vektor mit den Zustandsvariablen aus dem Modell; die Zustände des Systems werden in CAMEL-View automatisch generiert und sind den definierten Freiheitsgraden des Systems zugeordnet (vgl. Tabelle 3-1).

\underline{y} : Modale Größen: Hub-, Nick- und Wankwinkellagen und -geschwindigkeiten von Kabine und Rahmen sowie Hub- und Wankwinkellagen und -geschwindigkeiten von Achsen (vgl. Tabelle 3-2).

\underline{u} : Eingänge des Systems, in diesem Fall die Straßenanregungen an vier Rädern.

Um von den Freiheitsgraden des Systems zu den modalen Zuständen zu gelangen, habe ich eine Modaltransformation durchgeführt, welche die Eigenvektoren, Eigenfrequenzen und die modalen Dämpfungen liefert (vgl. Abb. 3-27). Durch die Modaltransformation der Form

$$\underline{x} = \underline{V} \cdot \underline{z} \quad (3.18)$$

erhält man das transformierte System mit der Darstellung

$$\dot{\underline{z}} = \underline{V}^{-1} \cdot \underline{A} \cdot \underline{V} \cdot \underline{z} + \underline{V}^{-1} \cdot \underline{B} \cdot \underline{u} = \text{diag}(\lambda_i) \cdot \underline{z} + \underline{V}^{-1} \cdot \underline{B} \cdot \underline{u}, \quad (3.19)$$

$$\underline{y} = \underline{C} \cdot \underline{V} \cdot \underline{z}, \quad (3.20)$$

$\underline{V} = [\underline{v}_1, \underline{v}_2, \dots, \underline{v}_n]$ ist die Rechtseigenvektormatrix.

Durch Betrachtung der Eigenfrequenzen λ_i , die im transformierten System den gewählten modalen Größen entsprechen, und Vergleich dieser mit den dazugehörigen Rechtseigenvektoren

$$v_i, i = 1, \dots, n$$

können die Frequenzen und die Dämpfungen für einzelne Bewegungen ermittelt werden. Zu jedem Eigenwert sind die Einträge der $C \cdot V$ -Matrix in Abb. 3-27 graphisch dargestellt. Die längsten Balken bedeuten den größten Einfluss der jeweiligen Eigenform auf eine Bewegung. Die Nummerierung der Ausgänge, die in dem Ausgangsvektor y zusammengefasst sind, ist in Tabelle 3-4 aufgeführt. Die nicht explizit aufgeführten Eigenwerte (von 1 bis 5 und 28 bis 34) sind den Integratoren im System und den Zeitkonstanten aus dem Latschfilter zuzuordnen.

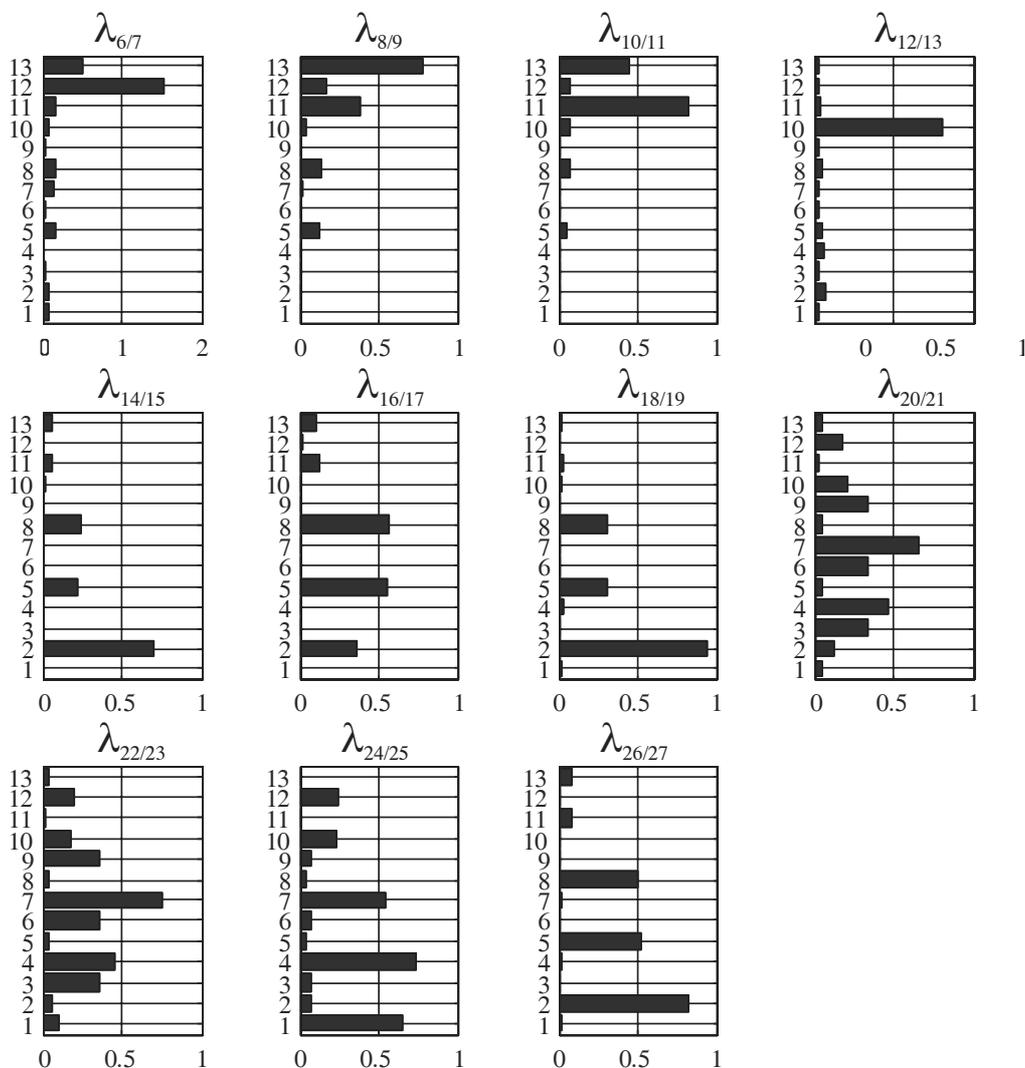


Abbildung 3-27: Modal transformiertes passives System

Tabelle 3-4: Ausgänge des linearisierten Systems

Nr.	Symbol	Bewegung
1	\dot{z}_K	Kabine (K) Huben
2	$\dot{\varphi}_{x,K}$	Kabine (K) Wanken
3	$\dot{\varphi}_{y,K}$	Kabine (K) Nicken
4	\dot{z}_{RV}	Rahmen vorn (RV) Huben
5	$\dot{\varphi}_{x,RV}$	Rahmen vorn (RV) Wanken
6	$\dot{\varphi}_{y,RV}$	Rahmen vorn (RV) Nicken
7	\dot{z}_{RH}	Rahmen hinten (RH) Huben
8	$\dot{\varphi}_{x,RH}$	Rahmen hinten (RH) Wanken
9	$\dot{\varphi}_{y,RH}$	Rahmen hinten (RH) Nicken
10	\dot{z}_{AV}	Achse vorn (AV) Huben
11	$\dot{\varphi}_{x,AV}$	Achse vorn (AV) Wanken
12	\dot{z}_{AH}	Achse hinten (AH) Huben
13	$\dot{\varphi}_{x,AH}$	Achse hinten (AH) Wanken

Tabelle 3-5: Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaße

Nr.	Frequenz	Dämpfungsmaß	max. Anteil	Zuordnung zu den Bewegungen ^a
6,7	7,85	0,24	12, (13, 11)	$\dot{z}_{AH}, (\dot{\varphi}_{x,AH}, \dot{\varphi}_{x,AV})$ Huben (AH)
8, 9	8,12	0,15	13, (11, 12)	$\dot{\varphi}_{x,AH}, (\dot{\varphi}_{x,AV}, \dot{z}_{AH})$ Wanken (AH)
10, 11	8,15	0,09	11, (13, 12)	$\dot{\varphi}_{x,AV}, (\dot{\varphi}_{x,AH}, \dot{z}_{AH})$ Wanken (AV)
12, 13	6,74	0,13	10, (2, 4)	$\dot{z}_{AV}, (\dot{\varphi}_{x,K}, \dot{z}_{RV})$ Huben (AV)
14, 15	6,19	0,27	2, (5, 8)	$\dot{\varphi}_{x,K}, (\dot{\varphi}_{x,RV}, \dot{\varphi}_{x,RH})$ rowspan="3">Verkoppelte Wankbewegungen des Rahmens
16, 17	4,69	0,26	8, (5, 11)	$\dot{\varphi}_{x,RH}, (\dot{\varphi}_{x,RV}, \dot{\varphi}_{x,AV})$
18, 19	2,42	0,09	2, (5, 8)	$\dot{\varphi}_{x,K}, (\dot{\varphi}_{x,RV}, \dot{\varphi}_{x,RH})$
20, 21	1,84	0,06	7, (4, 3)	$\dot{z}_{RH}, (\dot{z}_{RV}, \dot{\varphi}_{y,K})$ rowspan="3">Verkoppelte Nick- und Hubbewegungen
22, 23	1,74	0,06	7, (4, 3)	$\dot{z}_{RH}, (\dot{z}_{RV}, \dot{\varphi}_{y,K})$
24, 25	1,33	0,07	4, (1, 7)	$\dot{z}_{RV}, (\dot{z}_K, \dot{z}_{RH})$
26, 27	0,77	0,05	2, (5, 8)	$\dot{\varphi}_{x,K}, \dot{\varphi}_{x,RH}, \dot{\varphi}_{x,RV}$ Wanken (K)

a. Die Kürzel sind in Tabelle 3-4 erklärt

Die Komponenten der Aktorik sind in Abb. 3-28 dargestellt. Parallel zur Aufbaufeder wird anstelle des konventionellen Dämpfers ein Hydraulikzylinder eingebaut. Die Zylinderkammern sind jeweils über eine Drossel an einen Speicher angeschlossen. Aktuiert wird der Hydraulikzylinder durch eine verstellbare Pumpe, die das Druckmedium zwischen den Speichern fördert und somit den aktiven Eingriff in die Federung darstellt. Durch die Drosseln wird eine passive Dämpfung realisiert. Die Speicher werden benötigt, um das Volumen der Kolbenstange beim Ein- und Ausfahren des Zylinders auszugleichen. Bei schnellen Bewegungen des Zylinders wird von den Speichern kurzzeitig Ölvolumen aufgenommen bzw. abgegeben.

Pumpe

Das Modell der Flügelzellenpumpe setzt sich aus zwei Teilmodellen zusammen: dem Modell der Pumpe selbst und dem der Verstellung. Das Ersatzschaltbild des Modells für die Verstellung ist in Abb. 3-29 gezeigt.

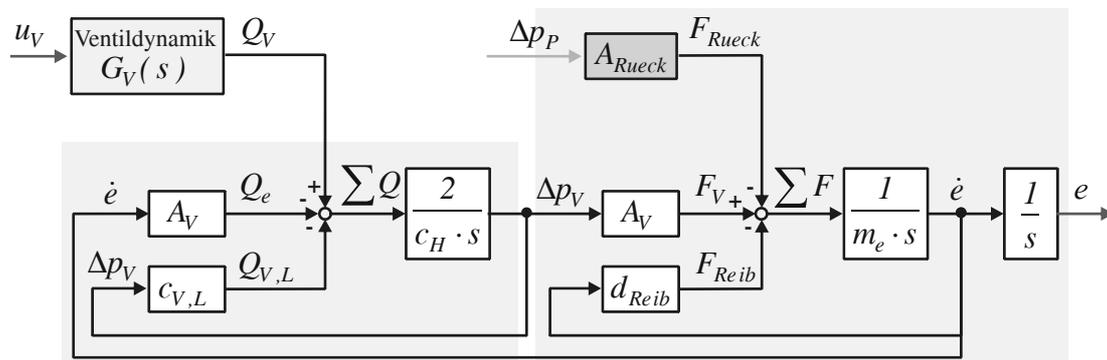


Abbildung 3-29: Ersatzmodell der Pumpenverstellung

Für die Verstellung wird ein 4/3-Wegeregelventil eingesetzt. Die Verstelldynamik des Ventils lässt sich gut durch eine Übertragungsfunktion 2. Ordnung beschreiben:

$$G_V(s) = \frac{Q_V}{u_V} = \frac{K_V}{1 + 2d_V T_V \cdot s + T_V^2 \cdot s^2}. \quad (3.21)$$

u_V : Steuerspannung des Ventils; nimmt Werte zwischen -24 V und +24 V an

Q_V : Ölvolumenstrom durch Ventil in jeweils eine Kammer des Verstellzylinders

Die Dämpfung d_V und die Zeitkonstante T_V des Ventils entsprechen den Angaben aus den Herstellerdatenblättern. Die Dämpfung der Verstelldynamik d_V wird als konstant angenommen. Sie liegt zwischen 0,4 (im Großsignalbereich) und 0,9 (im Kleinsignalbereich). Die Bandbreite des Ventils liegt je nach Signalbereich zwischen 50 und 100 Hz.

Aus der Bilanz der Volumenströme:

$$\sum Q = Q_V - Q_{V,L} - Q_e$$

mit

$$Q_{V,L}: \quad \text{Leckölvolumenstrom } Q_{V,L} = \Delta p_V \cdot c_{V,L}$$

$$Q_e: \quad \text{Ölvolumenstrom durch die Bewegung des Verstellkolbens: } Q_e = \dot{e} \cdot A_V$$

ergibt sich die Druckänderung im Verstellzylinder:

$$\Delta p = \int \frac{2}{c_H} \cdot \sum Q dt. \quad (3.22)$$

Die hydraulische Kapazität c_H ist in den beiden Kammern gleich und wird als konstant angenommen.

Die Bewegung des Hubrings mit der Masse m_e wird nach Newton-Euler wie folgt beschrieben:

$$m_e \cdot \ddot{e} = \sum F \quad (3.23)$$

mit

$$\sum F = F_V - F_{Reib} - F_{Rueck}.$$

Die Verstellkraft F_V ergibt sich aus der Multiplikation der Druckdifferenz Δp_V im Hubraum der Verstellung mit der für die Verstellung wirksamen Fläche A_V :

$$F_V = \Delta p_V \cdot A_V. \quad (3.24)$$

Die Reibung in den Lagern wird als linear abhängig von der Gleitgeschwindigkeit des Hubrings angenommen. Mit dem Reibkoeffizienten der Verstellung d_R gilt für die Reibkraft F_R :

$$F_{Reib} = d_{Reib} \cdot \dot{e}. \quad (3.25)$$

Die Rückstellkraft F_{Rueck} wird durch die "Last"-Druckdifferenz Δp_P verursacht. In erster Näherung kann diese Kraft durch einen proportionalen Zusammenhang mit dem Faktor A_{Rueck} beschrieben werden:

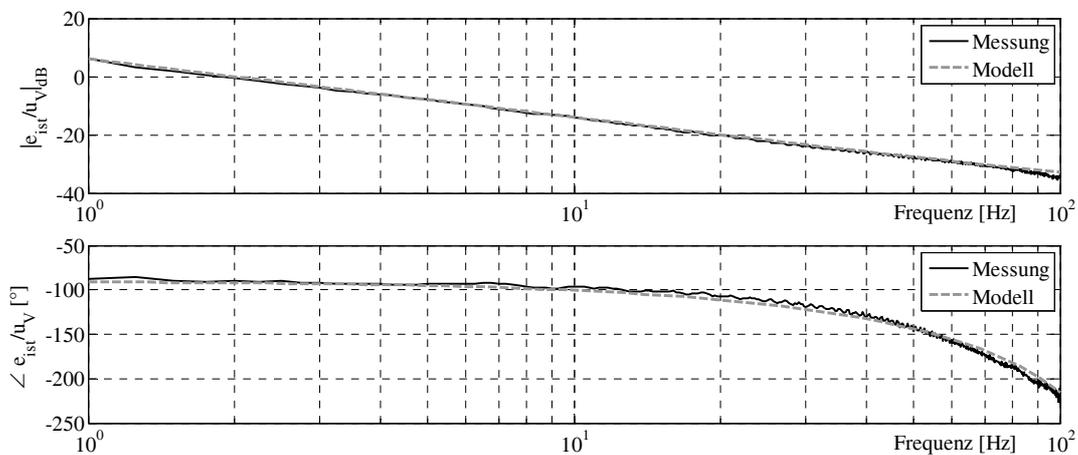
$$F_{Rueck} = A_{Rueck} \cdot \Delta p_P. \quad (3.26)$$

Die Angaben über die Kolbenflächen und die Durchflusscharakteristik der Ventile stammen aus den Datenblättern. Die unbekannt Systemparameter (hydraulische Kapazität, Leckölkoeffizient und Dämpfungskonstante der Flügelzellenpumpe) wurden anhand von Messungen am Prüfstand ermittelt. Die aus den Untersuchungen am Prüfstand gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich der Verstellodynamik und der Leckage wurden beim Erstellen des Aktorikmodells berücksichtigt. Die Parameter der Verstellung sind in der folgenden Tabelle aufgeführt:

Tabelle 3-6: Parameter der Verstelleinheit

Parameter	Wert	Einheit	Erläuterung
K_V	4,04e-5	m ³ /Vs	Durchflusskonstante des Ventils
d_V	0,435	-	Dämpfungsmaß des Ventils
T_V	0,0027	s	Zeitkonstante $f_V = 60$ Hz
A_V	0,0035	m ²	wirksame Kolbenfläche
$c_{V,L}$	2,38e-11	m ⁵ /Ns	Lecköl im Verstellzylinder
c_H	2,48e-14	m ³ /Pa	hydraulische Kapazität der Verstellung
m_e	1,34	kg	Hubringmasse
d_{Reib}	1552	Ns/m	Reibkoeffizient der Verstellung
A_{Rueck}	6,3e-4	m ²	wirksame Rückstellfläche

Die Übereinstimmung zwischen dem identifizierten Modell und der Messung wird anhand von Frequenzgängen in Abb. 3-30 gezeigt.

Abbildung 3-30: Frequenzgang des offenen Regelkreises der Verstellung e_{ist}/u_V

Die Eingangsgrößen des Pumpenmodells sind die anliegende Druckdifferenz Δp_P , die Antriebsdrehzahl der Pumpe n_P und die aktuelle Pumpenverstellung e . Die Ausgangsgröße ist der geförderte bzw. der angesaugte Ölvolumenstrom Q_P . Der von der Pumpe geförderte theoretische Volumenstrom $Q_{P,th}$ hängt von der Antriebsdrehzahl der Pumpe n_P und der aktuellen Verstellung e ab:

$$Q_{P,th} = V_{P,th} \cdot n_P \cdot \frac{e}{e_{max}}. \quad (3.27)$$

Die Pumpenverstellung e wird durch das Modell der Verstellung vorgegeben (s. Abb. 3-29). Das für den Pumpenantrieb benötigte Antriebsmoment wurde nicht explizit im Modell abgebildet, d. h. die Antriebsdrehzahl n_P wurde als konstant angenommen. Das theoretische Ölvolumen $V_{P,th}$ ergibt sich aus den geometrischen Daten der Pumpe wie folgt ([41], Tabelle 3-7):

$$V_{P,th} = 4 \cdot \pi \cdot b \cdot e_{max} \cdot R \cdot \frac{\sin(\pi/z)}{\pi/z}. \quad (3.28)$$

Das Lecköl $Q_{P,Leck}$ hängt linear von der an der Pumpe anliegenden Druckdifferenz Δp_P ab:

$$Q_{P,L} = c_{P,L} \cdot \Delta p_P. \quad (3.29)$$

Der Koeffizient für die Leckage $c_{P,L}$ wurde aus den Messungen am Fahrzeug ermittelt. Die Konstante $c_{P,L}$ berücksichtigt sowohl die Leckage in der Flügelzellenpumpe als auch die Leckage im Zylinder. Am Prüfstand wurde der Wert für die Leckage an der Pumpe, der wesentlich kleiner als im Zylinder ist, ermittelt: $c_{P,L} = 1,2e-10 \text{ m}^3/\text{Pas}$.

Der gesamte von der Flügelzellenpumpe geförderte Volumenstrom ist:

$$Q_P = Q_{P,th} - Q_{P,L}. \quad (3.30)$$

Tabelle 3-7: Parameter der Pumpe

Parameter	Wert	Einheit	Erläuterung
b	0,041	m	Breite des Hubrings
e_{max}	0,004	m	max. Exzentrizität des Hubrings
R	0,048	m	Radius des Hubrings
z	13	-	Anzahl der Flügel
$V_{P,th}$	9,76e-5	m ³	theor. Verdrängungsvolumen [41]
$c_{P,L}$	5,1e-10	m ³ /Pas	Koeffizient für Lecköl im Fahrzeug
n_P	1600	U/min	Pumpendrehzahl

Speicher

Der hydropneumatische Speicher sorgt für die Dämpfung der Druckspitzen (Schockabsorption) und gleicht die Volumenstromschwankungen (Pulsationsdämpfung) sowie die Leckageverluste im System aus. Im Speichermodell wird in Abhängigkeit von dem in den Speicher fließenden Ölvolumenstrom und dem Betriebsdruck der aktuelle Speicherdruck berechnet. Es gilt:

$$p_{Sp} = \Delta p_{Sp} + p_B \quad (3.31)$$

p_{Sp} : Druck im Speicher

Δp_{Sp} : Druckänderung im Speicher

p_B : Betriebsdruck

Sofern der Druck im System p_B unter den des Speichers p_{Sp} sinkt, wird die Ölmenge wieder abgegeben. Die Eingangsgröße in das Speichermodell ist der in den Speicher fließende Ölvolumenstrom Q_{Sp} . Die Ausgangsgröße ist der aktuelle Speicherdruck p_{Sp} . Die Parameter sind das Nennvolumen des Speichers V_0 , der Vorspanndruck p_0 , der Betriebsdruck p_B und der Polytropenexponent κ (vgl. Tabelle 3-8).

Tabelle 3-8: Parameter des Speichers

Parameter	Wert	Einheit	Erläuterung
κ	1,3	-	Polytropenexponent
V_0	5e-4	m ³	Nennvolumen des Speichers
p_0	20e5	Pa	Vorspanndruck des Speichers
p_B	50e5	Pa	Betriebsdruck
c_{Sp}	3,8e-11	m ³ /Pas	Speicherkapazität nach Gl. (3.37)

Aus der Zustandsgleichung eines idealen Gases

$$p \cdot V^\kappa = p_0 \cdot V_0^\kappa = const \quad (3.32)$$

lassen sich folgende Zusammenhänge ableiten:

Das gespeicherte Flüssigkeitsvolumen:

$$\Delta V = V - V_0 = V_0 \cdot \left(\left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (3.33)$$

Das sich mit der Zeit ändernde Volumen:

$$\frac{d}{dt}V = Q_{Sp} = V_0 \cdot \frac{d}{dt} \left(\left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right) = -\frac{V_0}{\kappa} \cdot \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \frac{\dot{p}}{p}. \quad (3.34)$$

Die Druckänderung im Speicher ergibt sich in Abhängigkeit vom in den Speicher fließenden Ölvolumenstrom Q_{Sp} wie folgt:

$$\dot{p} = -\frac{\kappa \cdot p}{V_0} \cdot \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot Q_{Sp} = -\frac{1}{c_{Sp}} \cdot Q_{Sp}. \quad (3.35)$$

Die hydraulische Kapazität des Speichers hängt also vom aktuellen Speicherdruck p ab:

$$c_{Sp} = \frac{V_0}{\kappa \cdot p} \cdot \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (3.36)$$

Eine Möglichkeit zur Bestimmung von c_{Sp} ist die Linearisierung von Gl. (3.36) um den Betriebsdruck p_B :

$$c_{Sp} = \frac{V_0}{\kappa \cdot p_B} \cdot \left(\frac{p_0}{p_B} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (3.37)$$

Im verwendeten Aktorikmodell wurde die um den Betriebsdruck linearisierte Kapazität c_{Sp} nach Gl. (3.37) verwendet. Diese Beschreibung ist für die lineare Analyse des Fahrzeugmodells im Frequenzbereich sinnvoll und ausreichend für Simulationen im Kleinsignalbereich. Für Simulationen zur Untersuchung des Verhaltens der Aktorik in extremen Leistungsfällen soll die Beschreibung gemäß Gl. (3.36) verwendet werden. Darüber hinaus ist bei der Simulation darauf zu achten, dass der Speicherdruck innerhalb des zulässigen Bereichs liegt; ein Leerlaufen des Speichers wurde im Modell nicht abgebildet.

Drossel

Mit Hilfe einer Drossel können die Schwingungen im System gedämpft werden. Für den einfachen Modellansatz wurde eine Drossel mit linearer Durchflusskennlinie gewählt. Allgemein gilt nach Hagen-Poiseuille:

$$Q_D = \frac{\pi r^4}{8\eta l} \cdot \Delta p = K_D \cdot \Delta p_D \quad (3.38)$$

K_D : Durchflusswiderstand der Drossel

Q_D : Ölvolumenstrom durch die Drossel

Die Durchflusscharakteristik der Drossel lässt sich aus der Kennlinie eines herkömmlichen Dämpfers (Abb. 3-9) ableiten. Zur Vereinfachung wurde diese durch eine lineare Kennlinie ap-

proximiert. Für die lineare Analyse des Fahrzeugmodells im Frequenzbereich und für Simulationen im Kleinsignalbereich ist das lineare Modell der Drossel ausreichend, während zur Untersuchung des Systemverhaltens an der Leistungsgrenze (z. B. wenn die Verstellung ihr Maximum erreicht hat oder die Speicher leer laufen) das Modell mit der nichtlinearen Durchflusskennlinie benötigt wird.

Hydraulischer Zylinder

Bei dem Hydraulikzylinder handelt es sich um einen doppeltwirkenden Differentialzylinder. Beide Kammern des Zylinders werden mit Druck beaufschlagt. Der Zylinder wirkt als Volumeter; er besitzt keine Eigendynamik. Das bedeutet, dass in diesem Modell des Hydraulikzylinders die Kapazitäten der Zylinderkammern und die Masse des Kolbens nicht berücksichtigt werden. Dies ist zulässig, da an jede Zylinderkammer ein Speicher angeschlossen ist und der Zylinder im Fahrzeug zwischen Aufbaumasse und Radmasse wirkt. Die Kapazitäten der Speicher sind sehr viel größer als die der Zylinderkammern, und die Kolbenmasse ist sehr viel kleiner als die Aufbau- bzw. Radmasse.

Das Hydrauliköl wird als inkompressibel angenommen. Die Kolbengeschwindigkeit des Zylinders $\Delta \dot{z}$ ergibt sich aus der Relativbewegung von Rad und Fahrzeugaufbau. Nach dem Kontinuitätssatz ergeben sich die Gleichungen für die ein- bzw. austretenden Volumenströme:

$$Q_{Zyl,1} = A_1 \cdot \Delta \dot{z} \text{ und } Q_{Zyl,2} = -A_2 \cdot \Delta \dot{z}. \quad (3.39)$$

Die Aktorkraft errechnet sich aus der Drückdifferenz in beiden Zylinderkammern:

$$F_{Zyl} = A_1 \cdot p_{Zyl,1} - A_2 \cdot p_{Zyl,2}. \quad (3.40)$$

Die Werte für die Kolbenflächen A_1 und A_2 sind aus den Zylinderabmessungen bekannt. Die Zylinderdrücke ergeben sich aus den Drosselmodellen ($\Delta p_D = p_{Zyl} - p_{Sp}$, vgl. Gl. (3.38)):

$$p_{Zyl} = p_{Sp} + \frac{Q_D}{K_D}. \quad (3.41)$$

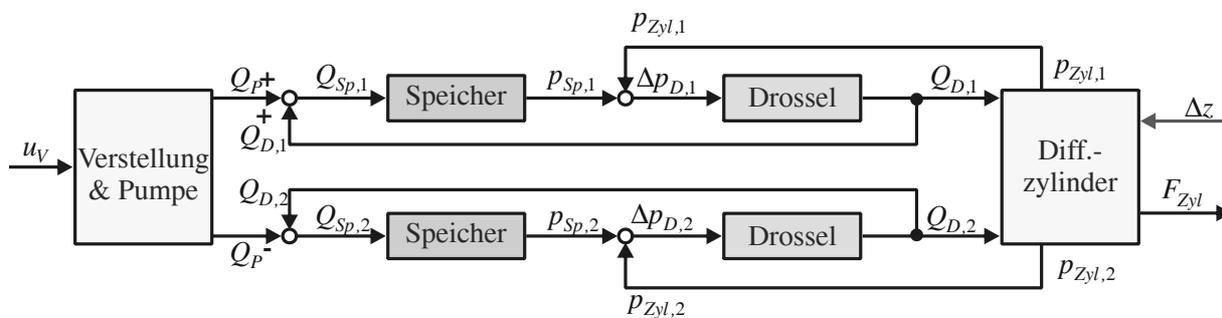
Es wurde keine Dichtung am Kolben im Zylinder vorgesehen. Dies hat eine relativ reibungsfreie Kolbenbewegung zur Folge, was sich sehr vorteilhaft bei schnellen dynamischen Aktorikeingriffen auswirkt. Das zwischen den Zylinderkammern auftretende Lecköl soll dennoch durch Zufuhr des Öls kompensiert werden. Die Leckage im Hydraulikzylinder wird im Modell in einer Konstanten $c_{P,L}$ berücksichtigt (vgl. Gl. (3.29), Tabelle 3-7).

Der Hub des Zylinders ist im Aktorikmodell nicht begrenzt. Die Begrenzung der Federwege ist durch die Feder berücksichtigt (s. Abschnitt 3.2.2.3).

Tabelle 3-9: Parameter des hydraulischen Zylinders

Parameter	Wert	Einheit	Erläuterung
A_1	0,0031	m^2	Zylinderkolbenfläche 1
A_2	0,0024	m^2	Zylinderkolbenfläche 2
K_D	3e8	Pas/m^3	Durchflusskonstante der Drossel

Die vorgestellten Teilmodelle werden zu einem Gesamtmodell der Aktorik, dessen Ersatzmodell in Abb. 3-31 dargestellt ist, zusammengefasst (vgl. Abb. 3-28).

**Abbildung 3-31: Ersatzmodell der Aktorik**

Um das Zusammenwirken der einzelnen Komponenten im Gesamtsystem (insbesondere bei kritischen Fahrmanövern wie z. B. der Überfahrt eines Hindernisses) zu beurteilen, wurden entsprechende Simulationen durchgeführt. Folgende Nichtlinearitäten wurden im Modell berücksichtigt:

- Speichermodell mit der vom Druck abhängigen Kapazität,
- nichtlineare Drosseldurchflusskennlinie,
- detailliertes Modell der Pumpenverstellung,
- mechanische Anschläge.

Die Ergebnisse einer simulierten Überfahrt über ein trapezförmiges Hindernis (Höhe 10 cm) bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h sind in Abb. 3-32 gezeigt. Ein besonderes Augenmerk liegt dabei auf dem Verlauf der Pumpenverstellung und der Drücke in den Speichern. Es muss sichergestellt werden, dass die Pumpenverstellung nicht für längere Zeit den maximalen Wert von 4 mm einnimmt und die Drücke in den Speichern nicht unter den Vorspanndruck von 20 bar fallen. Nach den Simulationsergebnissen bleiben die betrachteten Größen im zulässigen Bereich.

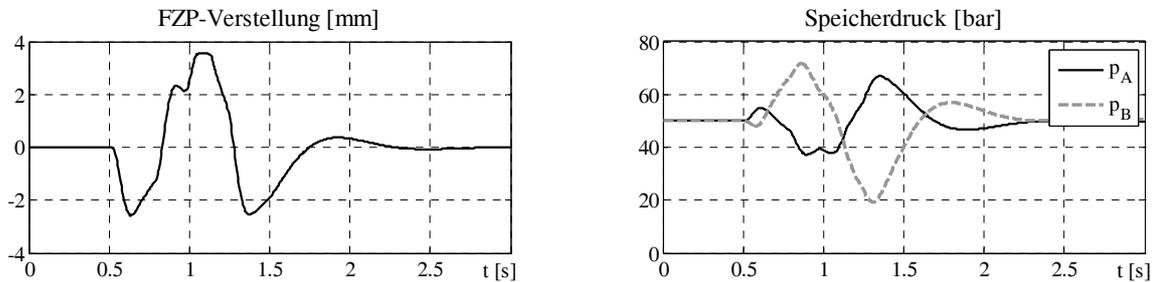


Abbildung 3-32: Simulationsergebnisse: Pumpenverstellung und Drücke

Die berechneten und am Fahrzeug gemessenen Frequenzgänge des geschlossenen Kraftregelkreises sind in Abb. 3-33 dargestellt.

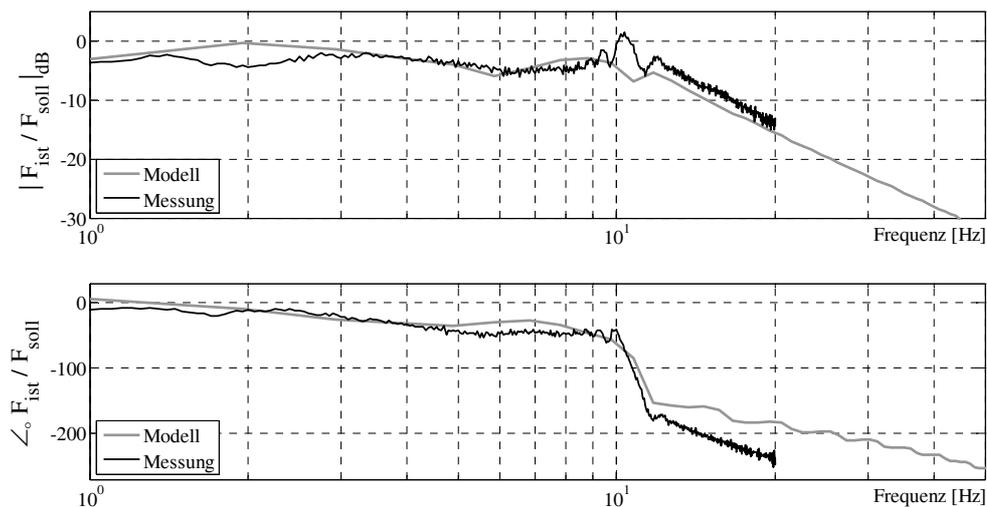


Abbildung 3-33: Frequenzgang des geschlossenen Kraftregelkreises $F_{\text{ist}}/F_{\text{soll}}$

Die Amplituden der beiden Frequenzgänge sind deckungsgleich. Das bedeutet, dass das Modell mit einer überwiegend vereinfachten linearen Charakteristik der dynamischen Vorgänge der Aktorik und der gewählten Modellierungstiefe gut das reale System abbildet. Die am Prüfstand identifizierten Parameter (Leckage und Widerstandswerte durch Drosselkoeffizienten) mussten im Gesamtfahrzeugmodell angepasst werden. Die Bandbreite der realisierten Aktorik liegt bei 10 Hz, was den Anforderungen an die Aktorik vollkommen genügt. Die Bandbreite von 10 Hz lässt sich jedoch bei einer Drehzahl der Flügelzellenpumpe von 1600 U/min erreichen. Bei einer niedrigeren Pumpendrehzahl fällt die Bandbreite kleiner aus (vgl. Abb. 4-24).

3.4 MODELL DES AKTIVEN FAHRZEUGS

Das Gesamtmodell der Regelstrecke setzt sich aus dem Modell des passiven Fahrzeugs ohne Dämpfer und dem Aktorikmodell zusammen. Im Folgenden wird das modellierte aktive System mit der Grundabstimmung, d. h. nur mit der lokalen Regelung und ohne Aufbauregelung, vorgestellt.

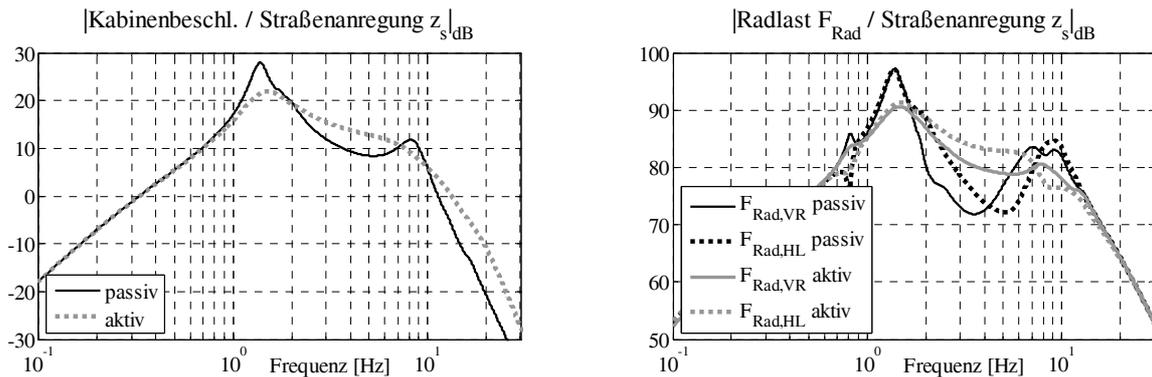


Abbildung 3-34: Betragskennlinien Hubbeschleunigungen/Straßenanregung

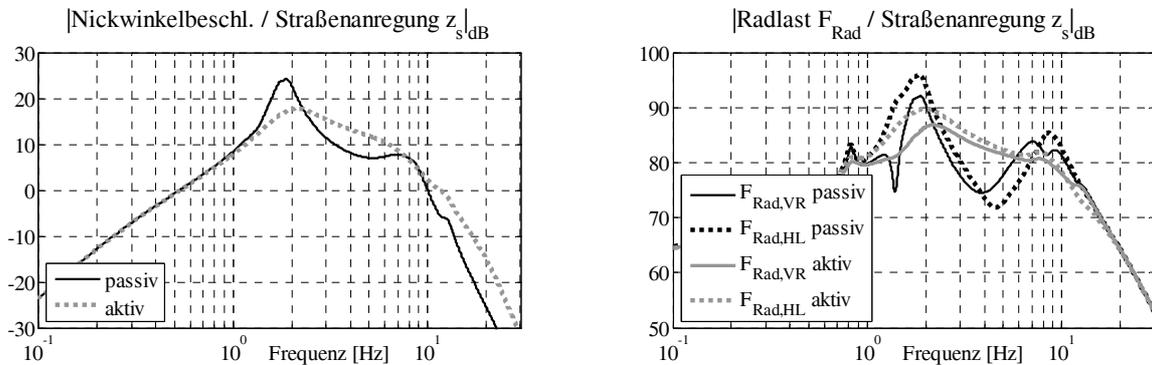


Abbildung 3-35: Betragskennlinien Nickwinkelbeschleunigungen/Straßenanregung

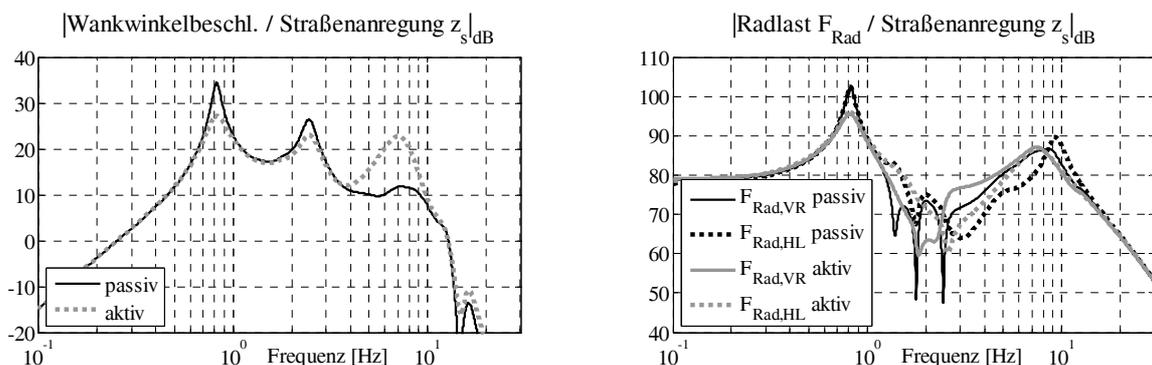


Abbildung 3-36: Betragskennlinien Wankwinkelbeschleunigungen/Straßenanregung

Die Bewegungen der Kabine sind im aktiven Fall deutlich besser gedämpft, was sich durch die kleineren Amplituden im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen bemerkbar macht. Die Dämpfung, die hauptsächlich von der Einstellung der Aktorik abhängt, hat einen negativen Einfluss auf die Abrolleigenschaften (vgl. dazu Abb. 1-4). Eine höhere Dämpfungswirkung wirkt sich zudem deutlich schlechter im Übergangsbereich zwischen den Aufbau- und den Radeigenfrequenzen und darüber hinaus für höhere Anregungsfrequenzen (dynamische Dämpferverhärtung [62]) aus.

Die Gegenüberstellung der Frequenzgänge des passiven und des aktiven Fahrzeugmodelle liefert folgende Schlussfolgerungen:

- Die Aufbaudämpfung des aktiven Systems ist besser. Das unterstützt die Forderung, dass das aktive System im unregulierten Zustand mindestens eine Dämpfung wie im passiven System haben soll.
- Die Eigenfrequenz des Aufbaus ist höher als beim passiven Fahrzeug, weil die Aktorgruppe durch Speicher, Leitungen und Zylinderkammern ebenfalls wie eine Feder wirkt. Die Eigenfrequenz des passiven Fahrzeugs liegt beispielsweise für Huben bei 1,36 und die des aktiven bei 1,41 Hz (s. Tabelle 4-9).
- Die Betragskennlinie für die Wankbewegung weist neben der Resonanz im Eigenfrequenzbereich der Kabine auch eine bei 2,3 Hz auf (vgl. Abschnitt 3.2.4). Das bedeutet, dass bei der Regelung noch weitere wesentliche Massen (z. B. Rahmen) bzw. Effekte (z. B. durch Gummilagerung) berücksichtigt werden sollen.

Mit einer Vorgabe der Aktorkräfte wurden die Frequenzgänge für das Führungsübertragungsverhalten im Fahrzeug gemessen. Die Drehzahl der Pumpen lag bei 1138 U/min. Angeregt wurde das Fahrzeug mit einem Chirp-Signal für die Sollkräfte. Im Modell wurden unter gleichen Bedingungen Simulationsdaten erzeugt und Frequenzgänge berechnet.

Die Frequenzgänge aus den Simulationen und aus den Messungen für Hub-, Nick- und Wankbewegungen sind in Abb. 3-37 dargestellt:

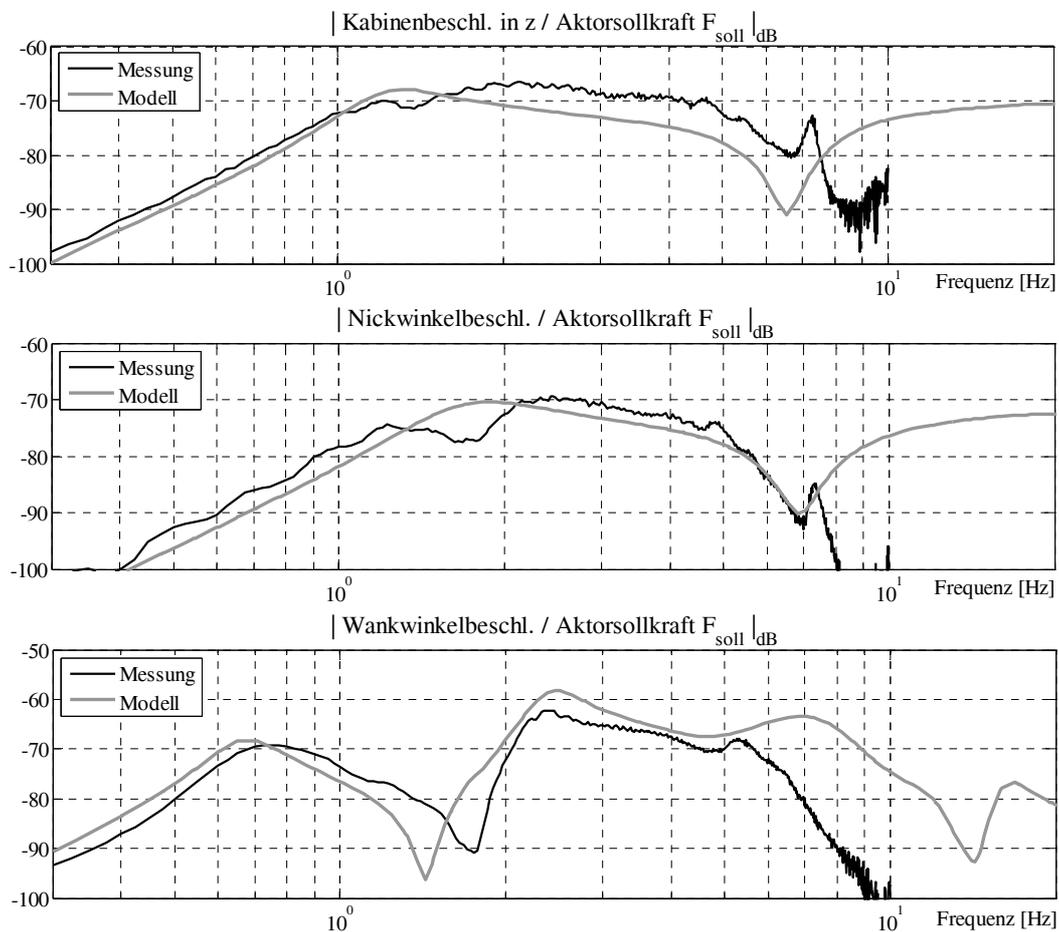


Abbildung 3-37: Betragskennlinien Kabinenbeschleunigungen/Sollkraft

Die Frequenzgänge stimmen bis ca. 7 Hz recht gut überein. Die Eigenfrequenz der Achsen liegt bei ca. 7 Hz sowohl im Modell als auch im Zielfahrzeug.

Im Tilgungsbereich der Wankbewegung bei 1,3 bis 1,8 Hz ist eine Abweichung festzustellen. Die Ursache dafür sind die Feder- und die Dämpferwerte der Lagerelemente, deren exakte Identifizierung nicht möglich war. Die Eigenfrequenz der Kabine für die Wankbewegung liegt zwischen 0,6 und 0,8 Hz. Die Hub- und die Nickbewegungen der Kabine sind ausreichend gut im Modell abgebildet.

Der Einfluss der Wankbewegung der Kabine auf andere Bewegungen ist z. B. bei den dargestellten Betragskennlinien für die Nickbewegung in Form einer Tilgung bei 1,8 Hz sichtbar. Bei einer Nickanregung wird der Fahrzeugrahmen zum Huben angeregt. Bei einer scheinbar reinen Nickanregung kommt es wegen der Asymmetrien im System und der Elastizität des Rahmens zu einer Wankbewegung der Kabine (vgl. Modalanalyse in Abschnitt 3.2.5).

4 MODELLBASIERTER ENTWURF DER REGELUNG

Der Entwurf einer Regelung für ein komplexes System erfordert eine systematische Vorgehensweise. Im Sinne der Mechatronik werden die Konzipierung einer Regelungsstrategie und die Festlegung der Regelparameter rechnergestützt und modellbasiert durchgeführt. Eine modellgestützte Auslegung der Regelung wird durch zahlreiche Programme zur Analyse und zur Synthese komplexer Modelle, welche die Simulation von Betriebsfällen und die Berechnung von Frequenzgängen erlauben, unterstützt. Für die Untersuchungen werden validierte Modelle (Kapitel 3) verwendet, die das dynamische Verhalten des zu regelnden physikalischen Systems beschreiben.

Rechnergestützte Analyse, Identifikation, Synthese und Reglerauslegung mit anschließender Optimierung verlangen nach einer zweckmäßigen mathematischen Beschreibung des Entwurfsproblems. Hierzu gehört neben dem Erstellen eines Modells der Regelstrecke mit geeigneter Modellierungstiefe auch die Formulierung der Bewertungsmaße. Zur Bewertung eines Systems hinsichtlich des Komforts bzw. der Sicherheit wird das System sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich analysiert. Für die Erzeugung der benötigten Daten aus der Simulation ist neben der zweckmäßigen Beschreibung des zu untersuchenden Systems auch die Beschreibung realistischer Betriebsbedingungen erforderlich. Das bedeutet, dass alle am System wirkenden Anregungen im Entwurf berücksichtigt werden sollen. Die modellbasierte Entwicklung orientiert sich am praktischen Versuchsbetrieb. Die geeigneten Testsignale bzw. Systemanregungen, wie z. B. die Störungen infolge von Straßenunebenheiten, werden in den Anregungsmodellen generiert, und die Systemantworten, die den Messwerten im Zielfahrzeug entsprechen, werden aufgezeichnet und ausgewertet. Eine solche Vorgehensweise ermöglicht eine den praktischen Anforderungen angemessene Beurteilung der Ergebnisse.

In diesem Kapitel werden die Regelungsstrategie vorgestellt und die Vorteile, die sich aus ihrer modular-hierarchischen Struktur ergeben, erläutert. Die physikalischen Wechselwirkungen sowohl zwischen den Systemkomponenten als auch zwischen dem betrachteten System und der Umwelt spielen bei der Bestimmung der Reglerparameter eine entscheidende Rolle. So werden zum Beispiel zunächst die Bewegungen des Fahrzeugs und die sich daraus ergebenden physikalischen Größen, wie eine Änderung von Position oder Geschwindigkeit, für jede regelungstechnische Maßnahme betrachtet. In einer Überschlagsrechnung kann festgelegt werden, welche Kräfte und Momente erforderlich sind, um die Bewegungen im System zu kompensieren. Durch Vergleich der in die Regelung einfließenden Systemgrößen mit erforderlichen Stellgrößen lässt sich auf die zweckmäßigen Reglerparameterwerte schließen. Derartige Überschlagsrechnungen liefern – wie im Folgenden gezeigt wird – gute Startwerte für eine anschließende Optimierung. Die einzelnen optimierten Regler werden zu einem Gesamtregler zusammengefasst und optimiert. Der am Modell optimierte Regler ist möglicherweise im Fahrzeug aufgrund der gewählten Modellierungstiefe nicht optimal. Es gilt also, das Zusam-

menspiel von Regelungen im Fahrzeug modellgestützt zu untersuchen und optimal zu gestalten.

4.1 AUFGABEN UND ZIELE DES ENTWURFS

Die Anforderungen an eine aktive Federung stellen einen Leitfaden für die Konzipierung der Regelung für das betrachtete System dar. Das Entwurfsziel ist eine Steigerung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit. Die Entwurfsaufgabe besteht also darin, mit einer geeigneten Regelung die Kabinenbewegungen von den Radbewegungen weitgehend zu entkoppeln, ohne dass die Fahrsicherheit beeinträchtigt wird. Trotz des Konflikts zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit kann durch eine geeignete Einstellung der Federungs- und Dämpfungseigenschaften ein gutes dynamisches Verhalten erzielt werden (vgl. Abschnitt 1.2.1). Für Auslegung und Bewertung der Regelung sollen die Systemgrößen, die für eine Bewertung des Komforts und der Sicherheit verwendet werden können, festgelegt werden.

4.1.1 FAHRKOMFORT

Der Kontakt von der Straße zum Aufbau wird durch Achse und Rad hergestellt. Wenn das Rad sich auf der Straße abstützt, werden Kräfte übertragen. Die Straßenanregungen haben Stöße und folglich Beschleunigungen zur Folge, die über die Achse/Rad-Kopplung zum Aufbau auf die Kabine und somit auf die Insassen übertragen werden. Die Bewegungen des passiven Fahrzeugs sind schwach gedämpft, so dass bei Anregungen die Kabinenschwingungen nur langsam abklingen. In Tabelle 4-1 sind die Größen angegeben, die zur Beurteilung des Fahrkomforts herangezogen und im Regelalgorithmus verarbeitet werden.

Tabelle 4-1: Fahrkomfort-Bewertungsgrößen

Bewegung	Bewertungsgrößen, bezogen auf die Fahrzeugkabine	
Huben	Beschleunigung in z-Richtung	\ddot{z}
	Position in z-Richtung	z
Wanken	Wankwinkelbeschleunigung	$\ddot{\varphi}_x$
	Querbeschleunigung	\ddot{y}
	Wankwinkel	φ_x
Nicken	Nickwinkelbeschleunigung	$\ddot{\varphi}_y$
	Längsbeschleunigung	\ddot{x}
	Nickwinkel	φ_y

Für eine Formulierung entsprechender Maßzahlen für die Bewertung des dynamischen Verhaltens werden vor allem Mittelwert und Standardabweichung vom Datensatz aus der Simulation bzw. der Messung bei einem gewählten Fahrmanöver verwendet. Der arithmetische Mittelwert

eines Datensatzes ist:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n x_k. \quad (4.1)$$

In Anlehnung an die Anforderungen an die Vertikaldynamik des Fahrzeugs kann der Mittelwert $\bar{x} = \mu_X$ als eine statische Größe, z. B. statische Ruhelage, interpretiert werden. Die Standardabweichung σ_X stellt dann ein Maß für die Abweichung der Messdaten vom Mittelwert bzw. dem Erwartungswert μ_X dar und ist als die positive Quadratwurzel aus deren Varianz σ_X^2 definiert:

$$\sigma_X = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (x_k - \mu_X)^2} \quad \text{oder} \quad \sigma_X = \sqrt{\frac{1}{T} \int (x(t) - \mu_X)^2 dt}. \quad (4.2)$$

Zur Bewertung des Komforts kann an dieser Stelle auf die bekannten Richtlinien zurückgegriffen werden, z. B. auf den internationalen Standard ISO 2631-1 [39], welcher Frequenzbewertungskurven für Ganzkörper-Schwingungen festlegt. In Deutschland sind diese mit der neugefassten VDI 2057 [90] auch Bestandteil nationaler Vorschriften für die Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Das Grundprinzip beider Normen ist vergleichbar. Die Schwingungen werden am Einsatzort in einem zweckmäßigen Zeitraum erfasst und in Abhängigkeit von der Frequenz bewertet. Als Messpunkt wählt man die Haupteinleitungsstelle, z. B. beim Fahrzeug die Sitzoberfläche. Die Bewertung orientiert sich daran, wie der Mensch nach derzeitigem Erkenntnisstand auf Schwingungen unterschiedlicher Frequenz reagiert. Dabei werden Frequenzen zwischen 4 und 8 Hz besonders stark gewichtet, da der Mensch diese Schwingungen als extrem beanspruchend empfindet. Die Anregungen im niedrigeren Frequenzbereich haben die sog. Seekrankheit zur Folge. Die höherfrequenten Anregungen – im Allgemeinen ab 8 Hz – werden in abgeschwächter Form wahrgenommen.

Um die gemessenen Aufbaubeschleunigungen auf den humanrelevanten Bereich zu begrenzen, setzt ein Bewertungsfiler ein. Aus dem Beschleunigungssignal $\ddot{z}(t)$ wird die frequenzbewertete Beschleunigung $\ddot{z}_B(t)$ ermittelt. Das Filter wurde in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2057 [90] als Bandpass abgebildet. Die VDI-Richtlinie 2057 stellt den Betragsverlauf des Filters in tabellarischer Form dar; das Bewertungsfiler kann durch das folgende lineare Übertragungsglied angenähert werden:

$$G_B(s) = \frac{\ddot{z}_B}{\ddot{z}} = \frac{(T_{B,1} + T_{B,2})s}{(T_{B,1}s + 1)(T_{B,2}s + 1)^2} \quad (4.3)$$

mit

$$T_{B,1} = \frac{1}{2 \cdot 2\pi} \text{ sec} \quad \text{und} \quad T_{B,2} = \frac{1}{20 \cdot 2\pi} \text{ sec}.$$

In Abb. 4-1 sind die Betragsverläufe des verwendeten Bewertungsfilters und des Filters aus der VDI-Richtlinie 2057 dargestellt:

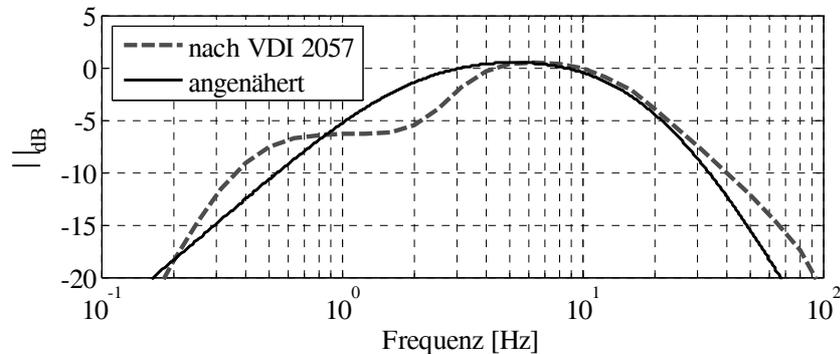


Abbildung 4-1: Amplitudengang des Bewertungsfilters \ddot{z}_B/\ddot{z}

Durch den Einsatz eines Bewertungsfilters lassen sich die Bewegungen in den Eigenfrequenzbereichen von Aufbau und Rad stärker hervorheben. Die Beschleunigungen in den Bereichen > 0.5 und < 20 Hz werden stärker gewichtet, weil der Mensch die Schwingungen in diesem Frequenzbereich am stärksten empfindet.

Standardabweichung

Als eine Maßzahl für die Beurteilung des Komforts wird nach [90] die Standardabweichung der frequenzbewerteten Beschleunigung vorgeschlagen:

$$\sigma_{\ddot{z}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{z}_B^2(t) dt} \quad (4.4)$$

T : Dauer der Messung

Die Änderung der Kabinenposition in z -Richtung sowie die Wank- und Nickwinkel können auch zur Bewertung des Komforts herangezogen werden. Wertet man die Abweichungen von der Ruhelage, dann kann über die Standardabweichung

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (z(t) - z_{stat})^2 dt} \quad (4.5)$$

die Güte des Einschwingvorganges bewertet werden.

Eine mögliche Maßzahl für den Komfort, die sowohl die Beschleunigung als auch die Position der Kabine berücksichtigt [69], lautet:

$$\sigma_{z,g} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (g_1^2 \cdot (z(t) - z_{stat})^2 + g_2^2 \cdot \ddot{z}^2(t)) dt} \quad (4.6)$$

Mit den Gewichtungsfaktoren g_1 und g_2 können Auslenkungen und Beschleunigungen unterschiedlich gewichtet werden. Mit $g_1 = 1$ und $g_2 = m_A/c_A$ (m_A : Aufbaumasse; c_A : Federhärte) erhält man an das System angepasste Gewichtungsfaktoren.

Betragsmaximalwert

Ein weiteres Maß für den Fahrkomfort ist der Betragsmaximalwert von Beschleunigungen innerhalb der Beobachtungsdauer T :

$$\begin{aligned} \text{Hubbeschleunigung:} & \quad \ddot{z}_{max} = \max\{|\ddot{z}(t)|\}, \\ \text{Wankwinkelbeschleunigung:} & \quad \ddot{\varphi}_{x,max} = \max\{|\ddot{\varphi}_x(t)|\}, \\ \text{Nickwinkelbeschleunigung:} & \quad \ddot{\varphi}_{y,max} = \max\{|\ddot{\varphi}_y(t)|\}, \end{aligned}$$

bzw. die Betragsmaximalwerte

$$\begin{aligned} \text{der Kabinenposition in z-Richtung:} & \quad z_{max} = \max\{|z(t)|\}, \\ \text{des Wankwinkels:} & \quad \varphi_{x,max} = \max\{|\varphi_x(t)|\}, \\ \text{des Nickwinkels:} & \quad \varphi_{y,max} = \max\{|\varphi_y(t)|\}. \end{aligned}$$

Mit dem Betragsmaximalwert ergeben sich folgende Forderungen an das aktive System:

- Die maximalen Amplituden des passiven Systems dürfen nicht überschritten werden.
- Die Schwingungen sollen schnell abklingen.
- Es wird eine niedrige Anzahl an Überschwingern angestrebt.

Anhand eines Ein-Rad-Modells werden die Bewertungsmaße veranschaulicht (Abb. 4-2):

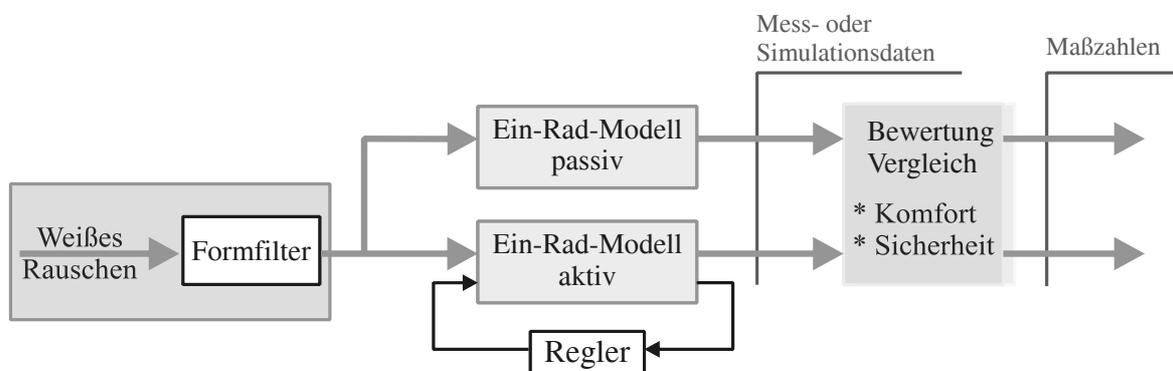
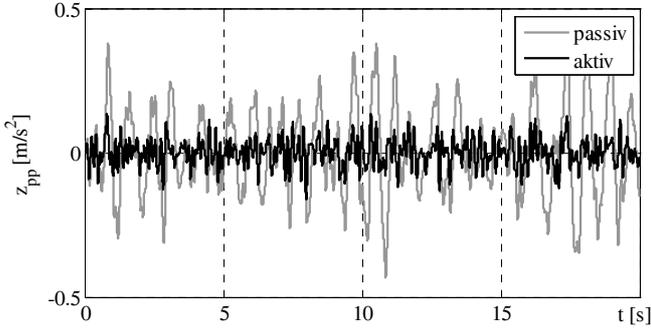
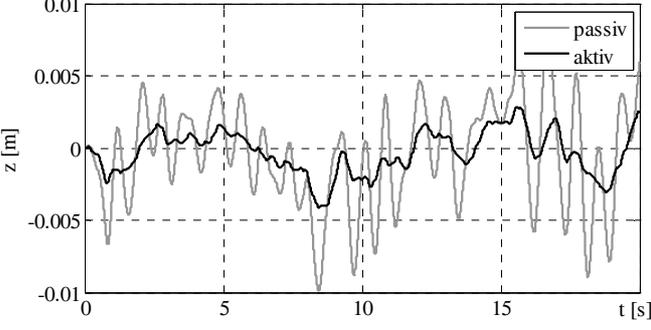


Abbildung 4-2: Entwurfsumgebung mit dem Anregungsmodell

Hier werden beide Systeme – das passive und das aktive – mit ihren Bewertungskennwerten verglichen. Das System wird mit einem Rauschsignal – wie dem in Abschnitt 3.2.3 beschrieben – angeregt. Aus den aufgenommenen Mess- bzw. Simulationsdaten werden die Maßzahlen berechnet. Anhand dieser Maßzahlen können Aussagen über den Komfort und die Sicherheit beider Systeme gemacht werden. Die an einem Ein-Rad-System ermittelten Kennwerte sind in Tabelle 4-2 dargestellt:

Tabelle 4-2: Bewertungsmaße für den Fahrkomfort in einem Ein-Rad-System

Zeitantwort	Kennwerte für die Bewertung
<p>Aufbaubeschleunigung</p> 	<p>Standardabweichung passiv: $\sigma_{\ddot{z}} = 0,154 \text{ m/s}^2$ aktiv: $\sigma_{\ddot{z}} = 0,048 \text{ m/s}^2$</p> <hr/> <p>Betragsmaximalwert passiv: $\ddot{z}_{max} = 0,432 \text{ m/s}^2$ aktiv: $\ddot{z}_{max} = 0,160 \text{ m/s}^2$</p>
<p>Aufbauposition</p> 	<p>Standardabweichung passiv: $\sigma_z = 0,0036 \text{ m}$ aktiv: $\sigma_z = 0,0015 \text{ m}$</p> <hr/> <p>Betragsmaximalwert passiv: $z_{max} = 0,010 \text{ m}$ aktiv: $z_{max} = 0,004 \text{ m}$</p>

Deutlich erkennbar ist eine Verbesserung des Komforts beim aktiven System. Die Amplituden der Aufbaubeschleunigung und der Position des passiven Systems liegen um das Zwei- bis Dreifache höher als beim aktiven System.

Zur Beurteilung dynamischer Eigenschaften wird zusätzlich der Amplitudengang der Störübertragungsfunktion \ddot{z}/z_S in Abb. 4-3 betrachtet. Im Bereich des Aufbaukomforts – unterhalb von 4 Hz – kann ein enormer Komfortgewinn erzielt werden. Eine Verbesserung des Komforts wird beim aktiven System hauptsächlich durch eine Änderung der Aufbaudämpfung erreicht. Im Bereich der Radeigenfrequenzen, oberhalb von 4 Hz, kann kein Komfortgewinn erreicht werden. Das ist auf die mitwirkende Stahlfeder und auf die passive Grundabstimmung des aktiven Systems zurückzuführen. Die Grundabstimmung ist ausschlaggebend für das Systemverhalten bei hochfrequenten Anregungen, bei denen das System nicht mehr aktiv beeinflusst werden kann.

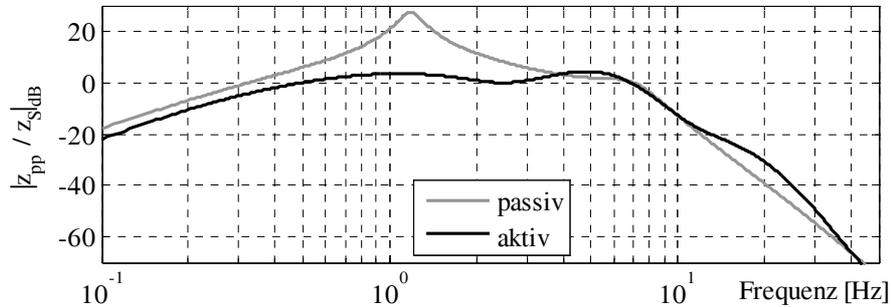


Abbildung 4-3: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion \ddot{z}/z_S des Ein-Rad-Systems

4.1.2 FAHR SICHERHEIT

Die Fahrsicherheit wird hauptsächlich durch die Kraft, mit welcher der Reifen auf die Straße gepresst wird, der so genannten Radlast $F_R(t)$, charakterisiert. Die Radlast schwankt beim Fahren um die statische Radlast

$$F_{R,stat} = (m_A + m_R) \cdot g, \quad (4.7)$$

die stark von der aktuellen Zuladung und deren Verteilung auf die Räder abhängt. Die dynamische Radlast $F_{R,dyn}$ wird in der Regel in Abhängigkeit von der Einfederung des Reifens Δz_R und der Einfederungsgeschwindigkeit $\Delta \dot{z}_R$ angesetzt:

$$F_{R,dyn}(t) = d_R \cdot \Delta \dot{z}_R + c_R \cdot \Delta z_R. \quad (4.8)$$

Um die erforderlichen Brems- oder Beschleunigungskräfte aufzubringen, sollte ein hinreichend großer Kraftschluss zwischen Fahrzeug und Fahrweg bestehen. Das bedeutet, dass die dynamischen Radlastschwankungen möglichst klein sein sollen. Eine Forderung für den Kraftschluss ist:

$$F_R(t) = F_{R,stat} + F_{R,dyn}(t) > 0. \quad (4.9)$$

Mit dieser Forderung wird zumindest der Fall, in dem das Rad abhebt, abgedeckt. Die Standardabweichung für die Radlast ergibt sich zu:

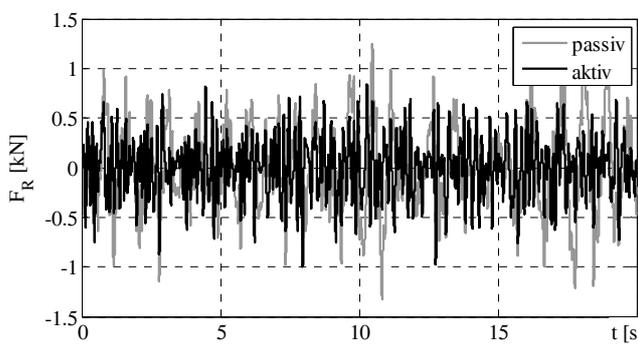
$$\sigma_F = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T F_{R,dyn}^2(t) dt}. \quad (4.10)$$

Als eine Kenngröße für die Fahrsicherheit wird häufig der Variationskoeffizient

$$K_\sigma = \frac{\sigma_F}{F_{R,stat}} \quad (4.11)$$

verwendet. In [60] sind anhand von Beispielen die Zahlen für die Bewertung der Fahrsicherheit angegeben. So kann für das Zielfahrzeug angenommen werden, dass für $K_\sigma \approx 0,3$ das Fahrzeug gerade noch fahrsicher ist. Damit der Kraftschluss zwischen dem Fahrzeug und der Straße sichergestellt ist, soll also gelten: $K_\sigma < 0,3$. In Tabelle 4-3 sind die aus den Ein-Rad-Modellen generierten Zahlen zur Bewertung der Sicherheit dargestellt:

Tabelle 4-3: Bewertungsmaße für die Fahrsicherheit in einem Ein-Rad-System

Zeitantwort	Kenndaten für die Bewertung
<p>Radlast</p> 	<p>Standardabweichung passiv: $\sigma_F = 436 \text{ N}$ aktiv: $\sigma_F = 306 \text{ N}$</p> <p>Variationskoeffizient $F_{R, stat} = 30,6 \text{ kN}$ passiv: $K_\sigma = \frac{\sigma_F}{F_{R, stat}} = 0,014$ aktiv: $K_\sigma = \frac{\sigma_F}{F_{R, stat}} = 0,010$</p>

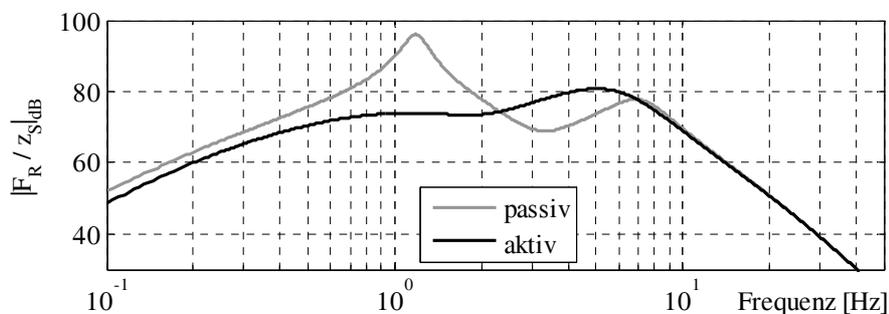


Abbildung 4-4: Betragskennlinien Radlast/Straßenanregung des Ein-Rad-Systems

In Abb. 4-4 sind die Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion Radlast/Straßenanregung gezeigt. Die realisierte Grundabstimmung des aktiven Systems weist eine hohe Aufbaudämpfung auf, was als ein Vorteil gesehen wird, denn aus einer beruhigten Aufbaubewegung resultieren geringere Radlastschwankungen. Die Aufbauregelung wird also indirekt auch zu einer Verbesserung der Fahrsicherheit beitragen. Diese Grundabstimmung bringt jedoch schlechte Abrolleigenschaften mit sich (vgl. Abb. 4-4 und Abb. 1-4). Die Verbesserung der Abrolleigenschaften ließe sich durch eine entsprechende Aufbauregelung und mit deutlich höherem Energieeinsatz realisieren. Die Regelung ist also so auszulegen, dass die Raddynamik dadurch nicht negativ beeinflusst wird.

4.1.3 TECHNISCHE RANDBEDINGUNGEN

Die Möglichkeiten des aktiven Federungssystems sind durch die Begrenzungen der Stellgrößen, durch einen limitierten Arbeitsbereich des Aktors und eine begrenzte Bandbreite der Aktorik beschränkt.

Einschränkung durch Federwege

Im Ruhezustand lastet die Masse des Fahrzeugs auf den Federn und reduziert den Gesamtfederweg um den Negativfederweg auf den Positivfederweg. Zum Beispiel wird beim Überfahren eines 10 cm hohen Stufenhindernisses mit der Geschwindigkeit von 20 km/h beim passiven Fahrzeug der Anschlag erreicht. Das bedeutet, dass die Feder um mehr als 88 mm eingedrückt wird. In der Zugstufe ist ein Federweg von mehr als 200 mm möglich. Der Federweg wird hier durch den Dämpfer begrenzt. Ein großer Federweg ermöglicht den Ausgleich großer Fahrbahnunebenheiten, bewirkt jedoch einen hohen Schwerpunkt des Fahrzeugs und steht daher bei zweispurigen Fahrzeugen hohen Geschwindigkeiten in Kurven entgegen. Bei der modellgestützten Ermittlung von Reglerparametern sollen die gegebenen Federwege berücksichtigt werden.

Begrenzungen der Aktorik, Leistung

Bei der Auslegung der Aktorik wurde bereits untersucht, wieviel Leistung das aktive System bei welchen Anregungen benötigt. Die Aktorik ist imstande, die Anregungen bis zu einem bestimmten Intensitätsniveau auszuregeln. Die Flügelzellenpumpen werden bei der gegebenen Drehzahl und entsprechenden Verstellungswerten einen Volumenstrom fördern, um die Druckdifferenz für die erforderliche Kraft aufzubauen. Hier gilt wiederum zu beobachten, wann die Aktorik an ihre Grenzen stößt (z. B. wenn die Verstellung ihren Maximalwert erreicht oder die Speicher leer laufen).

Einschränkung durch die Bandbreite der Aktorik

Für die Aktorik wurde eine Bandbreite von 10 Hz angestrebt. So ist es möglich, das Fahrzeug sowohl im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen als auch dem der Radeigenfrequenzen durch den aktiven Eingriff zu beeinflussen. In der Gesamtrealisierung im Fahrzeug wird die geforderte Bandbreite wegen der aufwändigeren Verrohrung zur Hydraulikversorgung und höheren Leckagen als angenommen sowohl im Zylinder als auch im gesamten hydraulischen Kreislauf deutlich unterschritten. Die im Fahrzeug realisierte Aktorik weist eine Bandbreite von ca. 5 Hz auf. Das bedeutet eine Verbesserung des Komforts durch das aktive System; die Bewegungen von Rad/Achse können jedoch nur bedingt oder gar nicht beeinflusst werden. Aus der Verwendung von Schlauchleitungen resultiert zusätzliche Dämpfung, wodurch sich die realisierte Grundabstimmung verschlechtert.

Die geschilderten Gegebenheiten stellen die Randbedingungen der Regelaufgabe dar und müssen deshalb beim Entwurf berücksichtigt werden. Trotz der zahlreichen Kompromisse und Randbedingungen soll ein Optimum für das dynamische Verhalten des Fahrzeugs mit dem aktiven Federungssystem gefunden werden.

4.2 MODULAR-HIERARCHISCHE REGELUNGSSTRUKTUR

Das gesamte System für die aktive Federung stellt ein komplexes mechatronisches System dar. Damit das Gesamtkonzept transparent und zusammenhängend mit allen beteiligten Komponenten und deren Wechselwirkungen dargestellt werden kann, werden eine Modularisierung und eine Hierarchisierung des betrachteten Systems vollzogen.

4.2.1 STRUKTURIERUNG ÜBER MFM UND MFG

Für die vorliegende Aufgabenstellung wird eine Strukturierung, die auf Basiselementen Mechanik, Aktorik, Sensorik und Informationsverarbeitung beruht, verwendet ([55], [56], [57]). Diese Grundbausteine werden in hierarchisch strukturierten Baugruppen zum mechatronischen Gesamtsystem zusammengefügt. Der Fokus dieser Art von Strukturierung liegt auf den Teilbewegungsfunktionen des betrachteten Systems: Durch die Zuordnung von Strukturelementen zu Bewegungsfunktionen entsteht eine Aggregatstruktur, die der Bewegungsfunktionshierarchie entspricht [34].

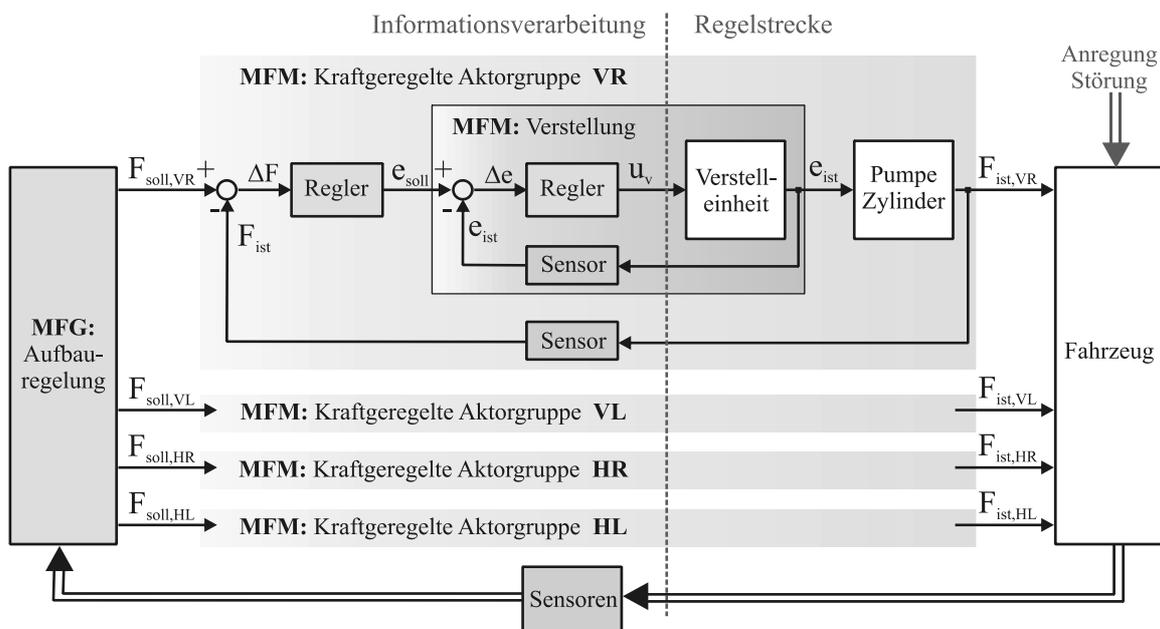


Abbildung 4-5: Strukturierung des modularen Systems "aktives Fahrwerk"

Eine Mechatronische Funktionsgruppe (MFG) ist ein informationsverarbeitender Block und benutzt daher keine Aktorkopplung. Sie berücksichtigt die Wechselwirkungen zwischen den in-

neren Teilbewegungsfunktionen und koordiniert die unterlagerten mechatronischen Gruppen oder Funktionsmodule (MFM). Ein Beispiel für eine MFG ist die Aufbauregelung, die in der Bewegungsfunktionshierarchie die Regelung der Vertikaldynamik im Fahrzeug realisiert. In der Aufbauregelung werden die Sensorinformationen verarbeitet und die Kraft-Sollwerte für jede untergeordnete dezentrale MFM "Kraftgeregelte Aktorgruppe", wie in Abb. 4-5 gezeigt, generiert.

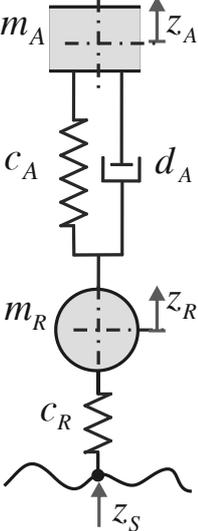
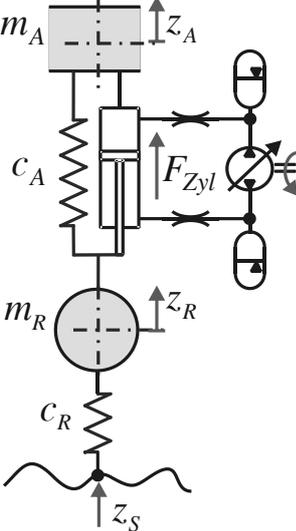
Ein MFM besitzt eine kinematisch-mechanische Tragstruktur mit Aktoren, Sensoren und eine lokale Informationsverarbeitung. So stellt beispielsweise die Verstellereinheit der Pumpe ein solches MFM dar. Die aktuelle Lage des Hubrings wird durch die Sensorik aufgenommen und von der Aktorik (durch ein 4/3-Wege-Proportionalventil) beeinflusst. Die digitale Informationsverarbeitung steuert die Aktorik mit aus den Sensorsignalen berechneten Stellsignalen an. Das MFM des Verstellmechanismus ist mit der Pumpe und der gesamten Stelleinheit gekoppelt, so entsteht eine höherwertige mechatronische Funktionsgruppe, die wiederum über eine eigene Informationsverarbeitung verfügt.

4.2.2 HIERARCHISCHE ABFOLGE BEI DER REGLERAUSLEGUNG

Bei der gegebenen Aufgabenstellung handelt es sich um ein mehrschichtiges System, in dem eine große Anzahl an Zuständen berücksichtigt und Daten verarbeitet werden müssen. Um Transparenz der zu regelnden Größen und ihrer Abfolge zu gewährleisten, wurde eine modular-hierarchische Struktur der Regelung gewählt. Eine solche Struktur erlaubt die separate Betrachtung einzelner zu regelnder Größen und bietet somit bessere Analysemöglichkeiten.

Im Hinblick auf die Realisierung der Regelung und ihre Überwachung im Betrieb ist es sinnvoll, das Entwurfsproblem hinsichtlich seiner Ziele in einzelne Regleranteile aufzuteilen. Der gesamte Entwurf wird dann auf eine iterative Lösung einer Folge von Teilproblemen zurückgeführt. In Abb. 4-6 ist die Vorgehensweise, die sich bei vielen Anwendungen bereits bewährt hat ([4], [44]), skizziert. Im ersten Schritt wird die Dynamik der Aktoren durch dezentrale Regler verbessert, die unabhängig von der übergeordneten Aufbauregelung ausgelegt und in Betrieb genommen werden können. Im zweiten Schritt wird das dynamische Verhalten des Gesamtfahrzeugs, charakterisiert durch Eigenfrequenzen und Dämpfungen des Aufbaus, durch die Rückführung eingestellt.

Tabelle 4-4: Ein-Rad-Modelle: passiv und aktiv

passiv	aktiv	
$m_A \cdot \ddot{z}_A + c_A \cdot \Delta z + d_A \cdot \Delta \dot{z} = 0$	$m_A \cdot \ddot{z}_A + c_A \cdot \Delta z + F_{Zyl} = 0$	$\Delta z = z_A - z_R$
		$\Delta \dot{z} = \dot{z}_A - \dot{z}_R$
		$m_A = 2618,75 \text{ kg}$
		$c_A = 175000 \text{ N/m}$
		$d_{A, Druck} = 5000 \text{ Ns/m}$
		$d_{A, Zug} = 15000 \text{ Ns/m}$
		$m_R = 506,25 \text{ kg}$
		$c_R = 650000 \text{ N/m}$
		Beschreibung der Aktorik wie in Abschnitt 3.3

Die aktiven Komponenten tragen zur Verbesserung der Systemdynamik bei. Zunächst wird die Dynamik des passiven Systems mit entsprechenden Feder- und Dämpfereigenschaften nachempfunden. In Abb. 4-7 sind die Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion \ddot{z}/z_S des passiven und des aktiven Systems mit und ohne überlagerte Aufbauregelung dargestellt. Im aktiven Fall ohne überlagerte Aufbauregelung ist der Aufbau besser gedämpft, was sich klar an der Betragskennlinie erkennen lässt. Im Übergangsbereich und im Bereich ab der Radeigenfrequenz verläuft die Betragskennlinie des aktiven Systems oberhalb der des passiven. Das bedeutet, dass die Räder beim aktiv gefederten System empfindlicher auf Straßenstörungen reagieren. Die Ursache dafür liegt im Aufbau des aktiven Fahrwerks: einer Kombination der Stahlfeder mit der Stelleinheit und einer nicht optimalen Einstellung der Drosseln. Im Zielfahrzeug wird dieser Effekt zusätzlich durch die vielen Schlauchverbindungen verstärkt.

Eine sinnvolle Kombination der regelungstechnischen Maßnahmen, die für die Regelung des Gesamtfahrzeugs vorgesehen und im Abschnitt 4.4 detailliert erläutert werden, führt zu einem Verhalten, das dem gewünschten Verhalten nahe kommt. Die Regelung des Ein-Rad-Systems erfolgt durch die Rückführung der relativen Geschwindigkeiten $\Delta \dot{z}$ und der absoluten Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A sowie durch die Aufschaltung der Störgröße z_S . Die gewählten Parameter-einstellungen sind kein Optimum; dieses Beispiel dient lediglich dem Aufzeigen von Tendenzen und Möglichkeiten des aktiven Systems mit der Aufbauregelung.

Am Verlauf der Betragskennlinie in Abb. 4-7 ist deutlich zu erkennen, dass der Aufbau ausreichend gedämpft ist. Die Verschlechterung des dynamischen Verhaltens im Radeigenfrequenz-

bereich und im Übergangsbereich (z. B. durch die Sky-Hook-Regelung, Abschnitt 4.4.5) kann durch die Rückführung der Relativgeschwindigkeiten kompensiert werden. So werden die nicht vorteilhaften Effekte, bedingt durch die Verrohrung der hydraulischen Aufbauten und Stahlfedern, mit Hilfe einer geeigneten Regelung abgeschwächt (vgl. Abschnitt 4.4.4).

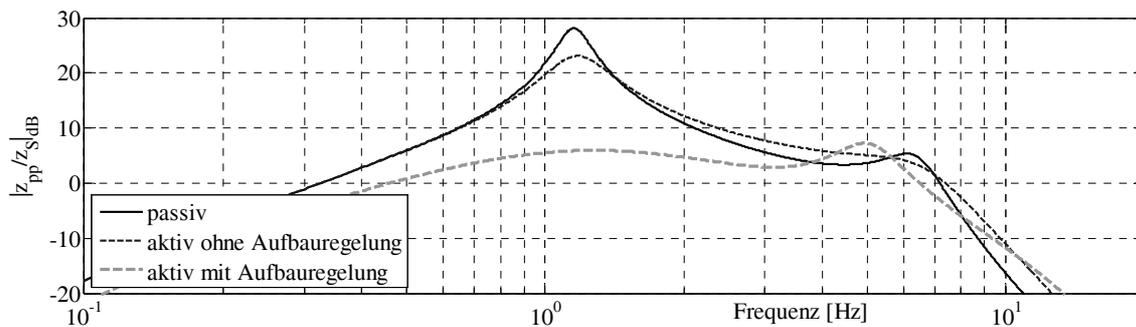


Abbildung 4-7: Frequenzgang des aktiven Systems mit der Aufbauregelung

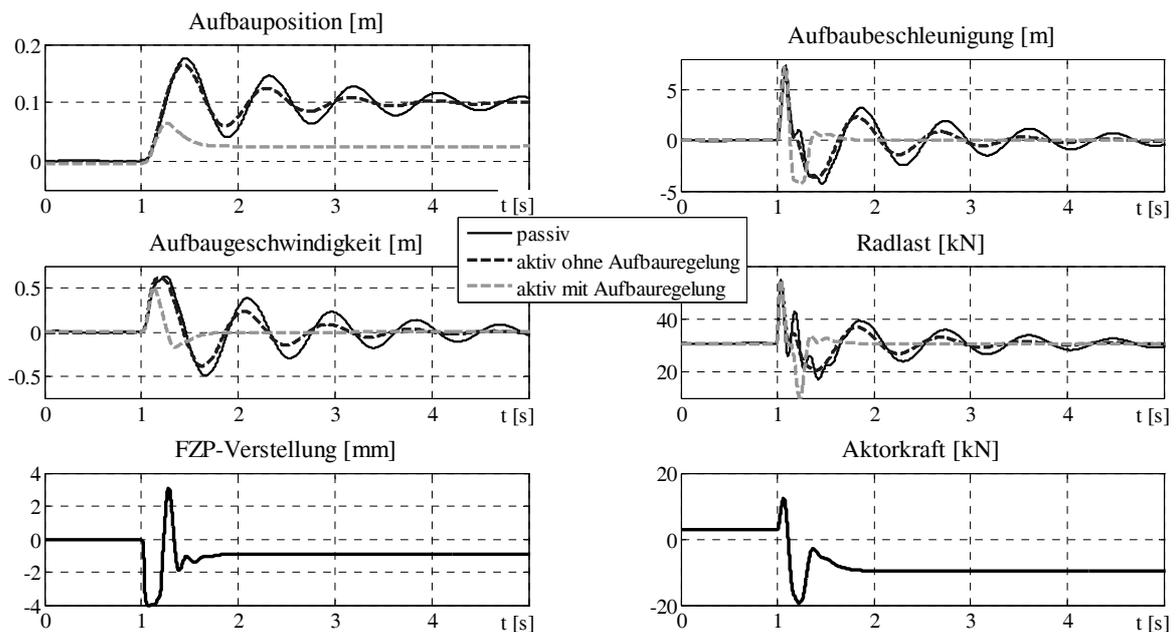


Abbildung 4-8: Zeitantworten des aktiven Systems mit der Aufbauregelung

Die Zeitantworten einer 10 cm-Sprunganregung des passiven Systems und des aktiven mit den gewählten Einstellungen sind in Abb. 4-8 gezeigt. Durch die Aufbauregelung werden die Bewegungen der Kabine deutlich reduziert. Die Aufbaugeschwindigkeit wird nahezu auf Null geregelt. Die Radkraft wird trotz der negativen Einflüsse der Aktorik der des passiven Fahrzeugs angenähert. Die Flügelzellenpumpe arbeitet innerhalb ihres Verstellbereichs (-4 bis 4 mm). Die Möglichkeiten der Aktorik sind fast ausgeschöpft; die benötigte aktive Kraft beträgt -20 kN, was bereits die maximale Kraft ausmacht.

Dass die Untersuchungen an vereinfachten Ersatzmodellen zulässig sind und die Ergebnisse sich auf das Gesamtsystem übertragen lassen, wird im Abschnitt 4.4 gezeigt. An dieser Stelle soll noch einmal die Betonung auf eine differenzierte Vorgehensweise gelegt werden. Bevor umfangreiche und umständliche Untersuchungen am Gesamtfahrzeug vollzogen werden, liefert die Betrachtung einzelner regelungstechnischer Maßnahmen "im Kleinen" Hinweise für eine Aktorverbesserung und für den gezielten Regelungsentwurf.

4.3 MODULAR-HIERARCHISCHE OPTIMIERUNG

Zu Beginn eines Optimierungsprozesses sollen die zwei wichtigen Aspekte Optimierungsstrategie und Optimierungsaufgabe festgelegt werden. In einem komplexen System wie dem Fahrzeug müssen viele Parameter gleichzeitig abgestimmt werden. Der Ingenieur, der diese Abstimmung nur anhand seiner Erfahrungen durchführen soll, ist mit dieser Aufgabe überfordert. Sinnvoll in Module aufgeteilte Regelung und Optimierung unterstützen die Arbeit des Entwicklers erheblich. Bei einer bereits festgelegten Regelungsstrategie (Abschnitt 4.2), die sich durch einen modular-hierarchischen Aufbau auszeichnet, eignet sich dafür besonders eine schrittweise modulare Optimierungsstrategie. Die Optimierungsergebnisse können durch eine Eingrenzung oder Aufteilung der Optimierungsaufgabe in mehrere kleine Aufgaben besser beurteilt werden. Die Synthese gestaltet sich durch die modulare Vorgehensweise wesentlich leichter, erfordert aber zweckmäßig formulierte Optimierungsziele und eine Überwachung des Optimierungsprozesses (geeignete Startwerte, Anzahl der zu optimierenden Parameter etc.).

Für die Regelungstechnik liefert die Optimierungstheorie wertvolle Instrumente zur Formulierung und Lösung wichtiger Aufgabenstellungen. Im Zusammenhang mit Reglerentwurf, Identifikation der Regelstrecke, Zustandsbeobachtung oder Berechnung von optimalen Kennlinien zur (Vor-)Steuerung ist der Einsatz von Optimierungsverfahren besonders sinnvoll. Die Aufgabe der Regelung in diesem Fall ist, auf der Grundlage der Messungen oder der Simulationsdaten die Stellgröße so zu bestimmen, dass der Ausgang trotz der Einwirkung der Störung Werte annimmt, die dem vorgegebenen Ziel möglichst nahe kommen. Die üblichen Ziele bei der Entwicklung von aktiven Fahrwerken sind hohe Umweltverträglichkeit und Wirtschaftlichkeit, dynamisches Fahrverhalten, Fahrkomfort und Fahrsicherheit. Aufgabe eines aktiven Fahrwerks ist es, einen optimalen Fahrzeugbetrieb hinsichtlich des dynamischen Fahrverhaltens und der erforderlichen Leistung zu erreichen. In dieser Arbeit ist die Optimierung auf die Verbesserung der Vertikaldynamik des Zielfahrzeugs ausgerichtet. Es soll ein hoher Fahrkomfort bei optimaler Fahrsicherheit unter Berücksichtigung der Randbedingungen wie Federwege und Bandbreiten der aktiven Komponenten erreicht werden. Diese Ziele lassen sich aus den bereits erläuterten Entwurfsaufgaben ableiten (Abschnitt 4.1).

Die Optimierungsaufgabe kann wie folgt formuliert werden:

- Gegeben seien das Streckenmodell und die Reglerrestriktionen.
- Gesucht werden die "optimalen" Reglerparameter bei der gewählten Reglerstruktur.

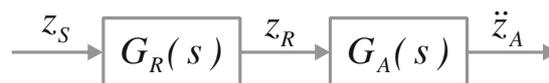
Die Gütefunktion J reflektiert die Regelungsgüte im Sinne des festgelegten Ziels und wird in zweckmäßiger Weise gebildet ([20], [23], [64], Abschnitt 4.1). Für die Bewertung der Zielgrößenprägung werden Gütefunktionen, die sich an den physikalischen Gegebenheiten orientieren, definiert und in Zielfunktionen zusammengefasst. Zu diesem Zweck werden die Wertesätze aus den Simulationen oder den Messungen über die Beobachtungsperiode T mit den Daten eines Referenzsystems verglichen. Die Formulierung der Gütefunktion J erfolgt durch die Bildung der Differenz dieser Wertesätze:

$$J = \int_T |z_A(t) - z_{ref}(t)| dt = \int_T f(t) dt \rightarrow \min \quad (4.12)$$

Bei dem Referenzsystem handelt es sich um das passive System mit einer Wunschkennlinie.

Optimierung im Frequenzbereich

Die Formulierung der Zielfunktionen im Frequenzbereich hat einige Vorteile gegenüber derjenigen im Zeitbereich: beide Eigenfrequenzen, sowohl des Aufbaus als auch des Rades, können berücksichtigt werden. Anhand eines Frequenzgangs der Störübertragungsfunktion (Straßenanregung/Aufbaubeschleunigung) können Aussagen über die Dämpfung des Aufbaus (Fahrkomfort) und die Radlastschwankungen (Fahrsicherheit) getroffen werden. Die Wunschkennlinie wird in der Regel durch eine Referenzfrequenzkennlinie, die aus Referenzmodellen generiert wird, vorgegeben. Das Referenzmodell repräsentiert in der Regel ein System mit der angestrebten Dynamik: deutliche Verbesserung des Komforts ohne Beeinträchtigung der Fahrsicherheit (vgl. Abb. 4-10). In den meisten Fällen wird die Referenz durch eine Übertragungsfunktion, in der zwei markante Eigenfrequenzen mit gewünschten Dämpfungsmaßen berücksichtigt werden, vorgegeben. Eine Referenzfunktion kann beispielsweise durch zwei PT2-Übertragungsglieder beschrieben werden:



$$\text{Rad: } G_R(s) = \frac{1}{T_R^2 s^2 + 2T_R d_R s + 1}$$

$$\text{Aufbau: } G_A(s) = \frac{s^2}{T_A^2 s^2 + 2T_A d_{A,ref} s + 1}$$

$$\text{mit } T_R = \frac{1}{2\pi f_R}, f_R = 7 \text{ Hz}, d_R = 0,25$$

$$\text{mit } T_A = \frac{1}{2\pi f_A}, f_A = 1 \text{ Hz}, d_{A,ref} = 0,6$$

Die Zeitantworten beider Systeme sind in Abb. 4-9 gezeigt. Simuliert wird eine Fahrt über ein Trapezhindernis (10 cm) mit einer Geschwindigkeit von 25 km/h. Das Referenzsystem weist eine deutlich bessere Dämpfung auf; die Aufbauschwingungen werden fast vollständig isoliert.

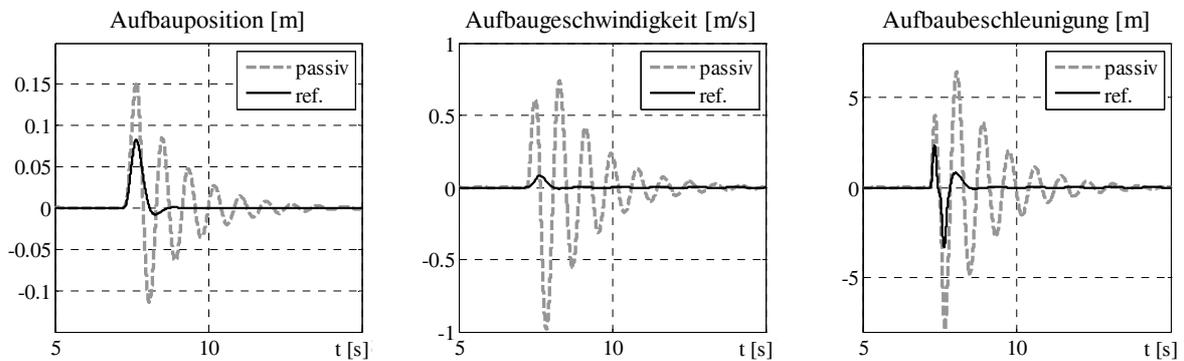


Abbildung 4-9: Zeitantworten des passiven Systems und des Referenzsystems

Im Zuge der Optimierung wird die durch die Verläufe beider Betragskennlinien in Abb. 4-10 eingeschlossene Fläche – auch als Fehlerfläche bezeichnet – minimiert.

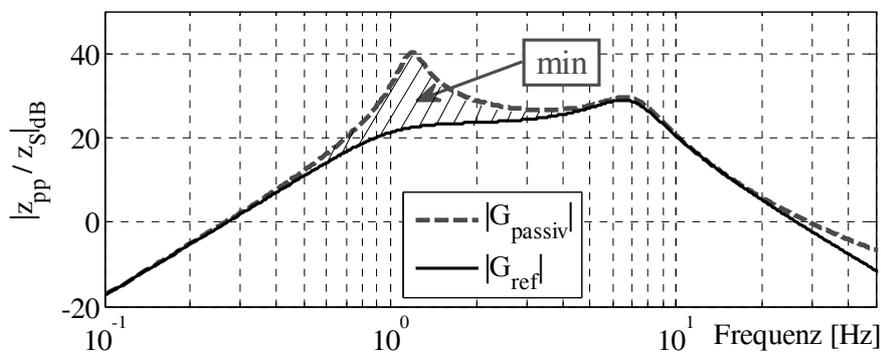


Abbildung 4-10: Betragskennlinien Aufbauposition/Straßenanregung

Optimierung im Zeitbereich

Zur Beurteilung der Optimierungsergebnisse werden die Simulationen im Zeitbereich herangezogen. Um die interessierenden Bewegungen hervorzuheben und das gesamte Spektrum an Bewegungen abzudecken, muss das System zweckmäßig angeregt werden. Es existieren eine Reihe von standardisierten Fahrmanövern, wie z. B. stationäre Kreisfahrt (DIN ISO 4138), Sinuswedeltest (DIN ISO 7401), ISO-Spurwechsel (DIN ISO 3888) etc. Diese zielen auf die Untersuchung der Querdynamik des Fahrzeugs ab. Um die Vertikaldynamik zu untersuchen, beschränkte man sich zunächst auf die Einzelhindernisse (Stufe rechteckig oder rund, Trapez

wie in Abb. 3-16). Für weitere Vergleiche können die synthetisch generierten Strecken (stochastische Anregungen oder digital erfasste Strecken wie die "Schweizer Bahn") hinzugezogen werden. Bei allen Tests spielen Faktoren wie die Geschwindigkeit, mit der diese Anregungen überfahren werden, und die Intensität der Anregung (z. B. Höhe der Stufe) eine entscheidende Rolle.

Die Formulierung des Optimierungsproblems soll die Begrenzungen des Systems, insbesondere im Hinblick auf Stellkräfte und Federwege, berücksichtigen. Wegen der zahlreichen Nichtlinearitäten des Systems, wie z. B. bei der Federkennlinie, ist es sinnvoll, die Untersuchungen im Kleinsignalebene durchzuführen, weil die Approximation durch ein lineares System in diesem Bereich zulässig ist.

Optimierungswerkzeug MOPO

Die Parameterabstimmung wird von dem Optimierungswerkzeug MOPO (Multi-Objective Parameter Optimization [19], [61]) unterstützt. MOPO verwendet Methoden der lokalen nichtlinearen Optimierung ohne Nebenbedingungen. In MOPO können Limits gesetzt werden. Eine Zielgröße wird nicht mehr berücksichtigt, sobald sie einen bestimmten Wert (das Limit) unterschritten hat. Die Zielvorgaben können dazu genutzt werden, fortwährend interaktiv steuernd in den Optimierungsprozess einzugreifen, um Entwurfsziele ggf. zu verschieben bzw. gezielt pareto-optimale Punkte anzufahren. Im Wesentlichen stehen die Verfahren, für welche die erste Ableitung benötigt wird, also Gradientenverfahren sowie Quasi-Newton-Verfahren, zur Verfügung. Diese Methoden konvergieren zwar schneller als die ableitungsfreien Methoden, erfordern aber die Berechnung des Gradienten. Bei MOPO handelt es sich außerdem um ein Optimierungsverfahren für mehrere Zielgrößen. Bei einem Problem wie der Regelung eines aktiven Fahrwerks werden zum Teil konkurrierende Zielfunktionen (Zielkonflikt, vgl. Abschnitt 1.2.1) zeitgleich betrachtet und optimiert.

Optimierungsverlauf

Die modellbasierte Optimierung erfolgt nach dem in Abb. 4-11 dargestellten Schema. Es werden die aus dem Modell generierten Daten – Frequenzgänge oder Zeitantworten – verwendet. In jedem Optimierungsschritt k wird ein Wertesatz erzeugt und mit Referenzdaten verglichen. Sämtliche Forderungen und Wünsche, die vom Anwender an das dynamische oder statische Verhalten des zu optimierenden Systems gerichtet sind, werden in einem (n_f, I) -Zielvektor mit $f(\underline{p}) \geq \underline{0}$ zusammengefasst. Die zur Verfügung stehenden Entwurfsfreiheitsgrade legen den Raum der n_p freien Parameter fest. Diese Parameter werden im (n_p, I) -Vektor \underline{p} zusammengefasst. Für sämtliche n_f Komponenten des Zielvektors sollen über den gesamten Verlauf der Optimierung und an deren Ende vom Anwender festgelegte Grenzen eingehalten werden. Die Optimierung startet mit einem Parametersatz \underline{p}_0 . In jedem weiteren Optimierungsschritt k wird

ein neuer Parametersatz \underline{p}_k berechnet. Die Komponenten des Parametervektors \underline{p} werden über den gesamten Optimierungsverlauf so angepasst, dass sämtliche Komponenten des Zielvektors in einer pareto-optimalen Menge liegen.

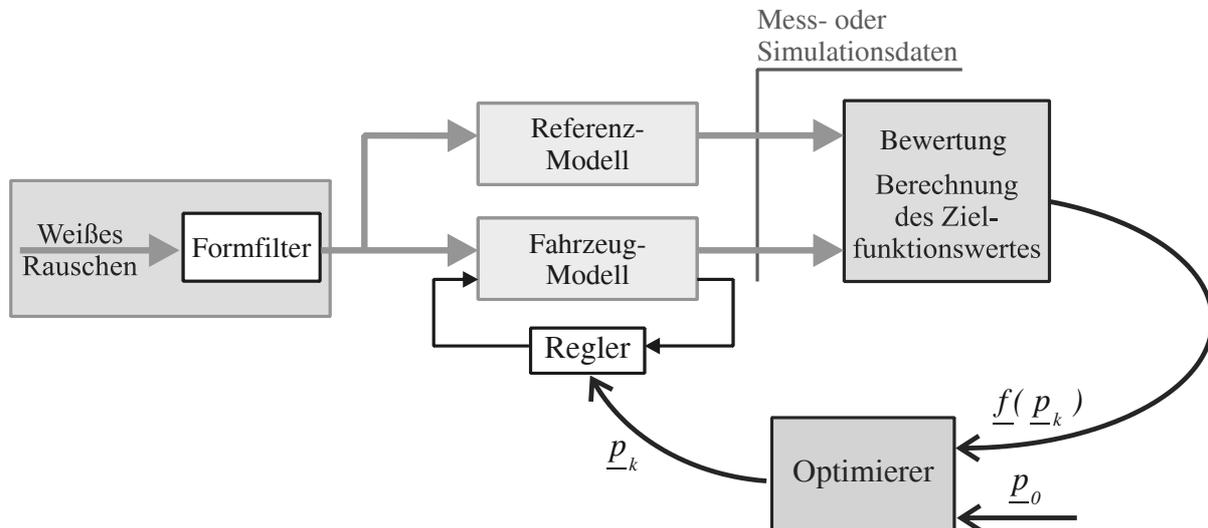


Abbildung 4-11: Optimierungsverlauf

Im Idealfall gelangt man nach einer endlichen Anzahl von Optimierungsschritten zu einem "optimalen" Ergebnis: das gewünschte, in den Zielfunktionen beschriebene Verhalten des Systems. Die Konvergenz kann nicht garantiert werden. Dazu ist eine Interaktion durch den Entwickler erforderlich. Für den Erfolg einer modellbasierten Optimierung sind folgende Faktoren von Bedeutung:

Wahl der Startparameter

Die Wahl ungünstiger Startwerte kann dazu führen, dass die Optimierung sich in einem lokalen Minimum "verfängt". Das in MOPO verwendete Newton-Verfahren ist z. B. ein sogenanntes lokal konvergentes Verfahren. Eine Konvergenz zu einer Nullstelle einer in einer Newton-Iteration erzeugten Folge ist also nur dann garantiert, wenn der Startwert schon "ausreichend nahe" an der Nullstelle liegt. Falls das zu optimierende System mehrere Nullstellen hat, kann die Variable gegen eine andere als die gewünschte Nullstelle konvergieren. Die Startwerte für die Optimierung in dieser Arbeit stammen aus den Überslagsrechnung, z. B. aus den vorangegangenen Untersuchungen an vereinfachten Ersatzmodellen.

Anzahl der Optimierungsparameter

Die Konvergenzgeschwindigkeit hängt von der Anzahl der Parameter ab. Das bedeutet: je höher die Anzahl der zu optimierenden Parameter, desto komplizierter die Optimierung. Hier gilt es, die Anzahl möglichst gering zu halten. Dies kann durch eine stufenweise Optimierung erreicht

werden. In dem vorliegenden Fall werden maximal drei Parameter optimiert, die Optimierungszeit mit einer Zielfunktion bei einem gleichen Ergebnis ist bei zwei Parametern nur halb so groß wie bei drei Parametern.

Anzahl der Zielfunktionen

Um den zeitlichen Aufwand einer Optimierung gering zu halten, soll die Anzahl der Zielgrößen möglichst niedrig sein. Es muss jedoch beachtet werden, dass die ausgewählten Zielgrößen das Optimierungsproblem genügend genau erfassen. Einzelne Zielgrößen können einander widersprechen oder linear abhängig sein.

Bei vielen Optimierungsaufgaben lassen sich mehrere voneinander grundsätzlich unabhängige Ziele definieren. Oft ist es jedoch nicht möglich, alle Ziele zeitgleich zu optimieren; so kann z. B. der maximale Fahrkomfort nur bei gleichzeitiger Verschlechterung der Fahrsicherheit erreicht werden (Zielkonflikt, Abschnitt 4.1). Das übliche Vorgehen zur Behandlung solcher Aufgaben ist es, die interessierenden Ziele als Teilziele aufzufassen und sie mittels Gewichtungsfaktoren zu einer gemeinsamen Zielfunktion zusammenzufassen.

Skalierung / Numerische Probleme

Die Größenordnung von Parametern und Zielgrößen beeinflusst erheblich die numerische Lösung des Optimierungsproblems. Bei den Parametern mit großen Unterschieden im Wertebereich ergeben sich beträchtliche Schwierigkeiten wegen der numerischen Konvergenztoleranzen beim Abarbeiten des Optimierungsalgorithmus. Deshalb wird eine gleiche Größenordnung aller Parameter gefordert, was durch eine entsprechende Skalierung erreicht wird.

4.4 AUSLEGUNG UND OPTIMIERUNG DER INFORMATIONSPROZESSIERUNG

Die Vorgehensweise bei der Auslegung einer Regelung, die in Abschnitt 4.2.2 vorgestellt wurde, wird nun in dem komplexen validierten Modell des Gesamtfahrzeugs (Abschnitt 3.4) angewandt. Die Festlegung der modular-hierarchischen Regelungsstruktur erfolgt in Anlehnung an die in den Abschnitten 4.2 und 4.3 vorgestellten Methodik und verwendet die Ergebnisse vorausgegangener Untersuchungen an einem Ein-Rad-Modell. Die Aufteilung der gesamten Regelung in Teilregelungen erleichtert deren Auslegung und Erprobung. So können die einzelnen Regleranteile nacheinander getestet und in Betrieb genommen werden. In Abb. 4-12 sind die Regelungsmodule skizziert:

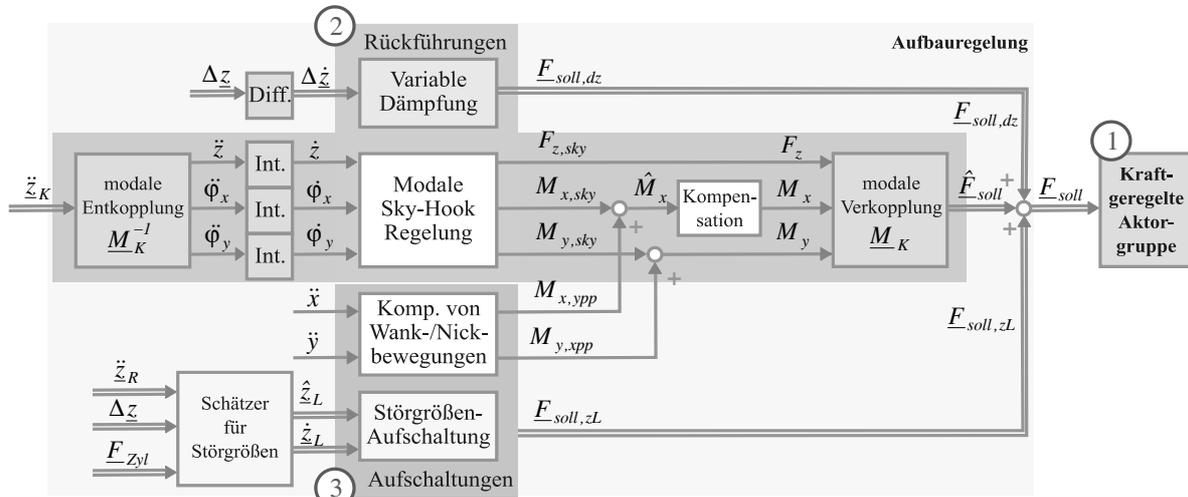


Abbildung 4-12: Module der Aufbauregelung

Die Aufbauregelung setzt sich aus den Rückführungen der relativen Geschwindigkeiten (Abschnitt 4.4.4) und der absoluten Geschwindigkeiten (Abschnitt 4.4.5) sowie der Aufschaltung von Störgrößen (Abschnitt 4.4.6 und 4.4.7) zusammen. Die Sollkraftanteile aus den Rückführungen und den Aufschaltungen werden addiert (Abb. 4-12):

$$\underline{E}_{soll} = \hat{\underline{E}}_{soll} + \underline{E}_{soll,dz} + \underline{E}_{soll,zL}.$$

Die Aufbauregelung erzeugt die Sollgrößen für die dezentrale Kraftregelung:

$$\underline{E}_{soll} = [F_{soll,VR}, F_{soll,VL}, F_{soll,HR}, F_{soll,HL}].$$

Für die Weiterverarbeitung im Regler werden die gemessenen Signale entsprechend aufbereitet. Dazu gehören z. B. die Filterung der relativen Wege und die Differentiation dieser zu Geschwindigkeiten. Des Weiteren werden aus den zur Verfügung stehenden Messwerten weitere Größen berechnet, die sich besser interpretieren lassen und für die Regelung verwendet werden. So wird die für die Sky-Hook-Regelung benötigte Wankwinkelgeschwindigkeit durch eine entsprechende Transformation und anschließende Integration bestimmt. Im folgenden Abschnitt werden die einzelnen Bestandteile der Messdatenaufbereitung vorgestellt.

4.4.1 MESSDATENAUFBEREITUNG

Bei der Messdatenaufbereitung erfolgen eine Filterung der gemessenen Signale und die Umrechnung dieser Signale in andere Größen, die für die Regelung der aktiven Federung oder für die Bewertung und die Optimierung der Reglerparameter verwendet werden. Die Eingangsgrößen der Informationsverarbeitung sind die gemessenen Signale in Tabelle 4-5:

Tabelle 4-5: Messsignale

Messgröße	Einheit	Erläuterung	Anzahl
\ddot{z}_K	m/s^2	Kabinenbeschleunigungen in z-Richtung (1-4) ^a	# 3
\ddot{x}_{mess}	m/s^2	Längsbeschleunigung der Kabine (5)	# 1
\ddot{y}_{mess}	m/s^2	Querbearleunigung der Kabine ^b (6)	# 1
\ddot{z}_R	m/s^2	Bearleunigungen an der Achse (7-10)	# 4
Δz	m	Längenänderung des Hydraulikzylinders	# 4
F_{zyl}	N	Aktorkräfte ^c	# 4
e	mm	Verstellung der Pumpe	# 4
n_P	U/min	Drehzahl Pumpe	# 1

- Die Anordnung der Beschleunigungssensoren im Fahrzeug ist in Abb. 4-13 skizziert.
- Die Sensoren für die Längs- bzw. die Querbearleunigungen sollen im Wank- bzw. Nickpol des Fahrzeugs angebracht werden. In diesem Fall befinden sich die Sensoren aufgrund der begrenzten Einbaumöglichkeiten im Fahrzeug nicht exakt an den gewünschten Positionen.
- Die Aktorkräfte werden aus den gemessenen Drücken mit Hilfe einer analogen Schaltung errechnet. Auf diese Weise wird die Anzahl von gemessenen Größen und folglich die Anzahl der Anschlüsse reduziert.

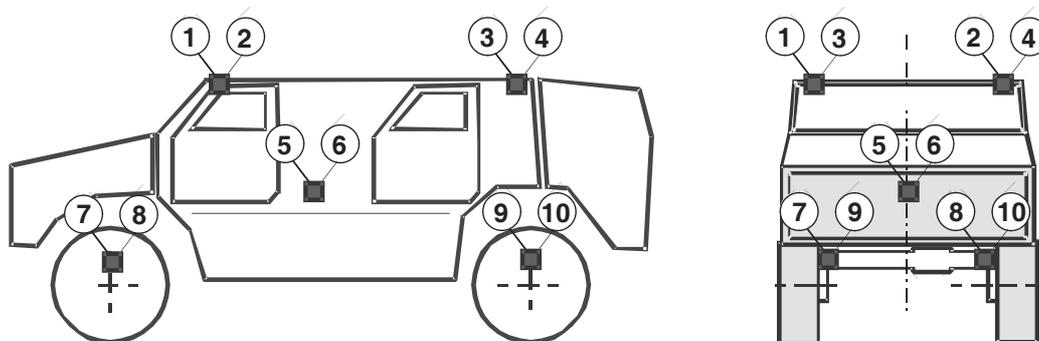


Abbildung 4-13: Anordnung der Beschleunigungssensoren im Fahrzeug

Die Messsignale werden durch (hochfrequente) Störungen beeinträchtigt. Zusätzlich treten beim Abtasten analoger Signale Aliasing-Effekte auf. Zur Vermeidung von Aliasing-Effekten ist jedem A/D-Kanal eine Widerstands-Kondensator-Kombination (RC-Glied) als passives Anti-Aliasing-Filter vorgeschaltet. Die Filter sind auf eine zweckmäßige Eckfrequenz abgestimmt; so werden z. B. die Beschleunigungssignale analog mit 60 Hz gefiltert. Die Übertragungsfunktion des Tiefpassfilters lautet:

$$G_{TPF}(s) = \frac{1}{T_{TPF}s + 1} \quad (4.13)$$

mit

$$T_{TPF} = \frac{1}{60 \text{ Hz} \cdot 2\pi} = 0,0027 \text{ sec}.$$

Für die Regelung werden die Relativgeschwindigkeiten $\Delta \dot{z}$ benötigt. Diese erhält man durch Differentiation der Signale der relativen Wege Δz mittels eines realen Differenzierers:

$$G_{dz}(s) = \frac{\Delta \dot{z}}{\Delta z} = \frac{T_{dz, d^S}}{T_{dz} s + 1} \quad (4.14)$$

mit

$$T_{dz} = \frac{1}{50 \text{ Hz} \cdot 2\pi} = 0,0032 \text{ sec}.$$

4.4.1.1 Quer- und Längsbeschleunigungssignale

Zur Messung der Längs- und Querbeschleunigungen in der Fahrzeugkabine wurden Beschleunigungssensoren verwendet. Es kommt vor, dass die Beschleunigungswerte – auch wenn das Fahrzeug sich in einem Ruhezustand befindet – ungleich Null sind. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn das Fahrzeug am Hang steht und die Kabine nicht exakt horizontale Lage hat. Dann sind die Sensoren so zu ihrer ursprünglichen Lage gedreht, dass in der Beschleunigungsmessung der Gewichtskraftanteil wirksam wird. Die Offset-Werte bei der Messung von Quer- bzw. Längsbeschleunigungen können auch auftreten, wenn die Einbaulage der Sensoren nicht exakt im Wank- bzw. Nickpol ist. Zur Vereinfachung wird hier angenommen, dass die Sensoren für die Quer- bzw. Längsbeschleunigung exakt im Wank- bzw. Nickpol positioniert sind. Bei der Umsetzung im Zielfahrzeug kann eine zusätzliche Korrektur vorgenommen werden, welche die Beschleunigungswerte unter Berücksichtigung der Fahrzeuggeometrie auf den tatsächlichen Wank- bzw. Nickpol umrechnet.

Da durch die Aufschaltung der gemessenen Längs- bzw. Querbeschleunigung das dynamische Verhalten des Fahrzeugs maßgeblich beeinflusst wird, wurde das Gesamtmodell um das Sensormodell zur Aufnahme von Längs- und Querbeschleunigungen erweitert. Im Zielfahrzeug ist die Wankbewegung enorm ausgeprägt, deshalb wird hier nur das Modell für den Querbeschleunigungssensor erläutert. Das Sensormodell für die Messung der Längsbeschleunigung ist analog aufgebaut.

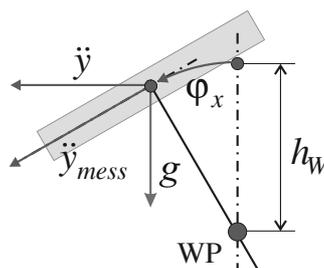


Abbildung 4-14: Messung der Querbeschleunigung

$$\ddot{y}_{mess} = \ddot{y} \cdot \cos(\varphi_x) + \ddot{\varphi}_x \cdot h_W + g \cdot \sin(\varphi_x). \quad (4.15)$$

$\ddot{y} \cdot \cos(\varphi_x)$: Anteil aus der Querbeschleunigung durch Kurvenfahrt

$\ddot{\varphi}_x \cdot h_W$: Eigenbewegungsanteil aus Wankbewegung

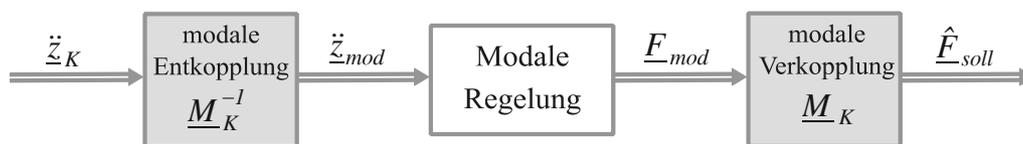
Über den Abstand zwischen Wankpol (WP) und z-Koordinate des Sensors wird durch die Wankbewegung eine Querbeschleunigung erzeugt.

$g \cdot \sin(\varphi_x)$: Anteil aus der Erdbeschleunigung

Bei nicht verschwindendem Wankwinkel φ_x (z. B. wenn das Fahrzeug am Hang steht) liefert der Anteil aus der Erdbeschleunigung einen weiteren Anteil für den Beschleunigungssensor. Es wurde bewusst für die Regelung auf das Herausrechnen des Gewichtskraftanteils verzichtet, damit auch am Hang das Fahrzeug horizontalisiert werden kann.

4.4.1.2 Ent- und Verkopplung der Kabinenbewegungen

Für die aktive Dämpfung des Zielfahrzeugs mit der Sky-Hook-Regelung in den drei Freiheitsgraden der Kabine – Huben, Nicken, Wanken (Abb. 4-12, [1], [82]) – werden die zur Verfügung stehenden Beschleunigungssignale in die modalen Größen transformiert. Es handelt sich dabei um näherungsweise modale Koordinaten; die verschiedenen Freiheitsgrade bleiben geringfügig dynamisch verkopplert. Durch eine schrittweise Auslegung für jede modale Bewegung können die Wechselwirkungen berücksichtigt werden.



Die gemessenen Beschleunigungen in z-Richtung

$$\ddot{z}_K = [\ddot{z}_{VR}, \ddot{z}_{VL}, \ddot{z}_{HR}, \ddot{z}_{HL}]^T$$

werden unter Berücksichtigung der Kabinengeometrie in die absoluten Beschleunigungen um den Kabinenschwerpunkt – Hub-, Wank- und Nickwinkelbeschleunigungen –

$$\ddot{z}_{mod} = [\ddot{z}, \ddot{\varphi}_x, \ddot{\varphi}_y, \kappa]^T$$

umgerechnet:

$$\ddot{z}_{mod} = \underline{M}_K^{-1} \cdot \ddot{z}_K \quad (4.16)$$

mit

$$\underline{M}_K^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} \cdot \frac{l_H}{l_V + l_H} & \frac{1}{2} \cdot \frac{l_H}{l_V + l_H} & \frac{1}{2} \cdot \frac{l_V}{l_V + l_H} & \frac{1}{2} \cdot \frac{l_V}{l_V + l_H} \\ \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{b} & -\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{b} & \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{b} & -\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{b} \\ \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{l_V + l_H} & \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{l_V + l_H} & -\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{l_V + l_H} & -\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{l_V + l_H} \\ -\frac{1}{4} & \frac{1}{4} & \frac{1}{4} & -\frac{1}{4} \end{bmatrix}.$$

Bei den Nick- und Wankbewegungen handelt es sich um eine vereinfachte Darstellung der Rotation der Kabine um ihre Hauptachse. Die Deviationsmomente werden vernachlässigt, weil bei einem Fahrzeug die Hauptachsenmomente deutlich größer als die Deviationsmomente sind.

In Relation zur Straßenebene wird häufig ein zusätzlicher Freiheitsgrad, die Verspannung κ , berücksichtigt ([33], [82]). Dieser Freiheitsgrad gibt an, wie stark die Karosserie über die Diagonalen in der x-y-Ebene verspannt ist. Dies ist beispielsweise der Fall, wenn der Wagen horizontal auf der Straße steht, ohne zu wanken oder zu nicken, und gleichzeitig über die Diagonalen zwei Zylinder (VR-HL, VL-HR) ein- bzw. ausgefahren sind. Die dadurch entstehenden Kräfte belasten die Karosserie, bewirken jedoch keine Änderung der Karosserieposition. In dem betrachteten Fall handelt es sich um eine durch Minenschutz ausgesteifte Kabine, die wenig Verspannung zulässt. Die Kabine lagert elastisch auf dem Rahmen, der aufgrund seiner Konstruktion eine Verdrehung erlaubt (Abschnitt 2.1). Aus diesen Überlegungen kann auf diesen Freiheitsgrad der Verspannung in die Regelung verzichtet werden.

Die verwendeten geometrischen Angaben für die Entkopplung beziehen sich auf die Sensorpositionen in der Kabine. Für die Verkopplung werden hingegen die Koordinaten des Aktorgriffpunktes verwendet.

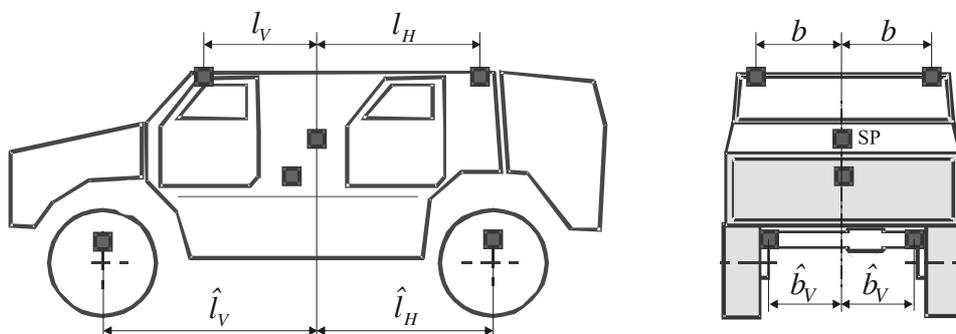


Abbildung 4-15: Fahrzeuggeometrie für die Ver- und Entkopplung

$l_V = 1,07 \text{ m},$ $l_H = 1,33 \text{ m}$	Abstand vom Kabinenmittelpunkt zum Sensor vorn bzw. hinten
$b = 0,66 \text{ m}$	Abstand vom Kabinenmittelpunkt zu den Sensoren rechts und links
$\hat{l}_V = 1,97 \text{ m},$ $\hat{l}_H = 1,73 \text{ m}$	Abstand vom Kabinenschwerpunkt zu den Aktor- angriffspunkten in x-Richtung vorn bzw. hinten
$\hat{b}_V = 0,63 \text{ m},$ $\hat{b}_H = 0,65 \text{ m}$	Abstand vom Kabinenschwerpunkt zu den Aktor- angriffspunkten in y-Richtung vorn bzw. hinten

Die Rücktransformation

$$\hat{E}_{soll} = \hat{M}_K \cdot E_{mod} \text{ mit } \hat{M}_K = \begin{bmatrix} 1 & \hat{b}_V & \hat{l}_V & -1 \\ 1 & -\hat{b}_V & \hat{l}_V & 1 \\ 1 & \hat{b}_H & -\hat{l}_H & 1 \\ 1 & -\hat{b}_H & -\hat{l}_H & -1 \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

teilt die Stellmomente und -kräfte $E_{mod} = [F_z, M_x, M_y, M_k]$ auf die lokalen Soll-Kräfte

$$\hat{E}_{soll} = \left[\hat{F}_{soll, VR}, \hat{F}_{soll, VL}, \hat{F}_{soll, HR}, \hat{F}_{soll, HL} \right]^T$$

auf.

Die entkoppelten Signale der Hub-, Wank- und Nickbeschleunigungen für die modale Regelung werden mit der Übertragungsfunktion

$$G_{IH}(s) = \frac{T_I^2 \cdot s}{T_I^2 \cdot s^2 + 2d_I T_I \cdot s + 1} \cdot \frac{T_H \cdot s}{T_H \cdot s + 1} \quad (4.18)$$

mit

$$d_I = 0,8, T_I = \frac{1}{0,1 \text{ Hz} \cdot 2\pi} = 1,59 \text{ sec}.$$

in Geschwindigkeiten umgerechnet. Um die stationären und niederfrequenten Anteile, die aus den langwelligen Fahrbahnanunebenheiten entstehen, aus den Messsignalen herauszunehmen, werden die Signale hochpassgefiltert. Bis zu der gewählten Frequenz $T_I = T_H$ verhalten sich die Filter wie ein Hochpassfilter 1. Ordnung, danach wie ein idealer Integrator.

4.4.2 KOMPENSATION DER ÜBERTRAGUNGSPFADE

Bei der Sky-Hook-Regelung (siehe Abschnitt 4.4.5) werden Wank-, Nick- und Hubbewegungen des Aufbaus bzw. der Kabine getrennt voneinander beeinflusst. Eine exakte Entkopplung der Bewegungen kann nicht erreicht werden. Durch die vereinfachte Maßnahme zur Entkopplung in Abschnitt 4.4.1.2 lassen sich die einzelnen Bewegungen in guter Näherung entkoppeln. Eine große Rolle dabei spielt das Übertragungsverhältnis zwischen den wirkenden Aktorkräften und den Bewegungen der Kabine. Die im Fahrzeug gemessenen Frequenzgänge der Führungsübertragungsfunktionen sind in Abb. 4-16 gezeigt:

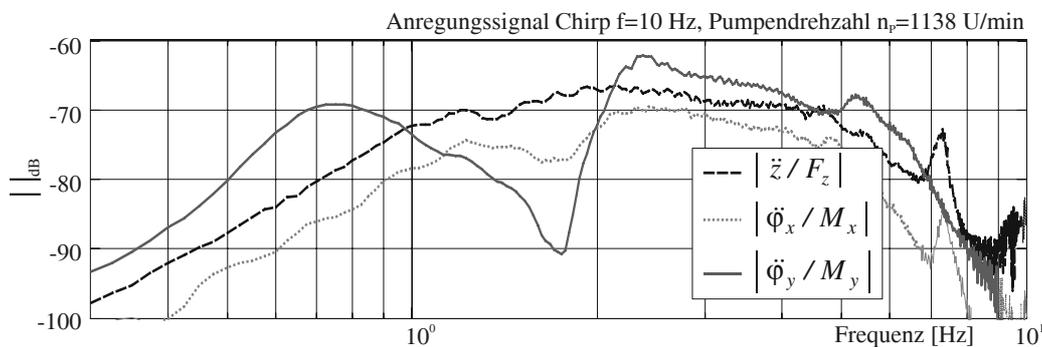


Abbildung 4-16: Betragskennlinien der Führungsübertragungsfunktion

Der Übertragungspfad der Wankbewegung $\ddot{\phi}_x / M_x$ weist eine Unregelmäßigkeit in Form einer Tilgung bis zu 25 dB im Bereich von 1,4 Hz auf. Der Grund dafür sind die Elastizitäten, wie Gummilagerungen, verwindungsfähiger Rahmen sowie das Fahrzeugfahrwerk samt Panhardstäben. Wegen dieser Tilgung ist die aktive Federung in diesem Frequenzbereich unwirksam. Aus diesem Grund ist im Regelalgorithmus in dem Pfad für den zu stellenden Wankmoment ein Kompensationsblock (vgl. Abb. 4-12) vorgesehen.



Zur Kompensation dieser Tilgung wird im Idealfall die Inverse der Übertragungsfunktion der Regelstrecke benötigt:

$$G_{komp}(s) = (\ddot{\phi}_x / \hat{M}_x)^{-1}. \quad (4.19)$$

Gesucht wird also eine realisierbare Näherung der inversen Übertragungsfunktion in Gl. (4.19). Bei einem komplexen System wie diesem handelt es sich jedoch um eine Übertragungsfunktion höherer Ordnung. Um den zeitlichen Aufwand für die Ermittlung einer Inversen zu begrenzen und dennoch eine Kompensation zu realisieren, wird eine inverse Funktion nur für den interes-

sierenden Bereich von ca. 0,5 bis 5 Hz mit Hilfe von zwei in Reihe geschalteten AR2-Übertragungsgliedern mit der Übertragungsfunktion

$$G_{komp}(s) = G_{komp,1}(s) \cdot G_{komp,2}(s) \quad (4.20)$$

verwendet.

<p>Kompensationsfunktion 1</p> $G_{komp,1}(s) = \frac{T_{z1}^2 s^2 + 2T_{z1}d_{z1}s + 1}{T_{n1}^2 s^2 + 2T_{n1}d_{n1}s + 1}$	<p>Resonanz ca. 25 dB bei $f = 1,4$ Hz</p> <p>$f_{z1} = 1,45$ Hz, $T_{z1} = 1/2\pi f_{z1}$, $d_{z1} = 0,55$</p> <p>$f_{n1} = 1,40$ Hz, $T_{n1} = 1/2\pi f_{n1}$, $d_{n1} = 0,03$</p>
<p>Kompensationsfunktion 2</p> $G_{komp,2}(s) = \frac{T_{z2}^2 s^2 + 2T_{z2}d_{z2}s + 1}{T_{n2}^2 s^2 + 2T_{n2}d_{n2}s + 1}$	<p>Tilgung ca. 8 dB bei $f = 2,5$ Hz</p> <p>$f_{z2} = 2,50$ Hz, $T_{z2} = 1/2\pi f_{z2}$, $d_{z2} = 0,10$</p> <p>$f_{n2} = 2,65$ Hz, $T_{n2} = 1/2\pi f_{n2}$, $d_{n2} = 0,50$</p>

Die Betragskennlinien der Führungsübertragungsfunktion $\ddot{\varphi}_x/\hat{M}_x$ der Regelstrecke und der Übertragungsfunktion für die Kompensation G_{komp}^{-1} sind in Abb. 4-17 gezeigt:

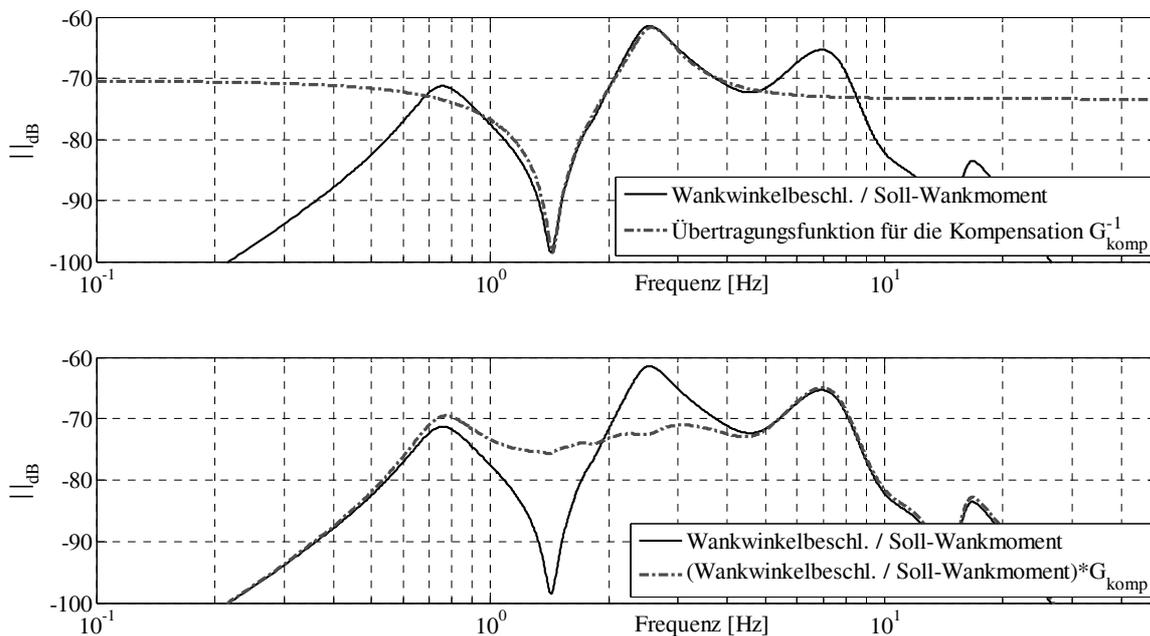


Abbildung 4-17: Betragskennlinie des kompensierten Übertragungspfades für die Wankbewegung

Im Fahrzeug wurde dieser Effekt der Tilgung auch festgestellt und bereinigt. Dabei hat sich herausgestellt, dass die Tilgung von der Drehzahl der Flügelzellenpumpe abhängt. Im Betrieb mit Standgas ist die Tilgung besonders ausgeprägt, weil die Drehzahl der Pumpe in diesem Fall minimal ist. Die im Fahrzeug eingebauten Flügelzellenaktoren werden zentral von einem Hydraulikmotor und einer vom Verbrennungsmotor angetriebenen Hydraulikpumpe mit Leistung versorgt. Das aktive Federungssystem wurde für eine Drehzahl von 1600 U/min ausgelegt. Auf-

grund der Gesamtuntersetzung von der Drehzahl des Verbrennungsmotors zu derjenigen der Flügelzellenpumpen von 1:0,75 ist für eine optimale Funktion der Aktorik eine Drehzahl des Verbrennungsmotors von ca. 2000 U/min erforderlich. Bei einer geringeren Drehzahl des Motors ist mit einer verminderten Leistung der Aktorik zu rechnen. Bei einer niedrigeren Drehzahl wird also bei gleicher Verstellung weniger Volumenstrom gefördert und folglich weniger Druck für die erforderliche Stellkraft aufgebaut (vgl. Abb. 4-24). Die im Fahrzeug gemessenen Frequenzgänge für $\ddot{\phi}_x/M_x$ mit und ohne Kompensation sind in Abb. 4-18 dargestellt:

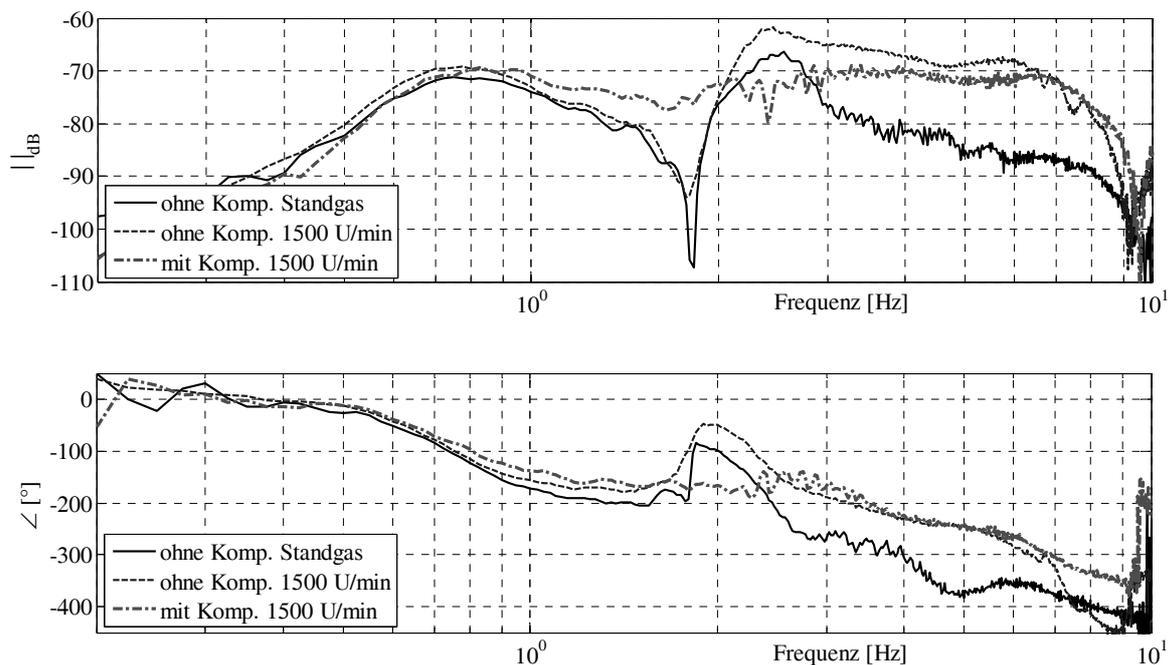


Abbildung 4-18: Im Fahrzeug gemessene Betragskennlinie Wankwinkelbeschleunigung/Sollkraft

Die Zeitantworten einer Wankanregung in Form eines einseitigen Sprungs der Höhe 5 cm sind in Abb. 4-19 gezeigt. Zurückgeführt wird die Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_x$ mit dem Verstärkungsfaktor $K_{sky, W} = -55000 \text{ Ns/rad}$.

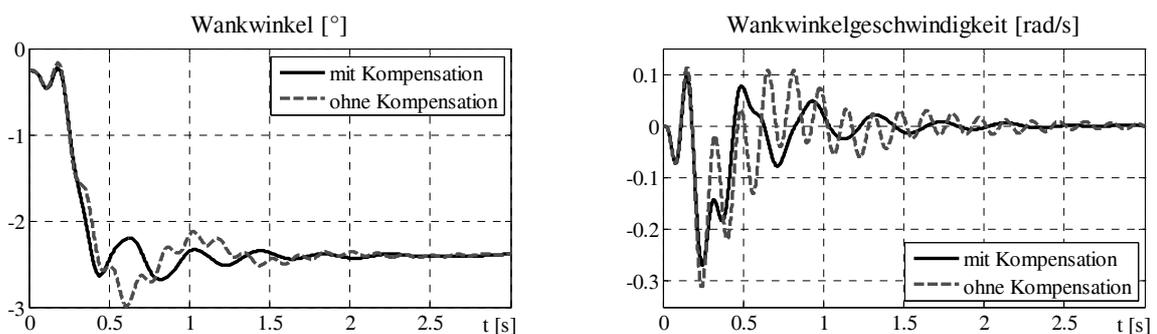


Abbildung 4-19: Zeitantwort mit und ohne Kompensation

Im Fall ohne Kompensation reagiert das System mit Schwingungen auf die Erhöhung des Sky-Hook-Parameterwertes. Im Zeitplot in Abb. 4-19 kann man deutlich erkennen, dass es sich um eine Schwingung aus dem Bereich der Radeigenfrequenzen um 6 Hz handelt.

Im geschlossenen Regelkreis, also bei der Rückführung der Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_x$, wird die Betragskennlinie auch in diesem Bereich angehoben. Aus diesem Grund werden die Parameter in $G_{komp,2}$ geändert so, dass die Betragskennlinie wie in Abb. 4-20 abgesenkt wird. Dadurch wird die Empfindlichkeit des Systems auf die Parameterwahl abgemildert und so eine mögliche Destabilisierung des Systems durch die Sky-Hook-Regelung vermieden. Zusätzlich zur Kompensation soll untersucht werden, wie sich die unterschiedlich hohen Parameterwerte auf das Verhalten des Gesamtsystems auswirken. Dies wurde an einem Ein-Rad-Modell untersucht. Im Modell des Gesamtfahrzeugs wurden ähnliche Beobachtungen und Aussagen zur Parameterwahl gemacht.

<p>Kompensationsfunktion 2</p> $G_{komp,2}(s) = \frac{T_{z2}^2 s^2 + 2T_{z2}d_{z2}s + 1}{T_{n2}^2 s^2 + 2T_{n2}d_{n2}s + 1}$	<p>Tilgung ca. 8 dB bei $f = 2,5$ Hz</p> <p>$f_{z2} = 2,50$ Hz, $T_{z2} = 1/2\pi f_{z2}$, $d_{z2} = 0,10$</p> <p>$f_{n2} = 0,10$ Hz, $T_{n2} = 1/2\pi f_{n2}$, $d_{n2} = 0,50$</p>
---	---

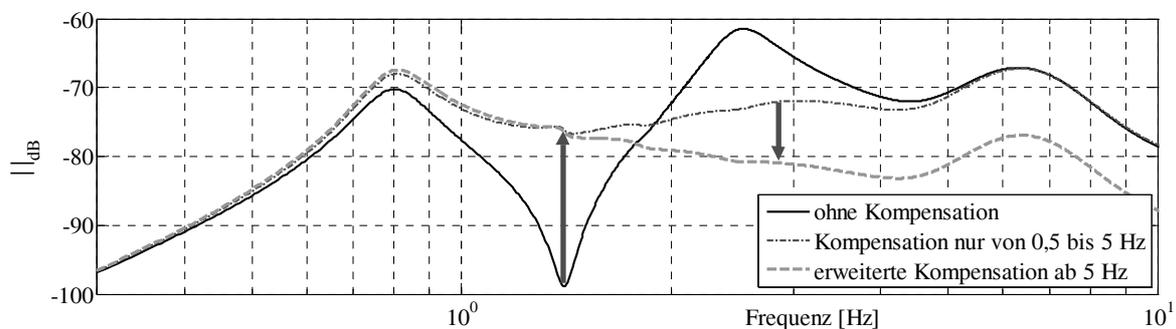


Abbildung 4-20: Frequenzgang des kompensierten Übertragungspfad für die Wankbewegung

4.4.3 LOKALE REGELUNG

Die lokale Regelung sorgt bereits für eine Grundstabilisierung des Fahrzeugs. Die Regelung der Stelleinheit ist für jedes Rad identisch. Die lokale Regelung ist für sich abgeschlossen, und das Fahrzeug kann allein mit dieser Regelung ohne Aufbauregelung in Betrieb genommen werden. Die lokale Regelung beinhaltet zwei kaskadierte Regelkreise (s. Abb. 4-21). Im überlagerten Regelkreis der Kraftregelung werden die Soll- und die Istwerte für die an die Aktoren zu stellenden Kräfte verglichen und die Vorgaben für die Pumpenverstellung generiert. Der innere Regelkreis erzeugt aus den gemessenen Signalen für die Verstellung der Pumpe und den Sollwerten aus dem überlagerten Regelkreis die Sollvorgabe für die Ansteuerung der Ventile, mit denen die Verstellung der Pumpen realisiert wird.

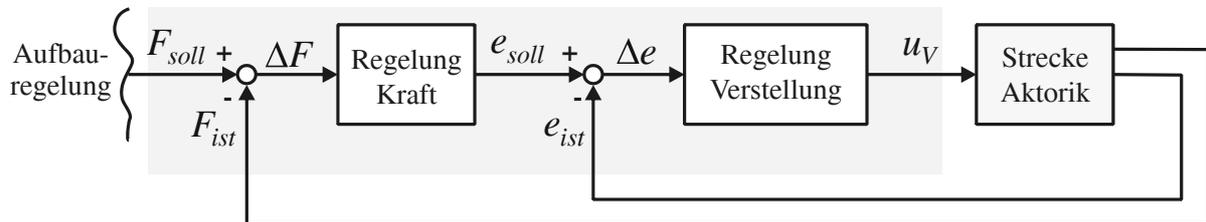


Abbildung 4-21: Blockschaltbild der lokalen Regelung

Die lokale Regelung wirkt dezentral auf jede Stelleinheit und enthält zwei kaskadierte Regelkreise (vgl. Abb. 4-21 und [34], S. 45f.). Auf der untersten Ebene wird die Pumpenverstellung geregelt. Diese erhält ihren Sollwert e_{soll} von der übergeordneten Ebene der Kraftregelung. Der Sollwert für die Kraft F_{soll} wird auf der Ebene der Aufbauregelung bestimmt.

Regelung der Verstellung

Der Sollwert der Verstellung wird mit dem gemessenen Wert für die Verstellung verglichen:

$$\Delta e = e_{soll} - e_{ist}.$$

Die Lageregelung kann nach der Nyquist-Faustregel mit einem P-Glied (ausreichende Phasenreserve durch Anheben der Betragskennlinie um ca. 40 dB) realisiert werden:

$$G_e(s) = \frac{u_V}{\Delta e} = K_e \quad (4.21)$$

mit

$$K_e = 7,5 \text{ V/mm}.$$

In Abb. 4-22 sind der gemessene Frequenzgang und der Frequenzgang des identifizierten Modells der Verstellung gezeigt. Die Pumpenverstellung weist eine Bandbreite von etwa 20 Hz auf. Die Dynamik der digitalen Verarbeitung soll berücksichtigt werden. Die für den Wegsensor benötigte Auswerteelektronik lässt sich durch ein Butterworth-Filter 4. Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 520 Hz beschreiben. Schon bei 100 Hz beträgt die Phase des eingesetzten Butterworth-Filters 29° .

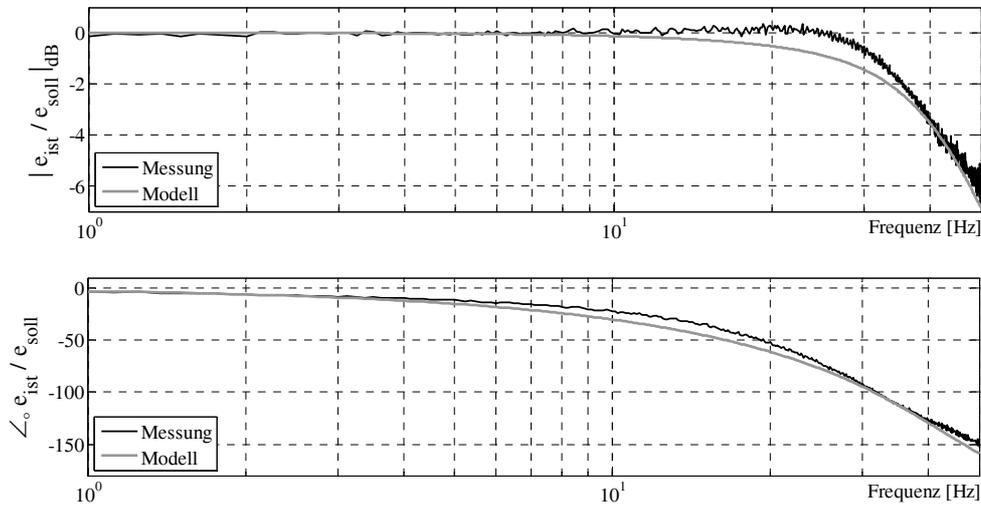


Abbildung 4-22: Frequenzgang des geschlossenen Regelkreises der Verstellung e_{ist}/e_{soll}

Regelung der Kraft

Die Eingangsgröße der Kraftregelung (Abb. 4-23), die Sollkraft F_{soll} , setzt sich aus der statischen Kraft F_{stat} und einem Anteil aus der Aufbauregelung $F_{soll,i}$, $i = \{VR, VL, HR, HL\}$ zusammen:

$$F_{soll} = F_{stat} + F_{soll,i}$$

Die aktuelle Kraft F_{ist} wird aus den gemessenen Drücken in den beiden Zylinderkammern p_1 und p_2 ermittelt:

$$F_{ist} = A_1 \cdot p_1 - A_2 \cdot p_2$$

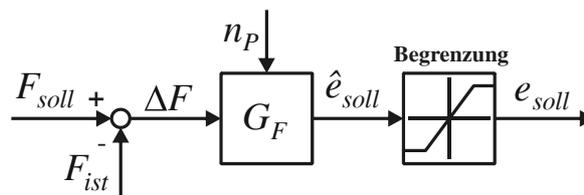


Abbildung 4-23: Blockschaltbild des Kraftregelkreises

Aus der Differenz $\Delta F = F_{soll} - F_{ist}$ wird die Sollexzentrizität e_{soll} ermittelt. Die Kraftregelung erfolgt mit einem P-Glied mit der Übertragungsfunktion (vgl. Abb. 4-24):

$$G_F(s) = \frac{\hat{e}_{soll}}{\Delta F} = K_F \cdot K \quad (4.22)$$

mit

$$K = 0,0004 \text{ mm/N.}$$

Wie bereits erwähnt, ist die Regelung für eine Drehzahl von 1600 U/min ausgelegt. Im Betrieb liegt die mittlere Pumpendrehzahl bei etwa 1000-1200 U/min; damit arbeitet die Aktorik mit eingeschränkter Leistung. Dies bestätigen die in Abb. 4-24 gezeigten Frequenzgänge, die im Fahrzeug bei unterschiedlichen Drehzahlen gemessen wurden. Bei einer Pumpendrehzahl von 1200 U/min liegt die Bandbreite der Aktorik bei 10 Hz. Bei geringerer Drehzahl der Pumpen wird diese Bandbreite nicht mehr erreicht.

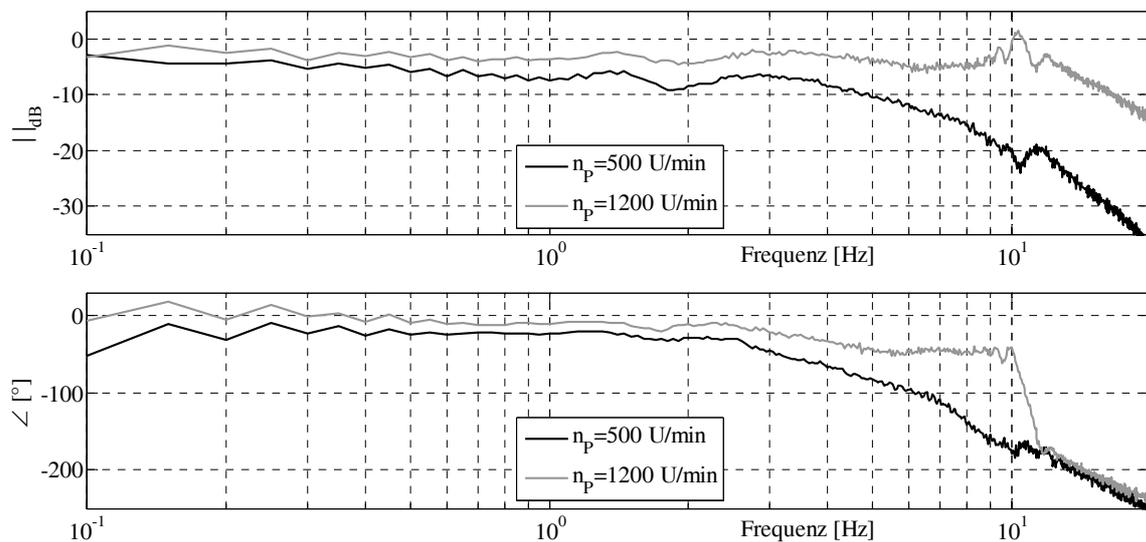


Abbildung 4-24: Frequenzgang F_{ist}/F_{soll} bei unterschiedlichen Drehzahlen

Um bei der niedrigen Drehzahl dennoch den erforderlichen Volumenstrom fördern zu können, muss ein höherer Wert der Verstellung gewählt werden. Der Reglerverstärkungsfaktor wurde demnach ebenfalls drehzahlabhängig vorgegeben: $K_F = K_F(n_p)$. Die experimentell ermittelte Kennlinie der Reglerverstellung ist in Abb. 4-25 dargestellt. Bis 1000 U/min ist die Verstärkung maximal $K_F = 1,6$. Bei höheren Drehzahlen stellt sich ein kleinerer Wert ein.

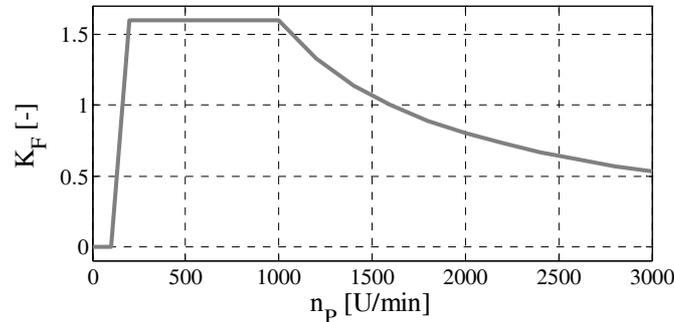


Abbildung 4-25: Kennlinie der Reglerverstärkung

Der Sollwert für die Verstellung wird durch eine Kennlinie, wie in Abb. 4-26 gezeigt, begrenzt. Der Verlauf des Stellsignalls wird im Grenzbereich abgeflacht, damit beim Erreichen des Anschlags im System keine unnötigen Druckspitzen auftreten.

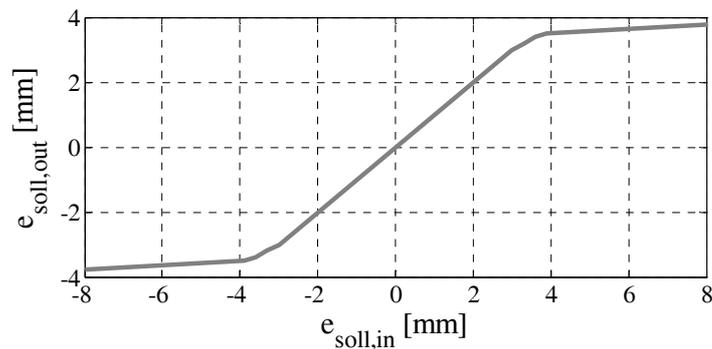


Abbildung 4-26: Begrenzung des Sollwertes der Verstellung

Der Kraftregelkreis mit unterlagerter Regelung für die Pumpenverstellung wurde bereits am Prüfstand in Betrieb genommen. Die gemessenen Signale sind in Abb. 4-27 dargestellt. Die mit Hilfe des Nyquist-Verfahrens festgelegten Reglerverstärkungen wurden für den Fahrzeugbetrieb übernommen. Spätere Messungen im Fahrzeug zeigen, dass die am Prüfstand ausgelegte und erprobte lokale Regelung auch im Fahrzeug gute Ergebnisse liefert.

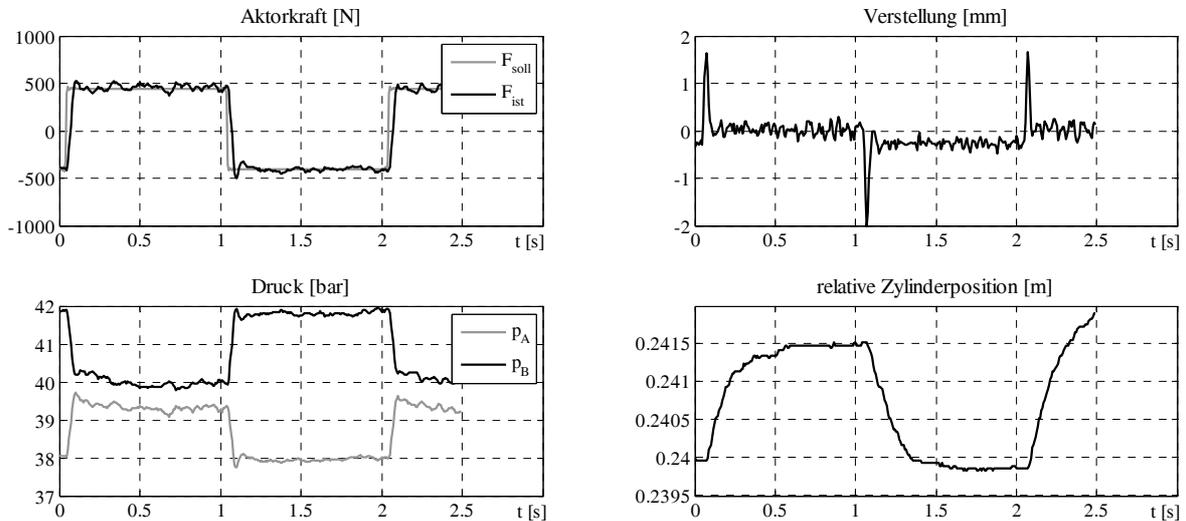


Abbildung 4-27: Im Fahrzeug gemessene Zeitantworten (vorn rechts)

Das im Fahrzeug eingebaute Federungssystem hat einen komplexeren Aufbau als das untersuchte System auf dem Prüfstand. Längere Schlauchleitungen können dazu führen, dass mit steigender Frequenz die vom Hydraulikzylinder übertragene Kraft überproportional ansteigt (dynamische Verhärtung [43]), wodurch sich das Abrollverhalten des Fahrzeugs verschlechtert. Des Weiteren ist in dem hydraulischen System, das im Fahrzeug realisiert wurde, die Leckage (z. B. zusätzliche Leckage im Hydraulikzylinder) größer. Dies wirkt sich negativ auf die Dynamik und folglich auf die Regelgüte des Systems aus. Im Fahrzeug weist die realisierte Aktorik eine Bandbreite von lediglich 4 Hz auf, während 10 Hz angestrebt wurden (Abb. 4-28). Für die Regelung der Aufbaubewegungen ist diese Bandbreite von 4 Hz ausreichend; die Radbewegungen können jedoch nicht mehr beeinflusst werden.

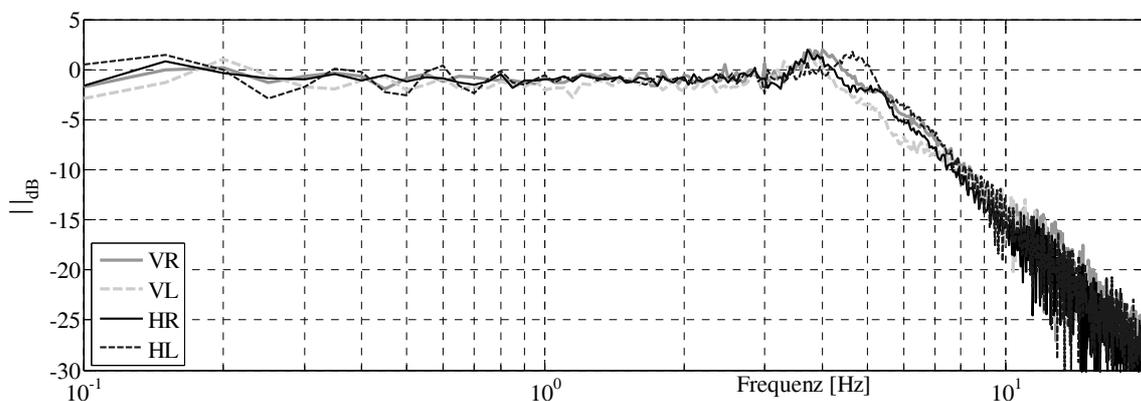


Abbildung 4-28: Im Fahrzeug gemessene Frequenzgänge F_{ist}/F_{soll}

4.4.4 VARIABLE DÄMPFUNG

Die nachteilige Auswirkung der hydraulischen Anbauten der Aktorik auf die Abrolleigenschaften wurde im vorigen Abschnitt diskutiert. Wegen der eingebauten Drosseln erhält das System eine zu hohe Dämpfung. Durch die Rückführung von relativen Geschwindigkeiten soll in dem aktiven System die Dämpfung auf die des passiven Fahrzeugs reduziert werden. Die Reaktion des aktiven Systems auf diese Maßnahme wird zunächst an einem Ein-Rad-Modell untersucht.

Rückführung von $\Delta\dot{z}$ in einem Ein-Rad-System

Die Größe $\Delta\dot{z} = \dot{z}_A - \dot{z}_R$ ist die Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Rad. Zur Bestimmung des Parameterwertes für die Rückführung von $\Delta\dot{z}$ wird das passive System dem aktiven gegenübergestellt:

$$\text{passiv:} \quad F = c_A \cdot \Delta z + d_A \cdot \Delta\dot{z} \quad \text{mit dem relativen Weg } \Delta z = z_A - z_R$$

$$\text{aktiv:} \quad F = c_A \cdot \Delta z + F_{Zyl}$$

Ein ähnliches Verhalten wie beim passiven System im Frequenzbereich bis 7 Hz würde sich mit der Aktorkraft $F_{Zyl} = K_{dzp} \cdot \Delta\dot{z}$ mit $K_{dzp} = d_A$ einstellen. Auf diese Weise wird das Verhalten des passiven Systems nachempfunden, was sich anhand der in Abb. 4-29 dargestellten Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion bestätigen lässt. Das Abrollverhalten, das durch die Aktorik negativ beeinflusst wird, kann verbessert werden.

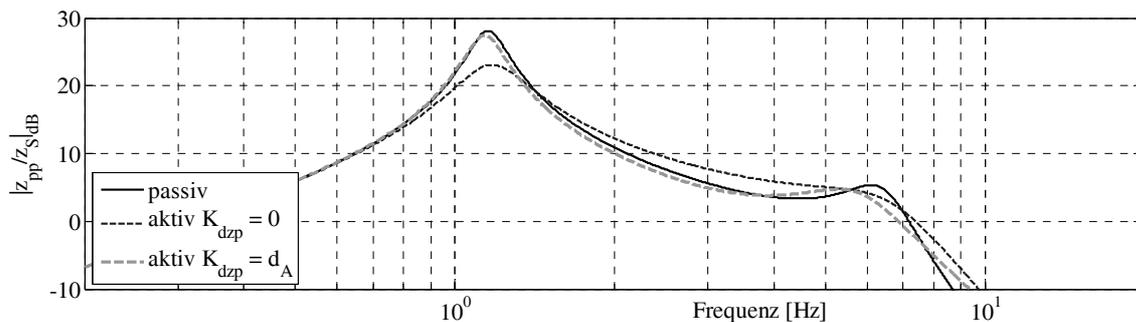
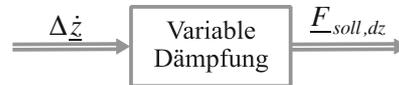


Abbildung 4-29: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion

Rückführung von $\Delta\dot{z}$ im Gesamtfahrzeug

Laut Untersuchungen an einem Ein-Rad-Modell lässt sich eine Verbesserung der Fahrzeugdynamik – insbesondere im Übergangsbereich zwischen der Aufbau- und der Radeigenfrequenz – mit der Rückführung der relativen Geschwindigkeiten $\Delta\dot{z}$ erreichen. Diese regelungstechnische Maßnahme wird nun im Gesamtfahrzeug angewandt.



Für die Formulierung einer Zielfunktion wird die Betragskennlinie der Störübertragungsfunktion \ddot{z}/z_S des passiven Fahrzeugs als Referenzvorgabe verwendet. Das Optimierungsproblem kann somit wie folgt beschrieben werden:

- Gegeben seien die Störübertragungsfunktion der Regelstrecke $G_{aktiv}(s)$ und die Referenzübertragungsfunktion $G_{ref}(s) = G_{passiv}(s)$.

- Gesucht wird der "optimale" Reglerparameter K_{dzp} für die Rückführung

$$\underline{F}_{soll,dz} = K_{dzp} \cdot \Delta \dot{z}.$$

Zusätzlich könnten auch die Relativwege Δz über einen Regelungsparameter K_{zp} zurückgeführt werden, um die Amplituden der Kabinenbeschleunigungen zu reduzieren. Dies wird jedoch nicht weiter betrachtet.

- Als Startparameter eignen sich die bereits aus den Untersuchungen an einem Ein-Rad-System bekannten Werte. Der Startwert $K_{dzp}^{(0)} = -7000 \text{ Ns/m} \approx -d_A$ wurde der Dämpferkennlinie in Abb. 3-9 entnommen. Die Dämpferkraft ändert sich demnach abhängig von der relativen Geschwindigkeit von 5000 N (Druckstufe) bis 8000 N (Zugstufe).
- Die Gütefunktion ist die quadratische Fehlerfläche zwischen den Betragskennlinien von $G_{aktiv}(s)$ und $G_{ref}(s)$:

$$J = \sum_{i=1}^n (|G_{aktiv}(j\omega_i)| - |G_{ref}(j\omega_i)|)^2 \rightarrow \min. \quad (4.23)$$

ω_i : Frequenzstützwerte

Es soll gewährleistet werden, dass sich das geregelte System durch die Rückführung gegenüber dem passiven System nicht verschlechtert. Im Groben kann es durch folgende Bedingung gegeben werden:

- Die Betragskennlinie des zu regelnden Systems soll wie die des passiven Systems sein oder unterhalb der Referenzbetragskennlinie liegen:

$$J = 0, \text{ wenn } |G_{aktiv}(j\omega_i)| < |G_{ref}(j\omega_i)|.$$

Das Hauptziel der Rückführung ist die Verbesserung der Abrolleigenschaften. Aus diesem Grund wurden die Werte der Gütefunktion im Bereich von Radeigenfrequenzen stärker gewichtet. Da man die Untersuchung im für die Regelung relevanten Bereich von 0,5 bis 20 Hz durchführt, wurde die Gewichtung folgendermaßen vorgenommen:

$$J = \sum_{i=1}^n (|G_{aktiv}(j\omega_i)| - |G_{ref}(j\omega_i)|)^2 \cdot \omega_i \quad (4.24)$$

Abb. 4-30 und Abb. 4-31 zeigen die Ergebnisse:

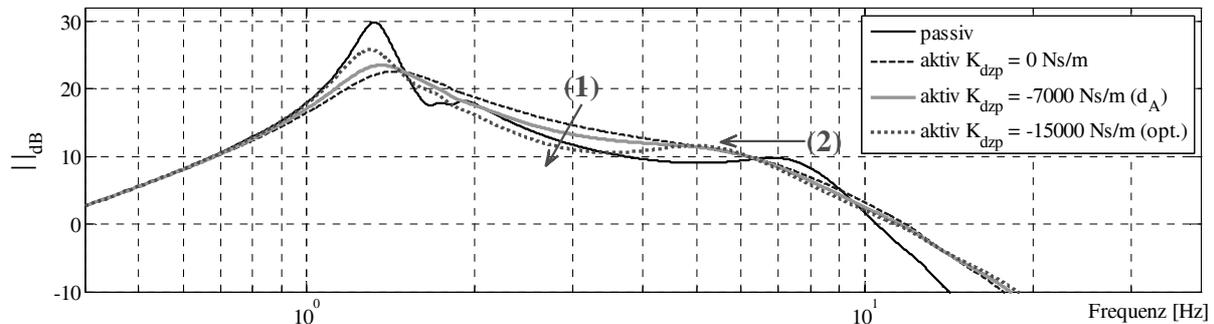


Abbildung 4-30: Frequenzgang der Störübertragungsfunktion mit und ohne $\Delta \dot{z}$ -Rückführung

(1): Die Betragskennlinie im Übergangsbereich zwischen den Eigenfrequenzen von Kabine und Rad kann durch die Rückführung der relativen Geschwindigkeiten deutlich abgesenkt werden. Das angestrebte Ziel, das Verhalten des aktiven Systems in der Grundabstimmung dem des passiven Systems anzunähern, wurde bedingt erreicht. Durch diese Maßnahme wird der negative Einfluss der realisierten Aktorik entschärft, jedoch nicht beseitigt.

(2): Die Eigenfrequenzen der Achsen wandern nach links.

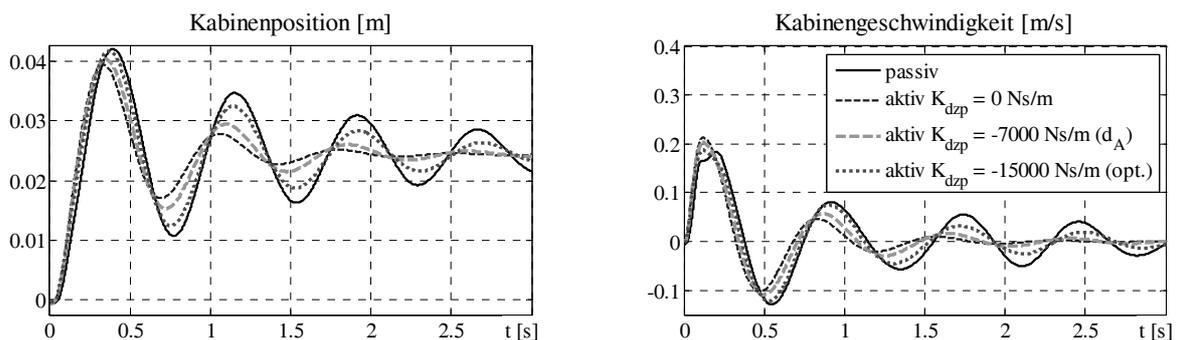
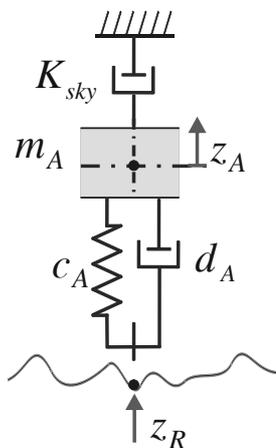


Abbildung 4-31: Kabinenbeschleunigung bei einer Hubanregung (Stufe 5 cm)

4.4.5 SKY-HOOK-REGELUNG

Das Ziel einer reinen Sky-Hook-Regelung ist die Entkopplung des Fahrzeugaufbaus von der Straßenanregung. Bei der theoretischen Modellvorstellung wird dazu ein Dämpfer zwischen dem Fahrzeugaufbau und dem "Himmel" angebracht. Damit können eine optimale Dämpfung der gefederten Massen und somit eine Reduzierung der Aufbaubeschleunigungen wie auch eine Verbesserung des Fahrkomforts gegenüber konventionellen Fahrwerken erreicht werden.

Rückführung von \dot{z}_A in einem Ein-Rad-System



Im Unterschied zu einem konventionellen Raddämpfer wird bei der Sky-Hook-Regelung der schwingende Aufbau nicht gegenüber der unebenen Straße, sondern gegenüber dem Himmel gedämpft:

$$F = K_{sky} \cdot \dot{z}_A \quad (4.25)$$

Unabhängig von den Straßenunebenheiten wird so ein ruhiges Aufbauverhalten erreicht.

Der Rückführparameter K_{sky} wird durch Optimierung festgelegt.

Einen günstigen Startwert für K_{sky} erhält man mit dem Ansatz, dass der Sky-Hook-Dämpfer bei einer typischen Straßenanregung eine vergleichbare Kraft aufbringt wie ein konventioneller Dämpfer mit der Dämpferkraft $F = d_A \cdot \Delta\dot{z}$.

Bei einer Sprunganregung – abgebildet durch das Überfahren eines 5 cm hohen Hindernisses – antwortet das System mit einer relativen Geschwindigkeit zwischen Rad und Aufbau von $\Delta\dot{z} = -0,7 \text{ m/s}$; die absolute Geschwindigkeit des Aufbaus beträgt $\dot{z}_A = 0,3 \text{ m/s}$. Mit einem Wert für die Dämpfung $d_A \approx 150000 \text{ Ns/m}$ (vgl. Abb. 3-9) ergibt sich der Parameterwert für die Sky-Hook-Rückführung zu

$$K_{sky} = d_A \cdot \frac{\Delta\dot{z}}{\dot{z}_A} = 35000 \text{ Ns/m}.$$

Bei der anschließenden Optimierung wurde die absolute Geschwindigkeit des Aufbaus während eines Simulationszeitraums durch die folgende Zielfunktion bewertet:

$$J = \sum_{i=1}^n \dot{z}_A^2(t_i) \rightarrow \min. \quad (4.26)$$

Die Minimierung von J führte auf einen deutlich höheren Wert für die Verstärkung:

$$K_{sky} = 56700 \text{ Ns/m}.$$

In Abb. 4-32 sind die Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion für diese beiden Werte von K_{sky} im Vergleich zum passiven und zum aktiven System ohne Sky-Hook-Regelung dargestellt.

(1): Durch die Rückführung von \dot{z}_A lässt sich eine deutliche Verbesserung der Dynamik insbesondere im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen erreichen.

(2): Auffallend ist jedoch eine erhöhte Amplitude im Bereich von 3 bis 5 Hz. Da sich dieser Bereich weder den Aufbau- noch den Radeigenfrequenzen zuordnen lässt, sind die Ursachen dafür bei der Aktorik zu suchen. Um diese Aussage dennoch zu überprüfen, betrachtet man das passive System sowie das aktive System mit der Sky-Hook-Rückführung; im Falle des aktiven Systems wird zwischen dem idealen und dem realen Steller unterschieden. Beim idealen Steller werden die dynamischen Eigenschaften der Aktorik nicht berücksichtigt, es gilt demnach:

$$F_{Zyl, ist} = F_{Zyl, soll} = K_{sky} \cdot \dot{z}_A.$$

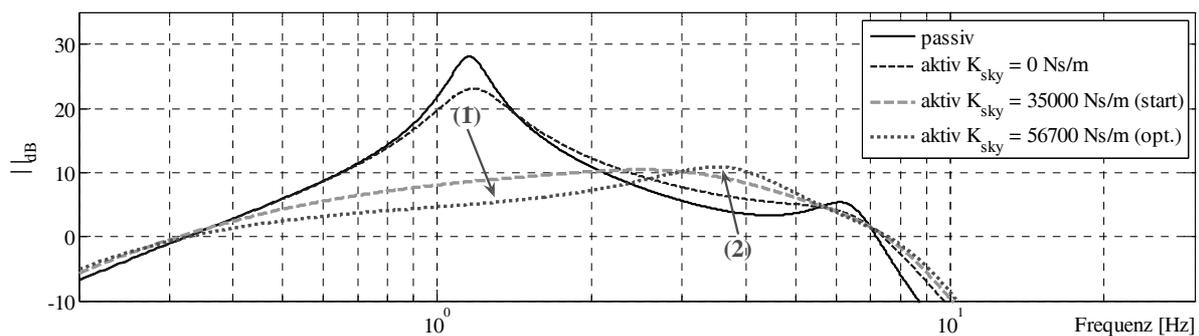


Abbildung 4-32: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion \ddot{z}_A/z_s bei realer Aktorik

In Abb. 4-33 sind die Betragskennlinien dieser Systeme dargestellt. Im Fall des idealen Stellglieds mit der Sky-Hook-Regelung verhält sich das System wie erwartet: Die Aufbaubewegung wird gedämpft (deutlich kleinere Amplitude im Bereich von 0,5 bis 3 Hz). Die Radeigendynamik ist mit der des passiven Systems vergleichbar. Das System mit dem realen Stellglied weist gleiche geringe Dämpfung bei der Radfrequenz auf. Im Übergangsbereich zwischen den Aufbau- und Radeigenfrequenzen ist jedoch eine Verschlechterung festzustellen; die Radeigenfrequenz wandert nach links.

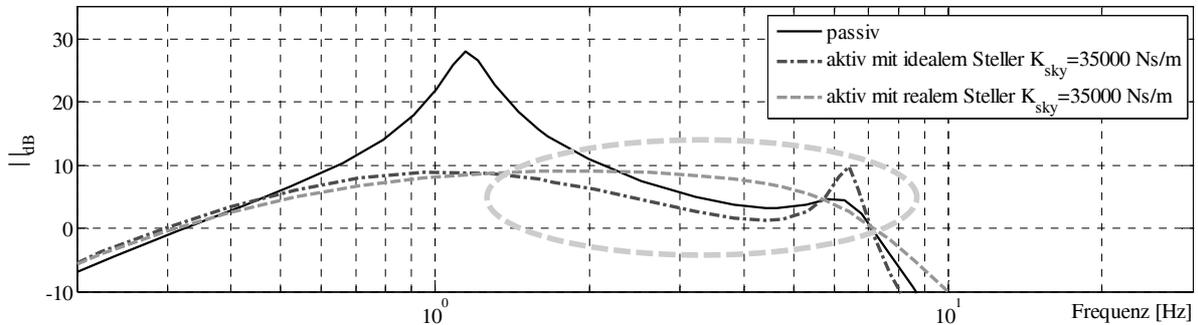


Abbildung 4-33: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion \ddot{z}_A/z_s : Vergleich von idealem und realem Steller

Die Ursache für die Verschiebung der Resonanzfrequenzen und die höhere Dämpfung im Übergangsbereich liegt demnach in den Eigenschaften der Aktorik. Die Systemdämpfung hängt von der Durchflusscharakteristik der Drosseln ab, die zwischen Saug- bzw. Druckseite der Pumpe und den Zylinderkammern eingebaut sind. Die Abhängigkeiten der Systemdynamik von der Drosselkonstante sowie von dem eingestellten Reglerparameter für die Sky-Hook-Regelung werden anhand der Betragskennlinien in Abb. 4-34 veranschaulicht:

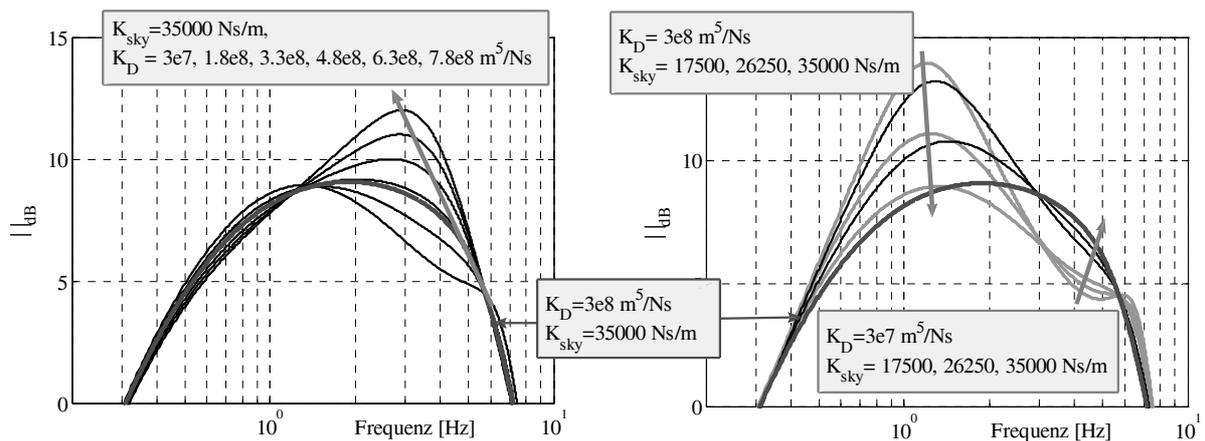


Abbildung 4-34: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion für unterschiedliche System- (K_D) bzw. Reglerparameter (K_{sky})

Zusätzlich sind in der Tabelle 4-6 die Eigenwerte von Aufbau und Rad/Achse für einige Werte des Parameters K_{sky} der Sky-Hook-Regelung aufgeführt.

Tabelle 4-6: Eigenfrequenzen des Ein-Rad-Systems mit zugehörigen Dämpfungsmaßen

	Aufbau			Rad/Achse		
	f_0 [Hz]	ζ	$\lambda_{1,2}$	f_0 [Hz]	ζ	$\lambda_{1,2}$
passiv	1,15	0,081	-0,58+/-7,23i	6,43	0,144	-5,80+/-39,98i
aktiv, idealer Steller $K_{sky} = 35000$ Ns/m	1,03	0,829	-5,37+/-3,62i	6,42	0,049	-1,971+/-40,26i
aktiv, realer Steller $K_{sky} = 10000$ Ns/m	1,20	0,371	-2,81+/-7,02i	6,67	0,315	-13,18+/-39,75i
aktiv, realer Steller $K_{sky} = 35000$ Ns/m	0,70 3,27	1,315	-4,37 u. -20,56	6,17	0,494	-19,15+/-33,69i
aktiv, realer Steller $K_{sky} = 29500$ Ns/m	1,36	0,995	-8,52+/-0,87i	6,44	0,435	-17,58+/-36,42i

Man erkennt, dass bei dem System mit realem Steller mit zunehmendem Reglerparameter K_{sky} die Dämpfung der Eigenwerte steigt.

Für den rechnerisch ermittelten Wert $K_{sky} = 35000$ Ns/m sind die Aufbaueigenwerte bereits reell geworden, und das System ist überdämpft. Daher werden bei der Festlegung und Optimierung des Parameterwertes für die Sky-Hook-Regelung über die Zielfunktion in Gl. 4.26 hinaus noch weitere Bedingungen für die Stabilität ($Re(\lambda_i) \leq 0$) und eine maximale Dämpfung (Dämpfungsmaß $\zeta_i \leq 1$ zur Vermeidung einer Überdämpfung) berücksichtigt. Damit resultiert als optimaler Parameterwert

$$K_{sky} = 29500 \text{ Ns/m},$$

der in der Tabelle 4-6 bereits mit aufgeführt ist.

Trotz des kleineren Wertes für die Sky-Hook-Rückführung wurde das Einschwingverhalten des Systems durch die Regelung verbessert. Der Parameterwert K_{sky} soll also so gewählt werden, dass eine höhere Aufbaudämpfung erreicht wird, das System jedoch schwingungsfähig bleibt. Anhand der Zeitantworten in Abb. 4-35 lassen sich die dargelegten Überlegungen bestätigen.

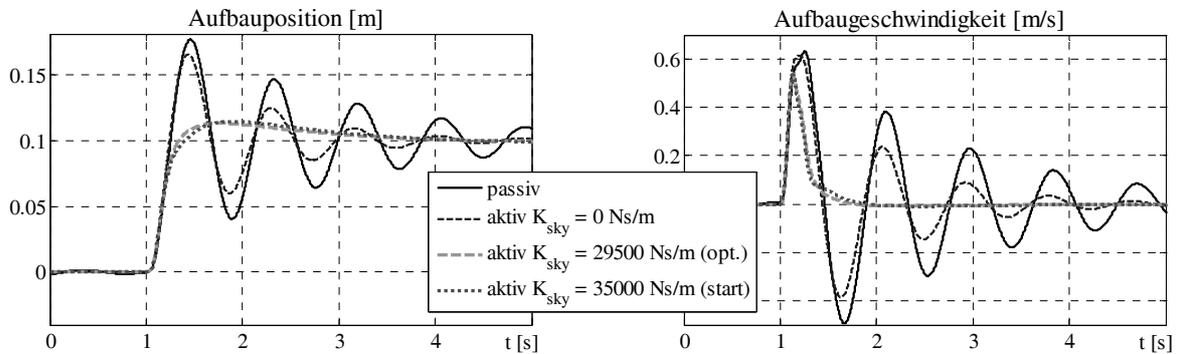
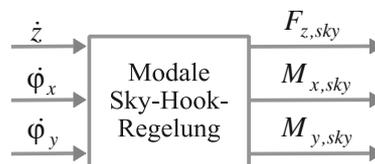


Abbildung 4-35: Zeitantworten des Systems

Sky-Hook-Rückführung im Gesamtfahrzeug

Im Gesamtfahrzeug wird die Sky-Hook-Regelung auf die Aufbaubewegungen – Huben, Nicken und Wanken – angewandt. Aus den absoluten Geschwindigkeiten der Kabine \dot{z} , $\dot{\phi}_x$ und $\dot{\phi}_y$ werden die für die Dämpfung des Aufbaus notwendigen Kräfte und Momente berechnet.



Die Beurteilung der Güte und der physikalischen Bedeutung der Regelung kann am Besten nachvollzogen werden, wenn alle anderen Regleranteile ausgeschaltet sind. Die Optimierung erfolgt im Zeitbereich. Bei der Simulation einer Fahrt über eine unebene Fahrbahn werden in der Regel alle Bewegungen angeregt, so dass eine korrekte Beurteilung einer Regelung sehr schwierig wird. Durch eine zweckmäßige Vorgabe von z_s an jedem Rad wird das Fahrzeug quasi im Stand zu einer Bewegung angeregt. Diese Art der Anregung entspricht zwar nicht einer realistischen Fahrsituation, erlaubt jedoch die Betrachtung nur einer Bewegung (Huben, Nicken oder Wanken).

Hubbewegung

Mit einer Sky-Hook-Regelung wird die Kabinenbewegung in z-Richtung gedämpft. Die Kraft, die zur Dämpfung der Kabine erforderlich ist, errechnet sich zu:

$$F_{z,sky} = K_{sky,H} \cdot \dot{z}. \quad (4.27)$$

Zurückgeführt wird die absolute Geschwindigkeit der Kabine \dot{z} . Daher ist es naheliegend, diese Größe in die Formulierung der Optimierungsaufgabe einzubeziehen. Das Optimierungsproblem kann auf folgende Weise beschrieben werden:

- Gegeben sei das Fahrzeug, das zu einer Hubbewegung angeregt wird.
- Gefordert wird die Minimierung der absoluten Geschwindigkeit der Kabine: $\dot{z}_{ref} = 0$.
- Gesucht ist der "optimale" Reglerparameter $K_{sky, H}$.
- Die Startwerte für die Parameteroptimierung stammen aus den vorangegangenen Untersuchungen am Ein-Rad-System (Abschnitt 4.2.3): $K_{sky, H}^{(0)} = 29500 \text{ Ns/m}$.
- Die Gütefunktion ist die Summe der Quadrate der Datensatzwerte aus der Simulation:

$$J = \sum_{i=1}^n \dot{z}^2(t_i) \rightarrow \min. \quad (4.28)$$

Für die Überwachung der Stabilität des geregelten Systems und der Einhaltung der Systemgrenzen sorgen folgende Randbedingungen:

- Das System soll schwingungsfähig bleiben; d.h. für die Dämpfungsmaße der Eigenwerte muss gelten: $\zeta_i < 1$.
- Die Begrenzungen im System, wie die Federwege, sollen berücksichtigt werden:

$$\Delta z_i > \Delta z_{max}, i = \{VR, VI, HR, HL\}.$$

Δz_i : die relativen Zylinderwege,

Δz_{max} : maximaler Hub des Hydraulikzylinders.

Die Reaktion des Systems auf die Regelung lässt sich mit den Frequenzkennlinien des geschlossenen Regelkreises \ddot{z}/z_S für unterschiedliche Parameterwerte in Abb. 4-36 veranschaulichen.

Die Beobachtungen, die an dem Ein-Rad-Modell gemacht wurden, finden sich im Gesamtfahrzeug wieder. Durch die Erhöhung des Parameterwertes wird eine höhere Dämpfung der Kabine erreicht. Im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen von 0,6 bis 2 Hz wird die Amplitude deutlich abgesenkt. Beim Höhersetzen des Parameterwertes erhöht sich erwartungsgemäß die Aufbaudämpfung. Die Eigenfrequenz des Aufbaus wandert nach rechts. Anhand der in Abb. 4-36 dargestellten Betragskennlinien kann man belegen, dass die zu hohen Parameterwerte der Sky-Hook-Regelung für die Hubbewegung nicht sinnvoll sind. Wie bereits angesprochen, darf das geregelte System nicht zu stark gedämpft werden, sonst führt es dazu, dass die Regelgröße zwar nicht mehr schwingt, aber sich ihrem Endwert nur noch langsam annähert [22]. Diese Rückführung beeinflusst das System im Radeigenfrequenzbereich wesentlich: Es ist eine spürbare Verschlechterung des Systemverhaltens im Frequenzbereich von 3 bis 6 Hz festzustellen, weil das System durch die hydraulischen Aufbauten überdämpft ist, so dass die Regelung an ihre Grenzen stößt. Mit einer zusätzlichen Rückführung der relativen Geschwindigkeiten kann eine geringfügige Verbesserung in diesem Bereich erreicht werden.

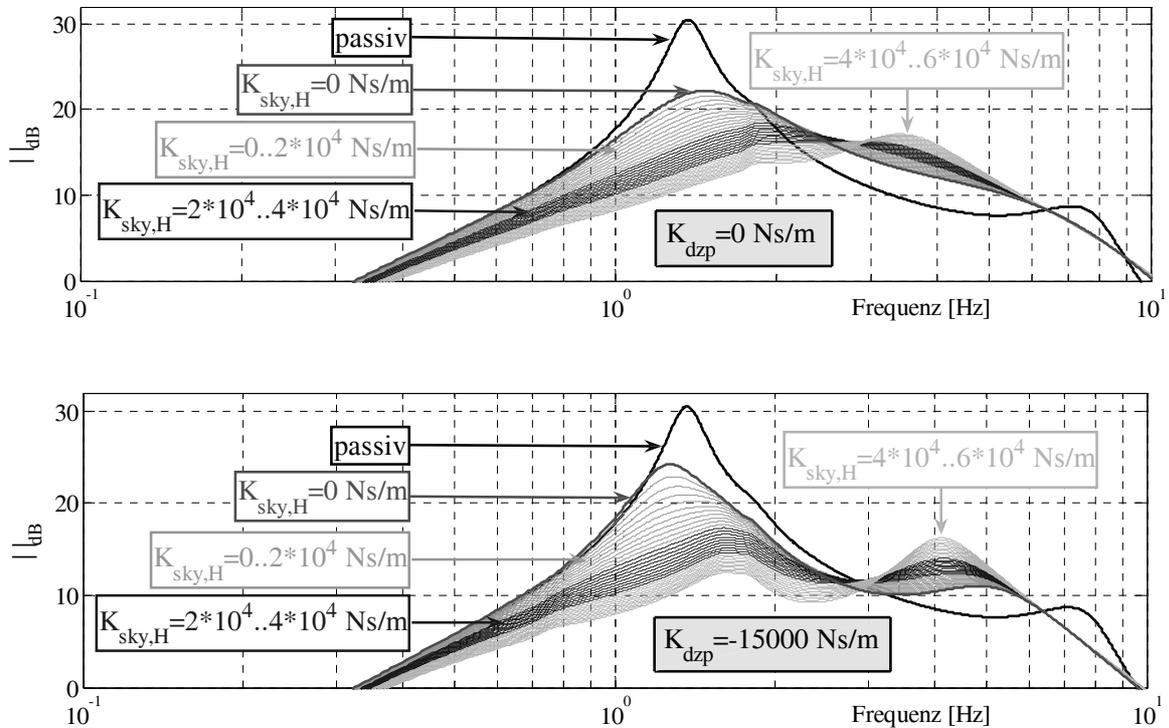


Abbildung 4-36: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion \ddot{z}/z_S für verschiedene Parameterwerte

Abb. 4-37 zeigt die Zeitantworten auf eine Sprunganregung. Das Nachschwingen der Kabine wird durch die Sky-Hook-Rückführung komplett kompensiert und die absolute Geschwindigkeit deutlich reduziert.

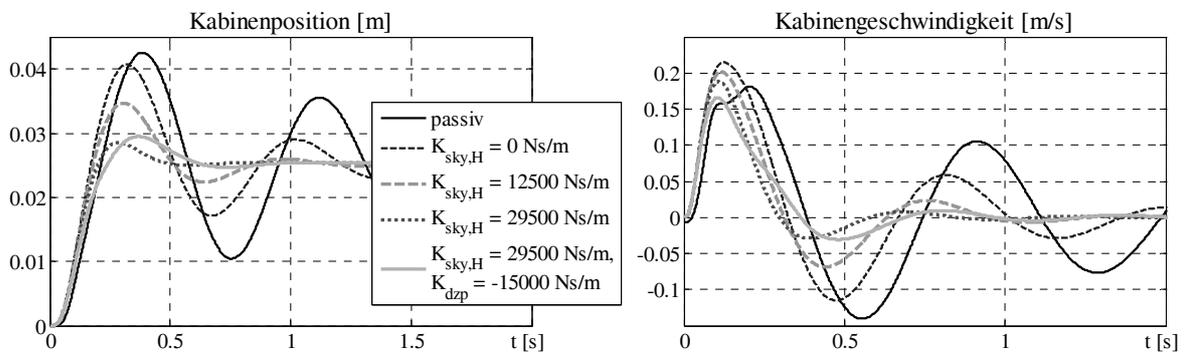


Abbildung 4-37: Zeitantworten: Kabinenposition und -geschwindigkeit

Nickbewegung

Das zur Dämpfung der Nickbewegung der Kabine erforderliche Moment ist:

$$M_{y, sky} = K_{sky, N} \cdot \dot{\phi}_y. \quad (4.29)$$

Das Optimierungsproblem wird wie folgt formuliert:

- Gegeben sei das Fahrzeug, das zu einer Nickbewegung angeregt wird.
- Gefordert wird eine Minimierung der Nickwinkelgeschwindigkeit: $\dot{\phi}_{y, ref} = 0$.
- Gesucht wird der "optimale" Reglerparameter $K_{sky, N}$.
- Als Startwert $K_{sky, N}^{(0)}$ eignet sich der Wert der Sky-Hook-Regelung für die Hubbewegung: $K_{sky, H}^{(0)} = -29500 \text{ Nms/rad}$. Das Vorzeichen hängt von der Definition des Winkels ab.
- Die Gütefunktion ist die Quadratsumme der Nickwinkelgeschwindigkeiten:

$$J = \sum_{i=1}^n \dot{\phi}_y^2(t_i) \rightarrow \min. \quad (4.30)$$

- Es gelten die gleichen Nebenbedingungen wie im Fall der Hubbewegung.

Abb. 4-38 zeigt die Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion $\ddot{\phi}_y/z_S$ für unterschiedliche Parameterwerte:

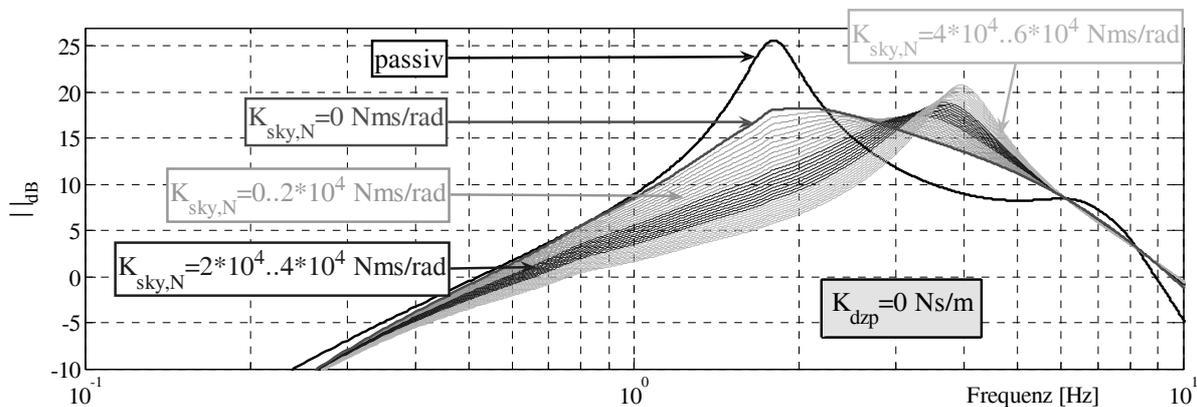


Abbildung 4-38: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion $\ddot{\phi}_y/z_S$ für verschiedene Parameterwerte

Man kann an dem Frequenzgang der Störübertragungsfunktion in Abb. 4-38 deutlich erkennen, dass sich mit der Sky-Hook-Regelung eine deutliche Verbesserung im Bereich der Kabineneigenfrequenzen erreichen lässt. Diese Regelung wirkt sich jedoch im Übergangsbereich negativ auf das Systemverhalten aus. Für zu große Parameterwerte der Sky-Hook-Regelung ist die Resonanzstelle bei 4 Hz sehr ausgeprägt. Die dem System zugeführte Dämpfung ist zu groß und führt dazu, dass die Fahrwerkskopplung zwischen Aufbau/Rahmen und Achsen versteift und

das System dadurch zu einem Einmassenschwinger mutiert. Aus diesem Grund wird für die Sky-Hook-Regelung der Nickbewegung die mittlere Einstellung gewählt.

In Abb. 4-39 sind die Zeitantworten auf eine Sprunganregung dargestellt. Durch die Sky-Hook-Rückführung wird die Nickwinkelgeschwindigkeit verringert.

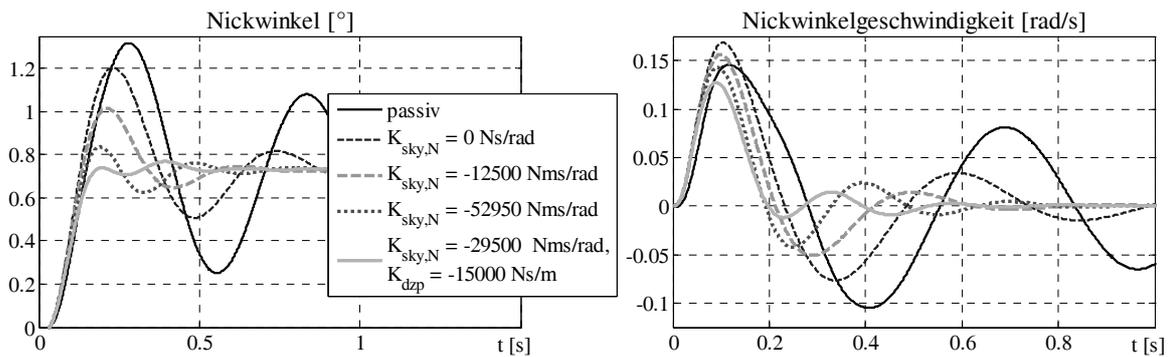


Abbildung 4-39: Zeitantworten: Nickwinkel und -geschwindigkeit

Wankbewegung

Das Moment für den aktiven Eingriff errechnet sich zu:

$$M_{x, sky} = K_{sky, W} \cdot \dot{\phi}_x \quad (4.31)$$

Das Optimierungsproblem wird wie folgt formuliert:

- Gegeben sei das Fahrzeug, das zu Wankbewegungen angeregt wird.
- Gefordert wird die Minimierung der Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{x, ref} = 0$.
- Gesucht wird der "optimale" Reglerparameter $K_{sky, W}$.
- Als Startwert $K_{sky, W}^{(0)}$ wird der bereits geschätzte Wert für die Hubbewegung verwendet:
 $K_{sky, W}^{(0)} = K_{sky, H}^{(0)} = -29500 \text{ Nms/rad}$.
- Die Gütefunktion lautet:

$$J = \sum_{i=1}^n \dot{\phi}_x^2(t_i) \rightarrow \min. \quad (4.32)$$

- Es gelten die gleichen Nebenbedingungen wie im Fall der Hubbewegung.

Die Wirkung der Sky-Hook-Rückführung auf das Systemverhalten lässt sich anhand der Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion $\ddot{\phi}_x/z_S$ in Abb. 4-40 demonstrieren:

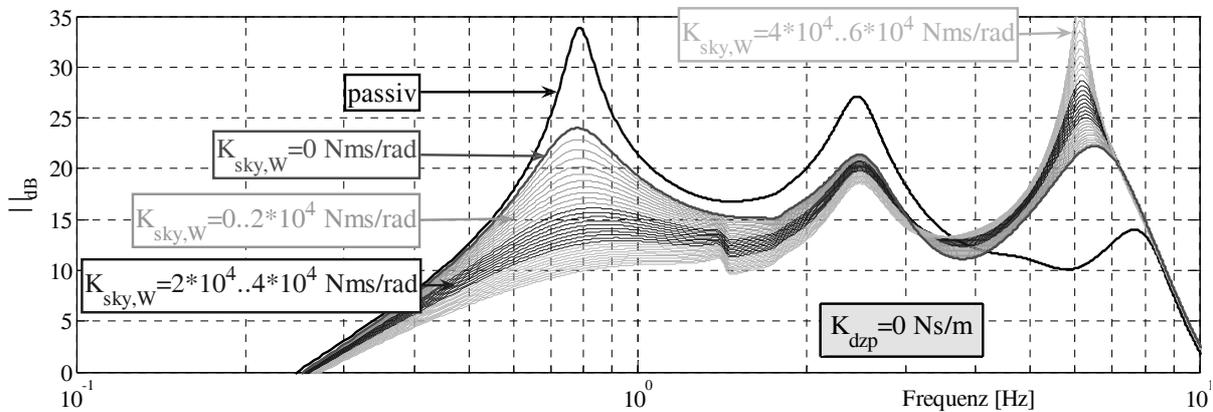


Abbildung 4-40: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion $z_s/\ddot{\varphi}_x$ für verschiedene Parameterwerte

Auffallend ist eine bessere Dämpfung der Kabinenwankbewegung bei 0,7 Hz. Beim Reglerentwurf wird der Dämpfung der schweren Kabine größere Bedeutung beigemessen. Bei dem zum Wanken angeregten Zielfahrzeug werden alle beteiligten Massen zu unterschiedlichen Bewegungen angeregt. So wankt die Kabine und mit ihr der leichtere hintere Rahmenteil samt Lastenträger mit 0,7 Hz. Das Wanken der Kabine verursacht aber auch die Nickbewegung des vorderen Rahmens, der im Modell elastisch an den hinteren Rahmen gekoppelt ist. Die Eigenfrequenz von 2,3 Hz ist dem vorderen Rahmen zuzuordnen. Das Zusammenwirken aller Aufbaumassen und Achsen ist im Abschnitt 3.2.5 (vgl. Tabelle 3-5) beschrieben. Die Radlasten des aktiven Systems fallen besonders bei der Wankbewegung viel höher aus als die des passiven. Die Ursachen dafür wurden bereits am Ein-Rad-Modell erläutert.

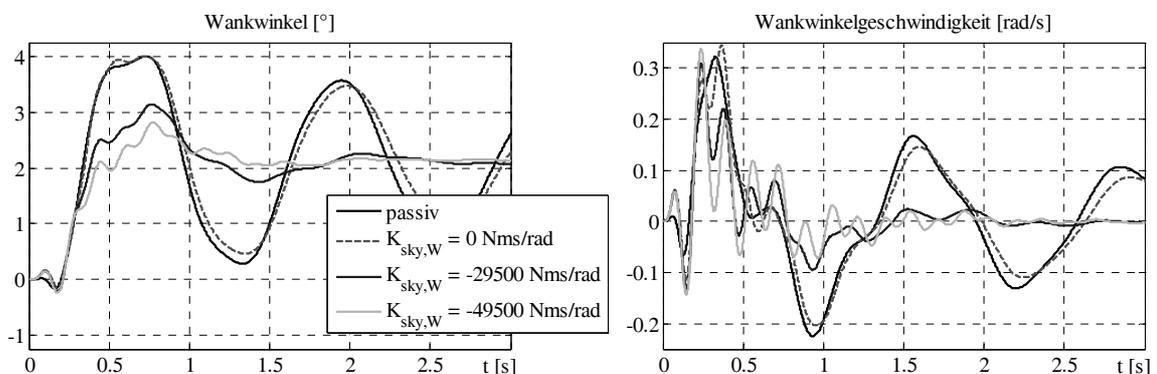


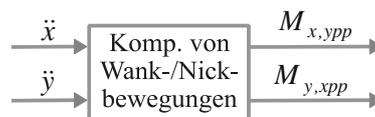
Abbildung 4-41: Zeitantwort der Wankbewegung mit Sky-Hook-Regelung

Die Zeitantworten des Systems sind in Abb. 4-41 dargestellt. Für $K_{sky,W} = -29500$ Nms/rad

wird die Kabinengeschwindigkeit deutlich reduziert. Der Wankwinkel weist nahezu keine Überschwinger mehr auf. Erkennbar ist die negative Auswirkung eines zu hohen Parameterwertes $K_{sky, W} = -49500 \text{ Nms/rad}$ auf das Systemverhalten. Dies äußert sich durch auftretende Schwingungen mit der Frequenz von 6 Hz. Bei dieser Frequenz zeichnet sich auch die Überhöhung der Betragskennlinie in Abb. 4-40 ab.

4.4.6 KOMPENSATION VON NICK-/WANKBEWEGUNGEN DURCH STÖRGRÖßENAUFSCALTUNG

Kurvenfahrten, Bremsen und Spurwechsel führen zu Wank- und Nickbewegungen des Fahrzeugaufbaus, wodurch das Fahrzeug destabilisiert wird. Abhängig von der Fahrsituation wird aktiv ein aufrichtendes Wank- bzw. Nickmoment gestellt, das proportional zur aktuellen Quer- bzw. Längsbeschleunigung ist. So werden der Aufbau aktiv abgestützt und ein Wanken bzw. Nicken des Fahrzeugs weitgehend unterbunden. Neben den Eigenschaften, die primär den Komfort eines aktiven Fahrwerks (Abschnitt 4.4.5) steigern, ergibt sich so eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung des Fahrverhaltens.



4.4.6.1 Wankwinkelkompensation

Bei zu schneller Kurvendurchfahrt oder einem zu dynamisch gefahrenen Ausweichmanöver neigt das Fahrzeug wegen des hohen Schwerpunkts zu extremen Wankbewegungen. Das aktive System bietet eine Möglichkeit, abhängig von der Fahrsituation den Fahrzeugaufbau durch ein Wankmoment abzustützen. Das Wankmoment kann dynamisch auf Vorder- und Hinterachse verteilt werden, wodurch das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs fahrsituationsabhängig beeinflusst werden kann. Eine Abstützung des Wankmoments an der Vorderachse verändert das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs in Richtung Untersteuern, an der Hinterachse entsprechend in Richtung Neutral- bzw. Übersteuern. Das untersteuernde Eigenlenkverhalten sorgt in kritischen Situationen für größere Sicherheit. Ein neutrales Fahrverhalten ist für Agilität und Fahrvergnügen – insbesondere bei PKWs – wünschenswert.

Die Differenz der Radlasten zwischen rechter und linker Fahrzeugseite und damit das gesamte Wankmoment sind direkt von der wirkenden Querbeschleunigung abhängig (Gl. (4.33)).

Das Optimierungsproblem zur Ermittlung der Parameter für die Kompensation der Wankbewegung wird wie folgt formuliert:

- Gegeben sei das Fahrzeug, das zu Wankbewegungen angeregt wird. Zur Kompensation der Wankbewegung wird ein aufrichtendes Wankmoment gestellt, das proportional zu der

im kabinenfesten Bezugssystem gemessenen Querbeschleunigung \ddot{y}_{mess} ist:

$$M_{x, ypp} = K_{ypp} \cdot \ddot{y}_{mess} \quad (4.33)$$

- Gefordert wird eine Reduzierung des Wankwinkels auf $\varphi_{x, ref} = 0$.
- Gesucht wird der "optimale" Parameter K_{ypp} .
- Der Parameterwert für die Aufschaltung der Querbeschleunigung $K_{ypp}^{(0)}$ wird überschlägig aus den Gleichgewichtsbedingungen ermittelt:

$$M_{x, ypp} = m_A \cdot h_W \cdot \ddot{y}_{mess} \quad (4.34)$$

mit

h_W : Abstand vom Schwerpunkt zum Wankpol: $h_W = 0,47$ m

m_A : Aufbaumasse (Kabine und beide Rahmenteile): $m_A = 9855$ kg

- Der entsprechende Parameterwert für den Wankausgleich ergibt sich zu (vgl. Gl. (4.15)):
 $K_{ypp}^{(0)} = m_A \cdot h_W = 4632 \text{ Ns}^2$.
- In der Gütefunktion J werden die Werte für den Wankwinkel φ_x aus der Simulation addiert:

$$J = \sum_{i=1}^n |\varphi_x(t_i)| \rightarrow \min. \quad (4.35)$$

Die Zielfunktion soll zusätzlich durch Angaben über die Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_x$ ergänzt werden:

$$J = \sum_{i=1}^n |\varphi_x(t_i)| + |\dot{\varphi}_x(t_i)| \rightarrow \min. \quad (4.36)$$

Um die Wirkung der Aufschaltung zu untersuchen, wurden unterschiedliche Fahrsituationen betrachtet, bei denen das Fahrzeug zum Wanken angeregt wird. Dabei soll zwischen den Anregungen, die durch die Straßenunebenheiten hervorgerufen werden, und denen, die infolge von Querbeschleunigung entstehen, unterschieden werden.

Kurvenfahrt, Kreisfahrt, Spurwechsel

Im Fahrzeugmodell ist die Gierbewegung nicht abgebildet. Um Fahrmanöver, wie z. B. Kurvenfahrt oder stationäre Kreisfahrt, zu simulieren, wird ersatzweise die Zentripetalkraft im Kabinenmittelpunkt aufgeschaltet. Diese Kraft zieht den Körper nach innen zum Kreismittelpunkt und hält ihn so auf einer Kreisbahn.

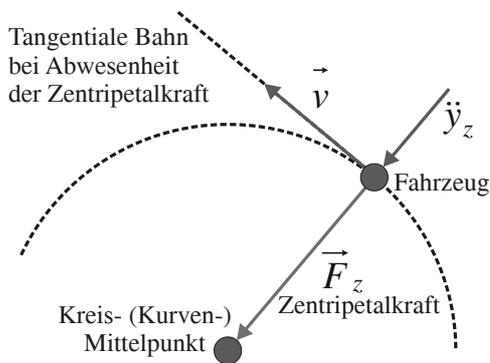


Abbildung 4-42: Anregungskraft bei einer Kreisfahrt

Auf ein Fahrzeug, das sich auf einer Kreisbahn bewegt, wirkt in Querrichtung die Zentripetalkraft F_z :

$$F_z = (m_A \cdot v^2)/r \quad (4.37)$$

mit

m_A : Aufbaumasse

v : Fahrzeuggeschwindigkeit

r : Kurvenradius

Zunächst wird die stationäre Kreisfahrt simuliert. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs, das sich auf einer Kreisbahn mit dem Radius $r = 50$ m bewegt, wird variiert: Das Fahrzeug beschleunigt von 10 auf 40 km/h. Dies hat eine Änderung der Seitenkraft und dadurch der Querbeschleunigung zur Folge.

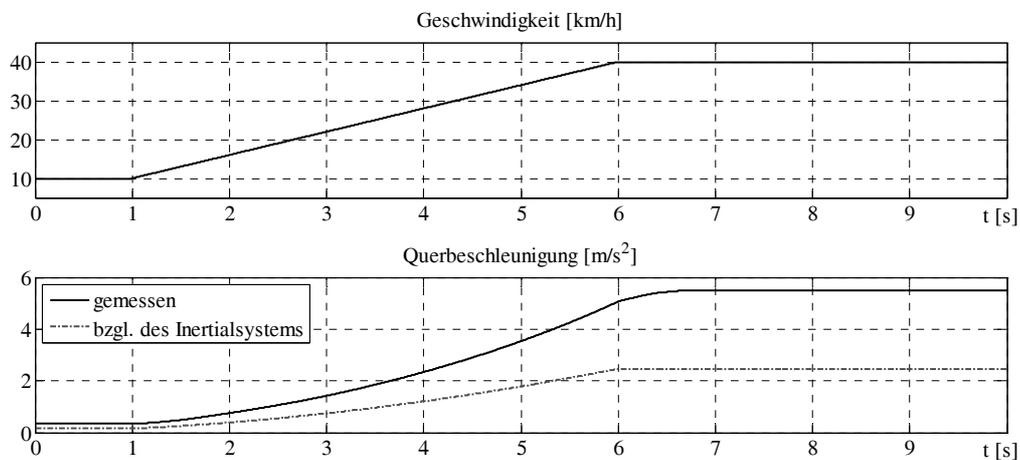


Abbildung 4-43: Fahrzeuggeschwindigkeit und Querbeschleunigung bei Kreisfahrt

Der Wert der gemessenen Querbeschleunigung \ddot{y}_{mess} ist höher als der der Querbeschleunigung bezüglich des Inertialsystems

$$\ddot{y} = v^2/r = 2,47 \text{ m/s}^2 \quad (\text{s. Abb. 4-43, Abb. 4-46, vgl. Abschnitt 4.4.1.1}).$$

Die Simulationsergebnisse sind in Abb. 4-44 und Abb. 4-45 dargestellt. Ab einem Wankwinkel von $\varphi_x = 14^\circ$ oder bei $\ddot{y} = 3,5 \text{ m/s}^2$ ist die Kippgrenze des Zielfahrzeugs erreicht. Durch einen Einsatz des aktiven Federungssystems mit entsprechender Regelung zum Wankausgleich werden der Aufbau während der Kreisfahrt aktiv abgestützt und das Wanken des Fahrzeugs unter Querbeschleunigung reduziert.

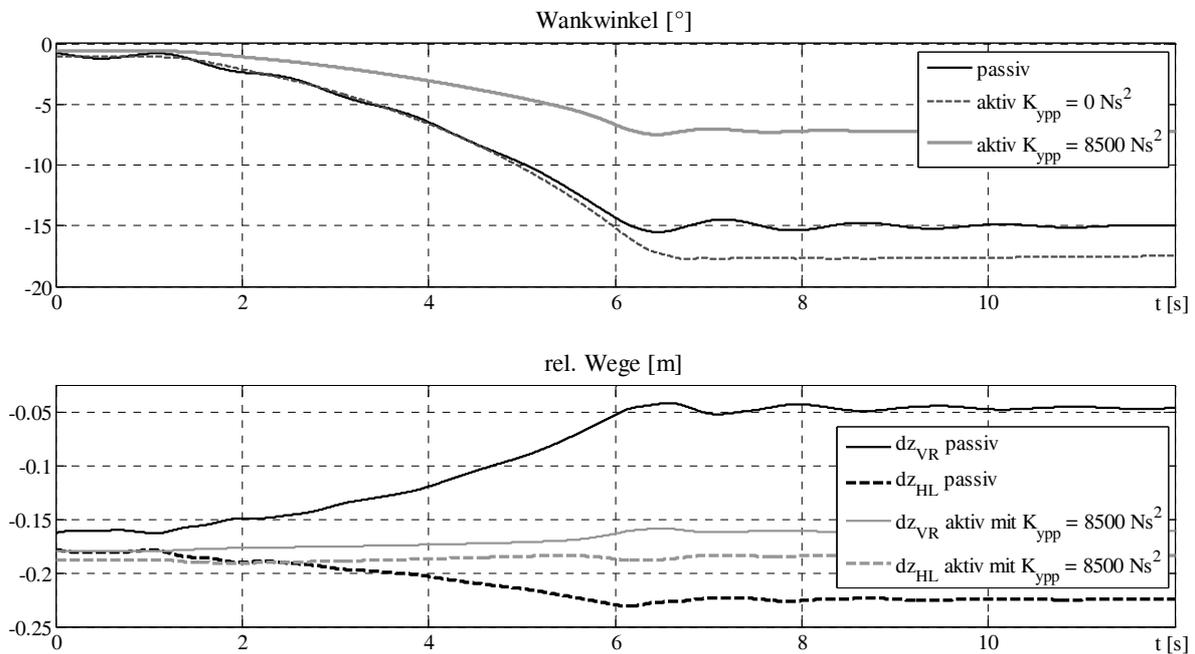


Abbildung 4-44: Wankwinkel und Federwege bei Kreisfahrt

Bei einer Kreisfahrt stellen sich beim passiven Fahrzeug durch das Neigen der Kabine auf beiden Seiten große Federwege ($\Delta z = 0,18 \text{ m}$) ein. Es wird vorausgesetzt, dass alle Räder dem Straßenverlauf folgen: $\varphi_{x, Achse} = 0$. Über eine einfache Rechnung kann dann der Wankwinkel geschätzt werden:

$$\varphi_{x, \Delta z} = \arcsin(\Delta z / 2 / b) \approx 8^\circ.$$

In diesem Fall handelt es sich jedoch nicht um den Wankwinkel der Kabine, sondern um den Winkel, um den sich der Fahrzeugrahmen um den Wankpol dreht. Der Kabinenwankwinkel hat, wie Abb. 4-44 zu entnehmen ist, einen wesentlich höheren Wert: $\varphi_{x, K} \approx 15^\circ$. Die Kabine ist auf dem Rahmen elastisch gelagert und wankt somit zusätzlich um den Rahmenmittelpunkt (vgl. Abb. 4-46). Aus diesem Grund weicht der tatsächliche Wankwinkel der Kabine φ_x von dem aus den Federwegen geschätzten Wankwinkel $\varphi_{x, \Delta z}$ ab. Der Wankwinkel lässt sich zwar durch die Aufschaltung der Querbeschleunigung um mehr als die Hälfte reduzieren, ist jedoch ungleich Null. Diese Beobachtung soll verdeutlichen, dass zum Einen sich durch die Messung nicht alle Zustände erfassen lassen; zum Anderen werden die Bewegungen der Kabine nicht direkt über die aktiven Komponenten beeinflusst, weil diese am Fahrzeugrahmen und nicht unmittelbar an der Kabine angreifen.

Bei der Auslegung der Wankkompensation soll ebenfalls die vereinfachte Darstellung der Wankanregung im Modell berücksichtigt werden. Die Querkraft infolge der Querbeschleunigung wirkt im Schwerpunkt der Kabine. Diese Kraft hängt nur von der Fahrzeuggeschwindigkeit

keit und dem Kurvenradius ab. Im realen Fahrzeug kann es sich, abhängig von dem aktuellen Beladungszustand, um einen anderen Schwerpunktpunkt handeln. Des Weiteren kommt es durch das Schleudern zu einer Gierbewegung, bei der auch die Querkräfte entstehen, die das Fahrzeug zusätzlich zum Wanken anregen. Diese Überlegungen sollen bei der Inbetriebnahme der Regelung beachtet werden.

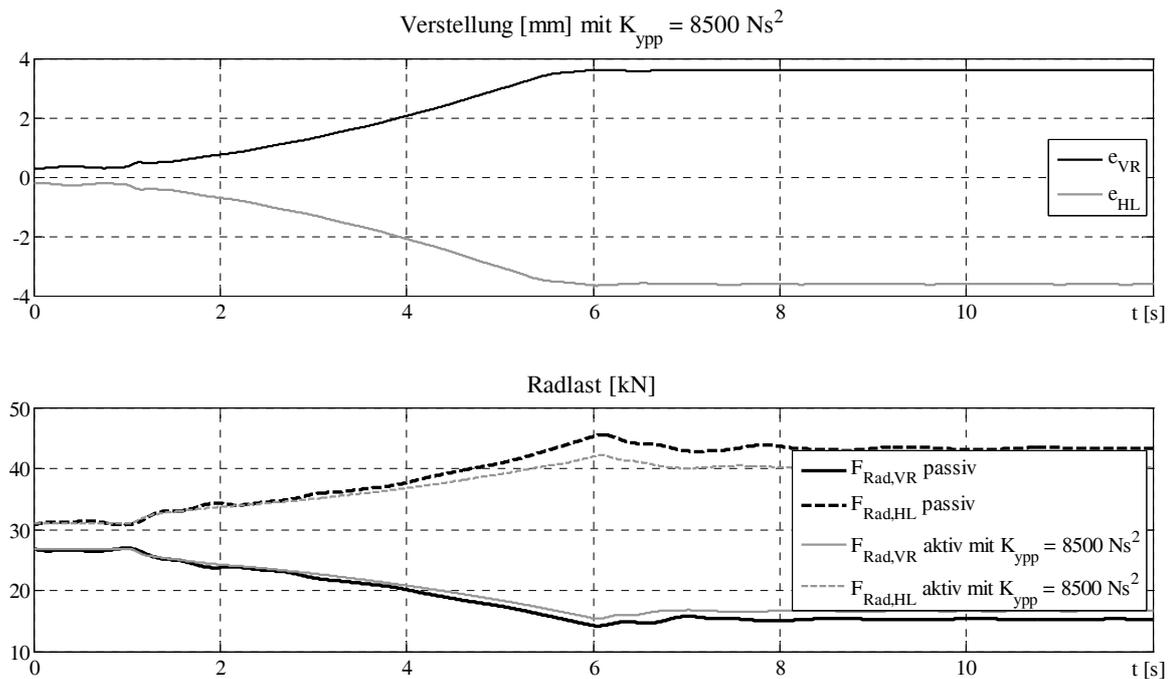


Abbildung 4-45: Pumpenverstellung und Radlasten bei Kreisfahrt

In Abb. 4-45 ist der Fall dargestellt, bei dem die für den Wankausgleich erforderliche Verstellung der Flügelzellenpumpe ihren maximalen Wert erreicht. Im Vergleich zu dem passiven Fahrzeug mit konventionellen Stabilisatoren wird bei dem aktiven Fahrzeug die Kurvengrenzgeschwindigkeit, bei der das Fahrzeug noch nicht kippt, von ca. 30 km/h auf 50 km/h angehoben.

Befahren von abschüssigem Gelände

Durch das Befahren von abschüssigem Gelände oder durch ein unebenes Straßenprofil entstehen Querkräfte. Diese Querkräfte führen im Zielfahrzeug aufgrund der Fahrzeuggeometrie und der elastischen Lagerung der Kabine auf dem Fahrzeugrahmen zu extremen Wankbewegungen. Die Wankbewegungen aufgrund der unebenen Fahrbahn werden durch die Aufschaltung von \ddot{y}_{mess} nach Gl. (4.33) ebenfalls reduziert.

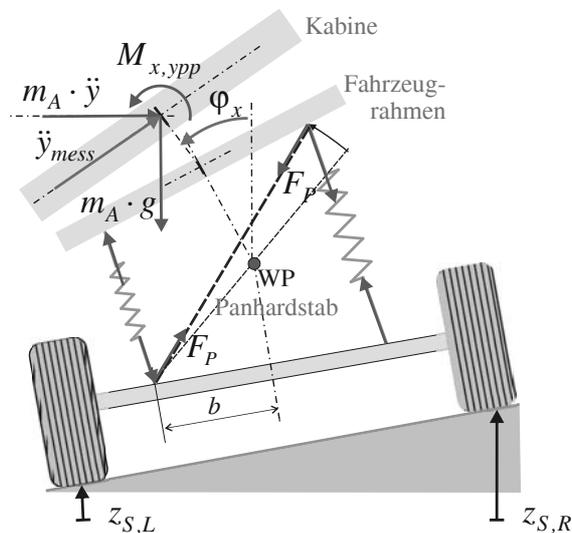


Abbildung 4-46: Wankanregung durch Straßenprofil

Um die Wirkung der Aufschaltung auf unebener Fahrbahn zu untersuchen, wird die folgende Fahrsituation simuliert: Das Fahrzeug fährt mit einer Geschwindigkeit von 24 km/h auf einer Rampe mit einer Neigung von ca. 5°. Auf dieser Rampe wird zudem ein 5 cm hohes Stufenhindernis – ebenfalls mit einem Rad – überfahren. Das Straßenprofil und die sich daraus ergebenden Querbeschleunigungen an der Kabine sind in Abb. 4-47 gezeigt:

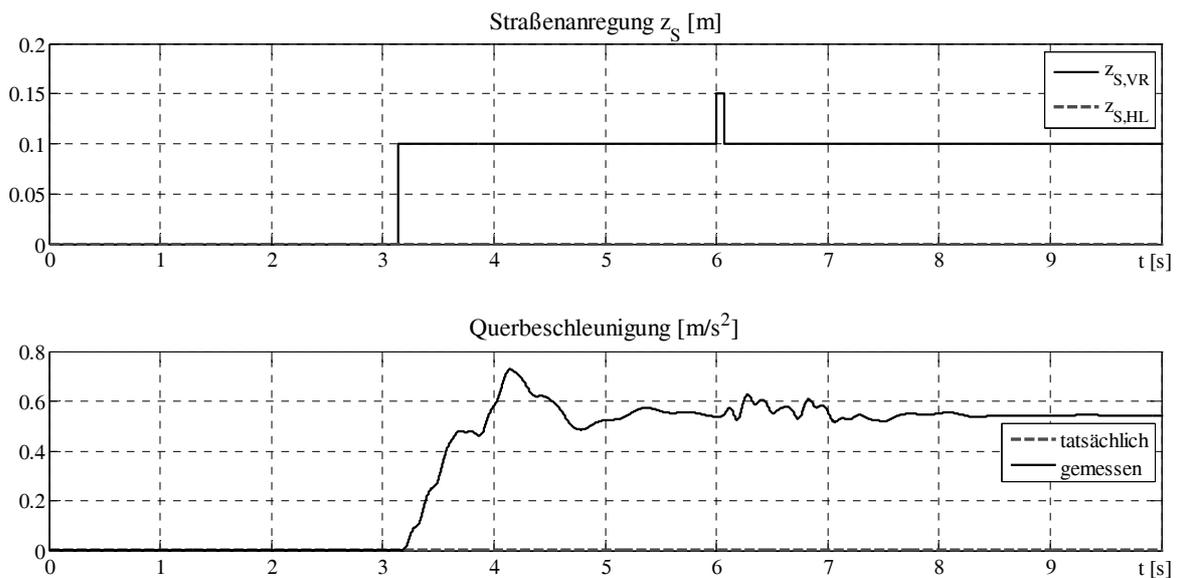


Abbildung 4-47: Wankanregung: Straßenunebenheiten und Querbeschleunigung

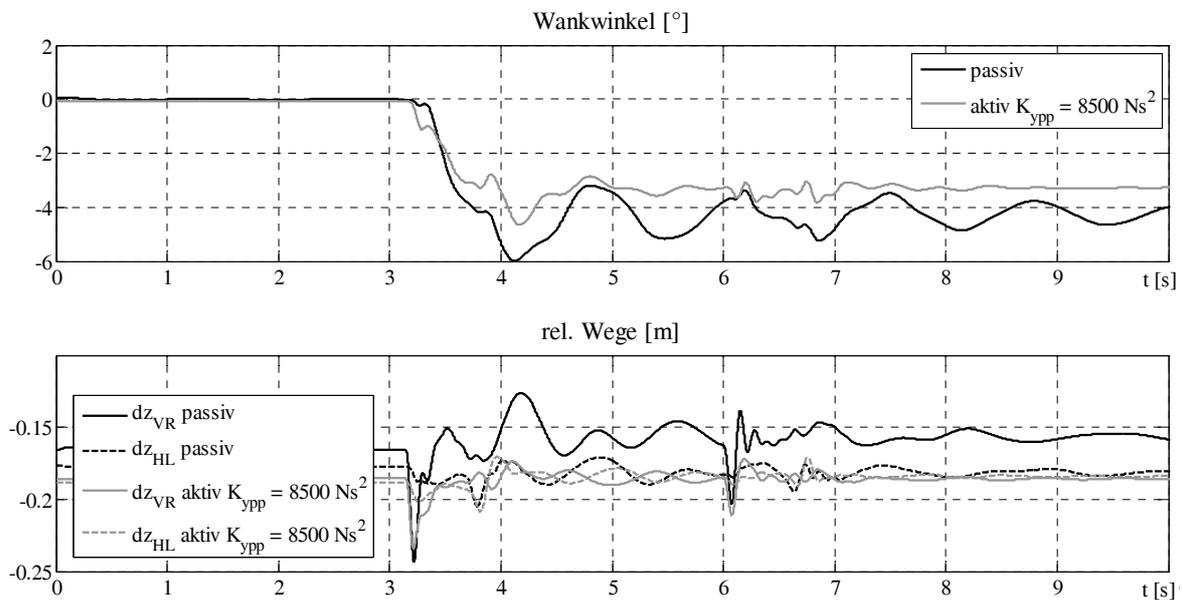


Abbildung 4-48: Wankanregung: Wankwinkel und Federwege mit und ohne Stabilisierung

Anhand der in Abb. 4-48 dargestellten Simulationsergebnisse kann man folgern, dass die für eine Kreisfahrt ausgelegte Wankstabilisierung das dynamische Verhalten des Fahrzeugs nicht verschlechtert. Trotz der Anteile der Systemzustände an der Aufschaltung bleibt das System stabil, der Wankwinkel wird sogar bei der Rampenfahrt um ca. 30 % reduziert. Der Wankwinkelgleichgewicht sorgt dafür, dass die Federwege auf beiden Seiten gleich bleiben.

4.4.6.2 Nickwinkelkompensation

Durch Änderung der Gaspedalstellung und durch Schaltvorgänge entstehen Längskräfte, welche die Fahrzeugkabine zu Nickbewegungen anregen. Die Definition des Nickpols für das betrachtete Fahrzeug ist Abb. 4-49 zu entnehmen:

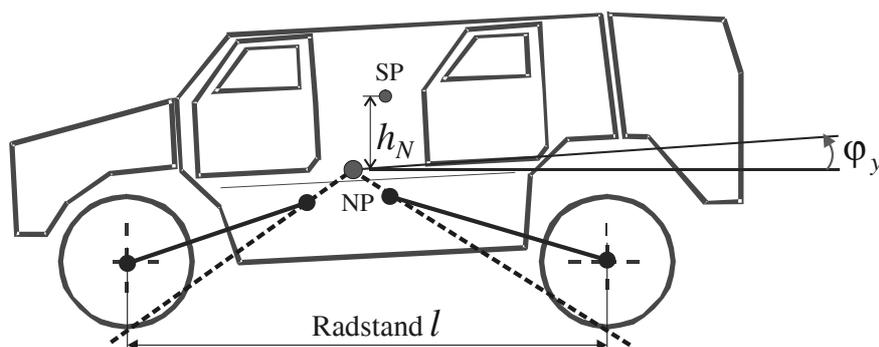


Abbildung 4-49: Nickpol des Fahrzeugs

Die Zielsetzung im Fall der Nickstabilisierung kann wie folgt formuliert werden:

- Gegeben sei das Fahrzeug, das etwa durch Bremsen zu Nickbewegungen angeregt wird. Um die Nickbewegung zu kompensieren, wird ein zur gemessenen Längsbeschleunigung \ddot{x}_{mess} proportionales Nickmoment gestellt:

$$M_{y, xpp} = K_{xpp} \cdot \ddot{x}_{mess}. \quad (4.38)$$

- Gefordert wird eine Minimierung des Nickwinkels $\varphi_{y, ref} = 0$.
- Gesucht wird der "optimale" Parameter K_{xpp} .
- Der Startwert für die Optimierung K_{xpp} wird ähnlich wie bei der Wankwinkelkompensation durch Schätzung ermittelt. Es folgt für das Moment für den Nickausgleich:

$$M_{y, xpp} = m_A \cdot h_N \cdot \ddot{x}_{mess}. \quad (4.39)$$

h_N : Abstand vom Schwerpunkt (SP) zum Nickpol (NP), $h_N = 0,12 \text{ m}$.

- Der Startwert für diese Aufschaltung ist somit: $K_{xpp}^{(0)} = m_A \cdot h_N = 1182 \text{ Ns}^2$.
- Die Gütefunktion J ist die absolute Differenz des Datensatzes aus der Simulation:

$$J = \sum_{i=1}^n |\varphi_y(t_i)| \rightarrow \min \text{ oder} \quad (4.40)$$

$$J = \sum_{i=1}^n |\varphi_y(t_i)| + |\dot{\varphi}_y(t_i)| \rightarrow \min. \quad (4.41)$$

Zur Ermittlung eines optimalen Parameterwertes für die Aufschaltung K_{xpp} wurden die Fahr-situationen nachgebildet, die zu einer deutlichen Ausprägung der Längsbeschleunigung beitragen. Eine Kennlinie für die Fahrzeuggeschwindigkeit in Abb. 4-50 beschreibt die Beschleunigungs- bzw. die Bremsvorgänge. In dem betrachteten Fall wird das Anfahren, also das Beschleunigen des Fahrzeugs, bis zu einer Geschwindigkeit von 36 km/h simuliert. Bei einer kontinuierlichen Erhöhung der Geschwindigkeit stellt sich die Beschleunigung

$$\ddot{x} = \ddot{x}_{mess} = 2 \text{ m/s}^2$$

ein. Zusätzlich erfolgt die Anregung des Fahrzeugs durch das unregelmäßige Straßenprofil z_S . Das gemessene Signal für die Längsbeschleunigung in der simulierten Fahrsituation ist in Abb. 4-50 gezeigt:

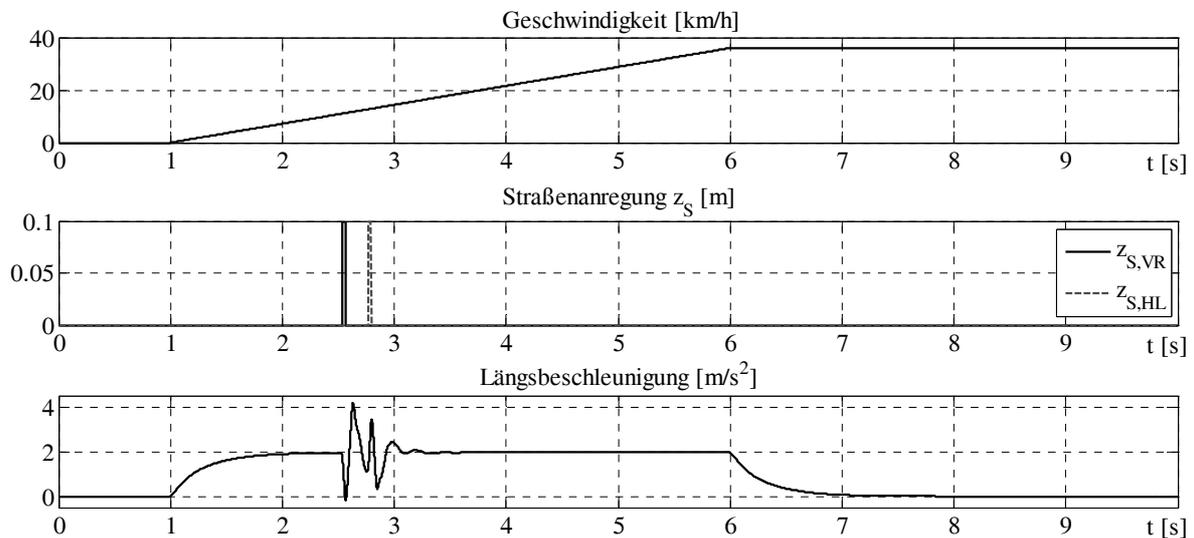


Abbildung 4-50: Nickanregung: Geschwindigkeit, Straßenunebenheiten, Längsbeschleunigung

Die Ergebnisse der Aufschaltung der gemessenen Längsbeschleunigung \ddot{x}_{mess} sind in den folgenden Graphen dargestellt. Der Nickwinkel der Kabine wird deutlich reduziert. An dieser Stelle soll angemerkt werden, dass für die Kompensation eines relativ kleinen Nickwinkels $\varphi_y = 0,22^\circ$ die Flügelzellenpumpe bereits um ein Viertel des Gesamthubes um Null verstellt werden muss. Das liegt daran, dass über längere Zeit während des Beschleunigungsvorgangs Kräfte, die den Fahrzeugaufbau horizontieren, gestellt werden müssen. Um trotz hoher Leckagen im Hydrauliksystem die erforderlichen Drücke aufbauen zu können, müssen die Pumpen genügend Volumenstrom fördern.

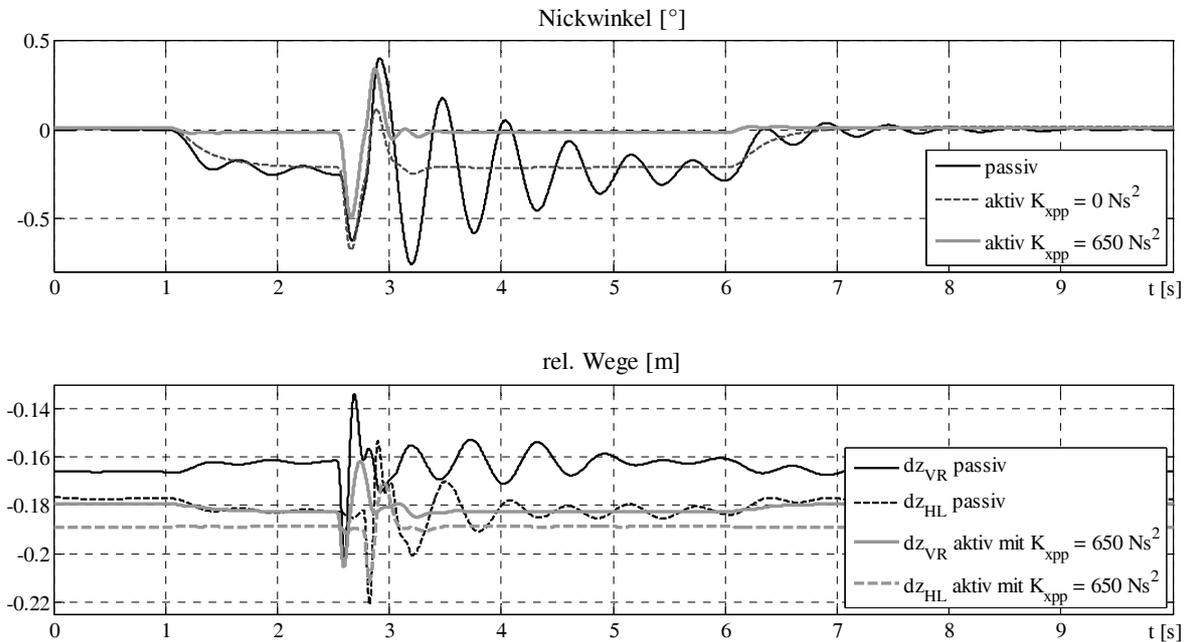


Abbildung 4-51: Nickenanregung: Nickwinkel und Federwege

Ein weiterer wichtiger Punkt sind die Radlastschwankungen. Diese werden durch die Regelung allgemein, aber auch durch die Aufschaltung nicht negativ beeinflusst, was den Ansprüchen an das aktive Fahrwerk und die Regelung entspricht.

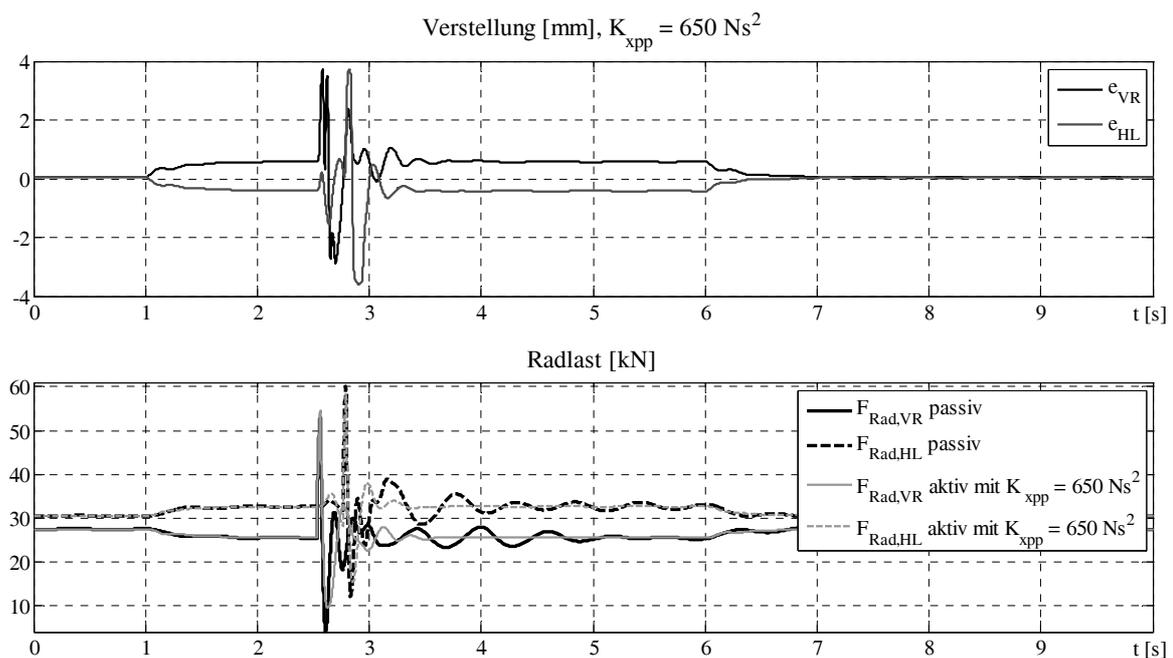


Abbildung 4-52: Nickenanregung: Verstellung und Radlasten

Auch bei der Untersuchung der Wirkung der Nickwinkelkompensation auf das dynamische Verhalten des Fahrzeugs stellt man fest, dass man sich vorsichtig dem Optimum nähern muss. Es wird eine Reduzierung der Kabinenbewegungen angestrebt, was sich durch die Einstellung von höheren Parameterwerten erreichen lässt. Dies kann wiederum dazu führen, dass bei anderen Fahrsituationen das Fahrzeug durch die Regelung destabilisiert wird. Nach der Optimierung der Parameter für die Rückführungen wurde die Wank- bzw. Nickstabilisierung ausgelegt. Da aber durch die Aufschaltung der Messsignale sowohl für die Quer- als auch für die Längsbeschleunigung die Systemzustände zurückgeführt werden (Abschnitt 4.4.1.1), wird die bereits eingestellte Dynamik beeinträchtigt.

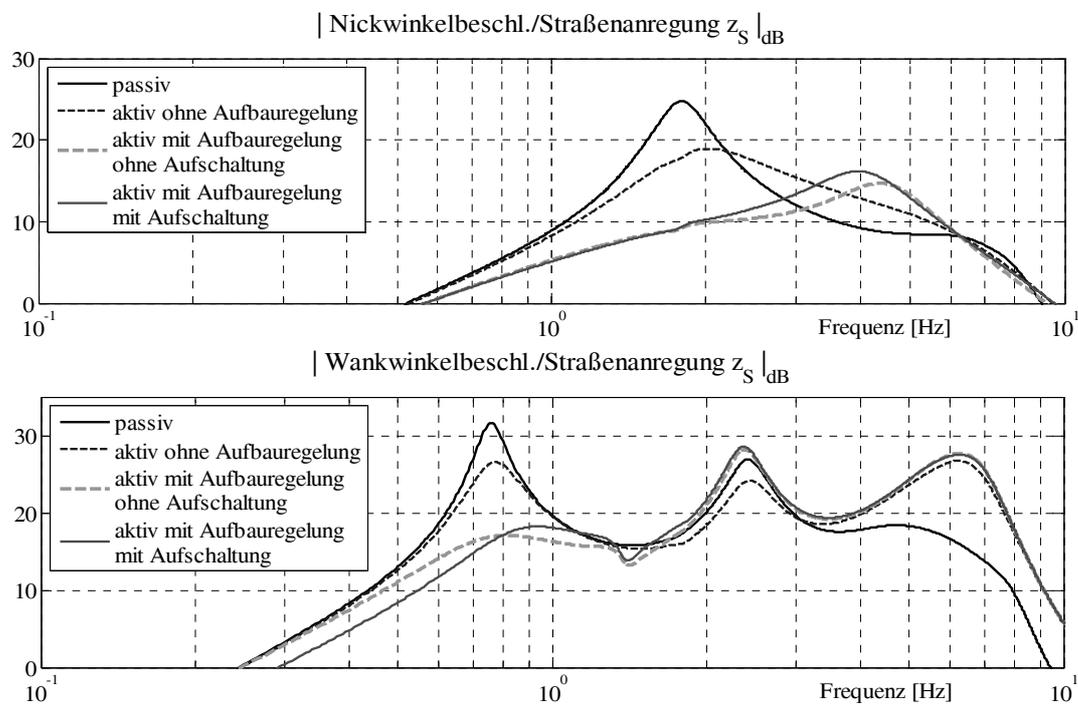


Abbildung 4-53: Beträgskenlinien der Nick- und Wankbewegungen mit und ohne Störgrößenaufschaltung

In Abb. 4-53 sind die resultierenden Beträgskenlinien der Störübertragungsfunktion mit und ohne Aufschaltung dargestellt. Im Bereich von 1,7 bis 5 Hz für die Nickbewegung und 0,7 bis 1,4 Hz für die Wankbewegung werden die Beträgskenlinien durch die Aufschaltung angehoben.

4.4.7 STÖRGRÖßENAUFSCHALTUNG

Die Regelung kann zusätzlich durch Aufschaltungen verbessert werden. Eine Aufschaltung ist dann besonders geeignet, wenn die Störung im Anfangsstück der Regelstrecke angreift. Wegen Systemträgheiten einer realen Strecke reagiert der Regler mit Verzögerung auf die Störgrößenänderungen, in diesem Fall auf die Straßenunebenheiten. Durch eine Aufschaltung geeigneter Störgrößen wird die Dynamik des zuvor ausgelegten geschlossenen Regelkreises nicht beeinflusst.

Zur Reduktion des Einflusses von Straßenstörungen auf die Aufbaubewegung werden die Störgrößen – verursacht durch die Straßenunebenheiten – für die Regelung herangezogen. Das Straßenprofil ist unbekannt, kann auch nicht durch Messung erfasst werden. Über die Reifenaufstandsfläche, den sogenannten Latsch, wird die Anregung durch unebenes Straßenprofil z_S übertragen. Aufgrund der Elastizität des Reifens führen nicht alle Unebenheiten der Fahrbahn zu einer Anregung der Radmasse. Diese Latschfilterwirkung wird durch das Latschfilter nachgebildet (Abschnitt 3.2.3.2). Die gefilterten Straßensignale $z_L = [z_{L,R}, z_{L,L}]$ und $\dot{z}_L = [\dot{z}_{L,R}, \dot{z}_{L,L}]$ (vgl. Abschnitt 3.2.3.2) werden im Schätzer für diese Störgrößen ermittelt.

4.4.7.1 Störgrößenschätzer

Pro Achse wird ein Störgrößenschätzer eingesetzt, der die Straßenunebenheiten radweise schätzt. Da es sich um eine Starrachse handelt, ist es sinnvoll, die Bewegungen einer Achse inkl. beider Räder zu betrachten. Die geschätzten und hochpassgefilterten Signale werden anschließend mit entsprechenden Parametern zu $F_{soll, zL}$ multipliziert und zu den übrigen Sollkraftanteilen addiert (Abb. 4-12).

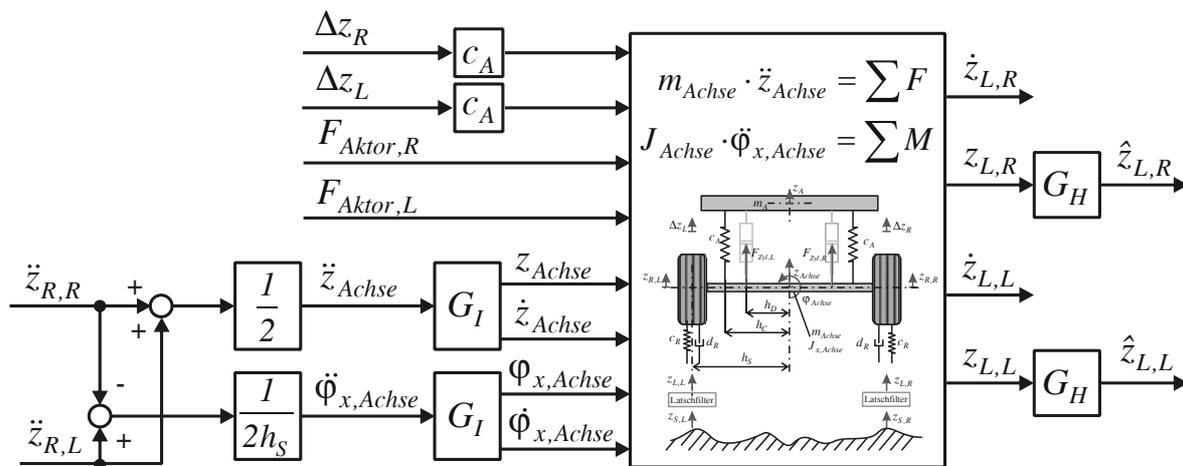


Abbildung 4-54: Blockschalbild des Störgrößenschätzers

Für den Schätzer werden die gemessenen Signale der Achsbeschleunigungen \ddot{z}_R , der Aktorkräfte F_{Zyl} und der Relativwege Δz verwendet.

Aus den gemessenen Achsbeschleunigungen \ddot{z}_R werden die Positionen der Achse in z-Richtung und der Wankwinkel berechnet (vgl. Gl. (4.42)):

$$\ddot{z}_{Achse} = \frac{\ddot{z}_{R,L} + \ddot{z}_{R,R}}{2}: \text{ Achsbeschleunigung in z-Richtung}$$

$$\ddot{\phi}_{Achse} = \frac{\ddot{z}_{R,R} - \ddot{z}_{R,L}}{2 \cdot h_S}: \text{ Wankwinkelbeschleunigung der Achse (linearisiert)}$$

$$h_S = 0,424 \text{ m}: \quad \text{halbe Spurweite}$$

$$\Delta z_L, \Delta z_R: \quad \text{an Zylindern gemessene relative Wege: links und rechts}$$

$$F_{Zyl,L}, F_{Zyl,R}: \quad \text{gemessene Aktorkräfte: links und rechts}$$

$$\ddot{z}_{R,L}, \ddot{z}_{R,R}: \quad \text{gemessene Beschleunigungen an der Achse: links und rechts}$$

Zur Ermittlung der Lagen und der Geschwindigkeiten werden die Beschleunigungen \ddot{z}_{Achse} und $\ddot{\phi}_{Achse}$ integriert. Dafür wird die Übertragungsfunktion

$$G_I(s) = \frac{z_{Achse}}{\ddot{z}_{Achse}} = \frac{T_I^2 \cdot s^2}{T_I^2 \cdot s^2 + 2 \cdot d_I \cdot T_I \cdot s + 1} \quad (4.42)$$

mit

$$T_I = \frac{1}{2\pi \cdot 0,02 \text{ Hz}} = 8 \text{ sec}, d_I = 0,8$$

verwendet.

Bei einer offsetbehafteten Beschleunigungsmessung stellt sich für die geschätzten Lagen der Straßenanregung ebenfalls ein Offset ein. Es wird eine zusätzliche Hochpassfilterung 1. Ordnung vorgenommen:

$$G_H(s) = \frac{\hat{z}_{L,R}}{z_{L,R}} = \frac{T_H \cdot s}{T_H \cdot s + 1} \quad (4.43)$$

mit

$$T_H = \frac{1}{2\pi \cdot 0,01 \text{ Hz}} = 1,59 \text{ sec}.$$

Dem Straßenschätzer liegt das in Abb. 4-55 gezeigte vereinfachte Fahrzeugmodell zugrunde. Zur Herleitung der Schätzergleichung werden Kräfte und Momente an der Achse betrachtet (Gl. (4.44) und (4.45)). Die wirkende Kraft an jedem Rad setzt sich aus der Aktor- und der Federkraft zusammen. Die Federkräfte werden im Fahrzeugmodell aus den relativen Wegen zwischen Aufbau und Achse Δz berechnet. Im Fahrzeug können diese Größen direkt gemessen werden. Die Feder- und die Dämpfungscharakteristik der Reifen und die Aufbaufedersteifigkeit werden als konstant angenommen.

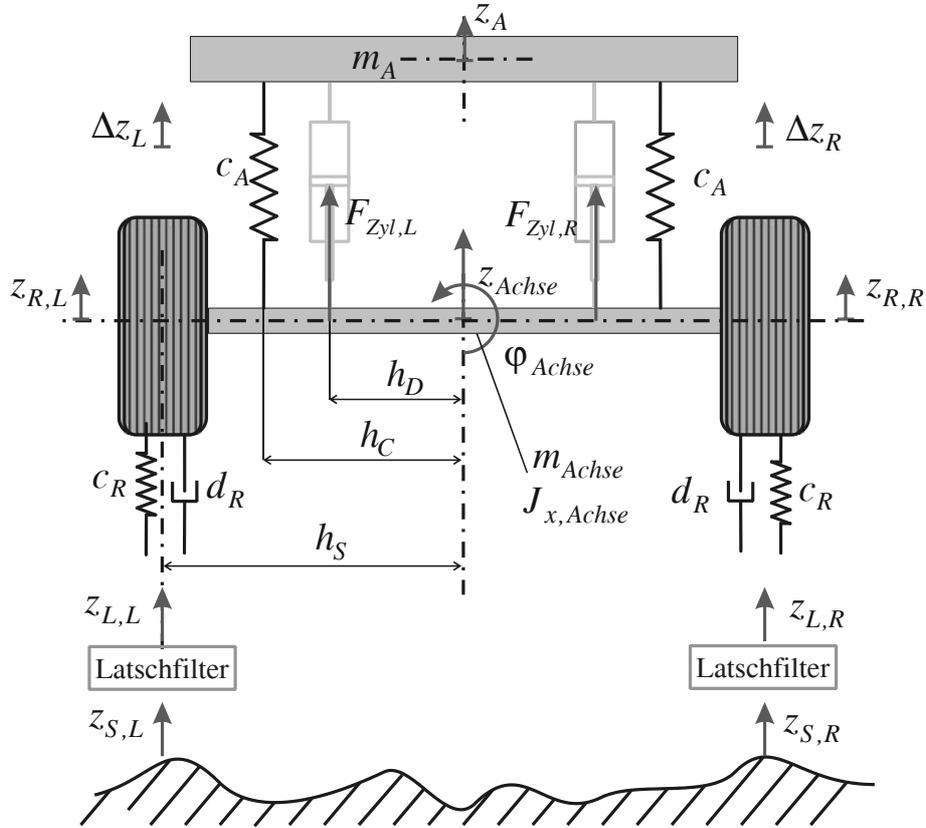


Abbildung 4-55: Ersatzmodell für die Herleitung der Schätzergleichung

Die folgenden Differentialgleichungen beschreiben die Bewegungen der Achse und haben als Zustandsvariablen die Latschposition z_L und die Latschgeschwindigkeit \dot{z}_L an jedem Achsende:

$$\begin{aligned}
 m_{Achse} \cdot \ddot{z}_{Achse} = & \\
 -c_R \cdot (z_{Achse} + h_S \cdot \varphi - z_{L,R}) - d_R \cdot (\dot{z}_{Achse} + h_S \cdot \dot{\varphi} - \dot{z}_{L,R}) & \\
 -c_R \cdot (z_{Achse} - h_S \cdot \varphi - z_{L,L}) - d_R \cdot (\dot{z}_{Achse} - h_S \cdot \dot{\varphi} - \dot{z}_{L,L}) & \\
 + c_A \cdot \Delta z_R + c_A \cdot \Delta z_L + F_{Zyl,R} + F_{Zyl,L} &
 \end{aligned} \tag{4.44}$$

$$\begin{aligned}
 J_{Achse} \cdot \ddot{\varphi}_{Achse} = & \\
 -c_R \cdot h_S \cdot (z_{Achse} + h_S \cdot \varphi_{Achse} - z_{L,R}) - d_R \cdot h_S \cdot (\dot{z}_{Achse} + h_S \cdot \dot{\varphi}_{Achse} - \dot{z}_{L,R}) & \\
 + c_R \cdot h_S \cdot (z_{Achse} - h_S \cdot \varphi_{Achse} - z_{L,L}) + d_R \cdot h_S \cdot (\dot{z}_{Achse} - h_S \cdot \dot{\varphi}_{Achse} - \dot{z}_{L,L}) & \\
 + c_A \cdot \Delta z_R \cdot h_C - c_A \cdot \Delta z_L \cdot h_C + F_{Zyl,R} \cdot h_D - F_{Zyl,L} \cdot h_D &
 \end{aligned} \tag{4.45}$$

Aus Gl. (4.44) und (4.45) ergeben sich die Differentialgleichungen für die Straßenanregung an jedem Rad. Die Differentialgleichung für das rechte Rad (analog ergibt sich die Differentialgleichung für die Anregung am linken Rad $z_{L,L}$) lautet:

$$\begin{aligned} \dot{z}_{L,R} + \frac{c_R}{d_R} \cdot z_{L,R} = & \quad (4.46) \\ \frac{c_R}{d_R} \cdot z_{Achse} + \dot{z}_{Achse} + \frac{m_{Achse}}{2 \cdot d_R} \cdot \ddot{z}_{Achse} & \\ + \frac{c_R}{d_R} \cdot h_S \cdot \varphi_{Achse} + h_S \cdot \dot{\varphi}_{Achse} + \frac{J_{Achse}}{2 \cdot d_R \cdot h_S} \cdot \ddot{\varphi}_{Achse} & \\ + \frac{c_A \cdot (h_C - h_S)}{2 \cdot d_R \cdot h_S} \cdot \Delta z_L - \frac{c_A \cdot (h_C + h_S)}{2 \cdot d_R \cdot h_S} \cdot \Delta z_R & \\ + \frac{h_D - h_S}{2 \cdot d_R \cdot h_S} \cdot F_{Zyl,L} - \frac{h_D + h_S}{2 \cdot d_R \cdot h_S} \cdot F_{Zyl,R} & \end{aligned}$$

- c_A : Steifigkeit der Aufbaufeder
- c_R : Reifensteifigkeit
- d_R : Reifendämpfung
- m_{Achse} : Achsmasse mit anteiliger Radmasse
- J_{Achse} : Trägheitsmoment der Achse
- h_C : Abstand von der Achsmitte zur Feder
- h_D : Abstand von der Achsmitte zum Dämpfer

Nach Gl. (4.46) ergibt sich die Zeitkonstante des Schätzers zu:

$$T_{Schaezter} = \frac{d_R}{c_R} = \frac{200 \text{ Ns/m}}{650000 \text{ N/m}} \approx 0,0031 \text{ sec.} \quad (4.47)$$

Die Zeitkonstante des Schätzers kann durch den Wert für die Reifendämpfung d_R , der meist nicht genau festgelegt wird, eingestellt werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Dynamik des Schätzers höher als die des Systems sein soll. Je kleiner die Zeitkonstante des Schätzers eingestellt wird, desto schneller schwingen die Schätzerwerte auf stationäre Werte ein. Es ist aber auch nicht sinnvoll, den Schätzer sehr schnell zu machen, weil in diesem Fall das Schätzersystem auch deutlich sensibler auf Störungen reagiert. So lässt beispielsweise der Schätzer bei kleinen Zeitkonstanten das Rauschen von Beschleunigungssignalen durch. Die Wahl der Schätzerpole stellt also einen Kompromiss zwischen der Schnelligkeit und der Störempfindlichkeit des Schätzers dar. Der Schätzer soll 2- bis 3-mal schneller sein als die Raddynamik (im Allgemeinen 6 bis 12 Hz). Somit kommt man auf die Zeitkonstante des Schätzers von

$$T_{\text{Schaezter}} = 0,0053 \text{ sec (entspricht } f_{\text{Schaezter}} = 30 \text{ Hz)}.$$

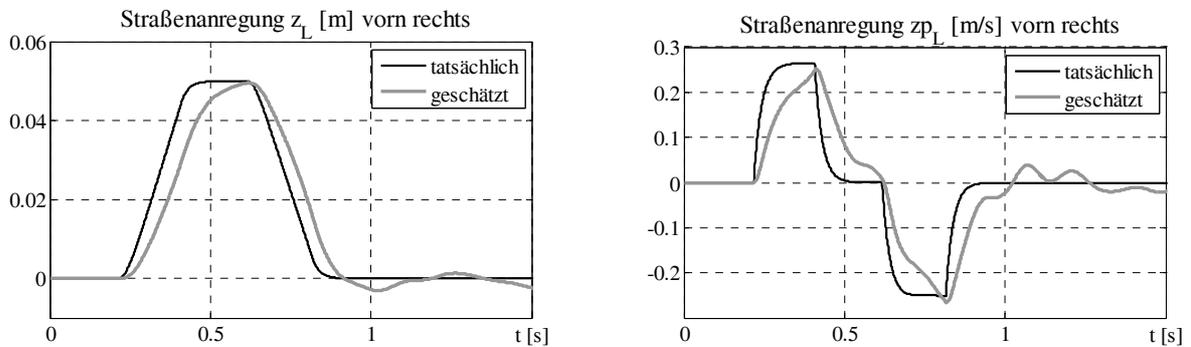
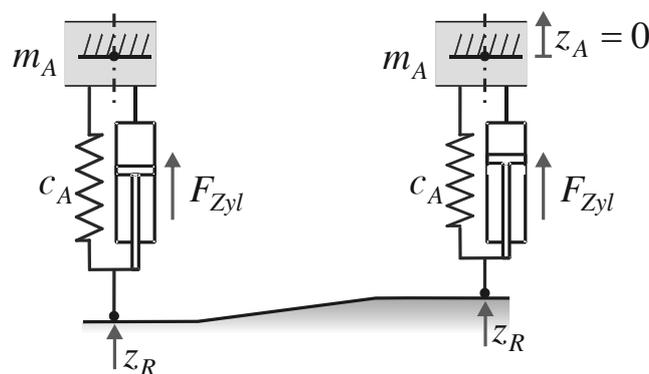


Abbildung 4-56: Tatsächliche und geschätzte Anregung

In der Simulation liefert die Schätzung der Störgrößen, also der Straßenanregung, sehr gute Ergebnisse. Die Versuche am Fahrzeug haben bestätigt, dass die Straßenunebenheiten ausreichend genau geschätzt werden.

4.4.7.2 Prinzip der Störgrößenaufschaltung

Das dynamische Verhalten einer Regelung kann durch eine Störgrößenaufschaltung verbessert werden. Die Störgröße wird aufgeschaltet, wodurch ihre Wirkung auf das Fahrzeug kompensiert wird. Wenn eine Störgröße gemessen werden kann, dann kann sie ähnlich wie die Führungsgröße behandelt werden, allerdings mit dem Ziel, ihren Einfluss zu minimieren. Das Prinzip der Aufschaltung von Störgrößen wird an einem Ein-Rad-Modell veranschaulicht.



Die Forderungen an die Störgrößenaufschaltung können folgendermaßen formuliert werden:

Die Räder folgen gut dem Straßenverlauf: $z_L = z_R$.

Der Aufbau bleibt möglichst bewegungsfrei: $z_A = 0$.

Das ist nur dann der Fall, wenn keine Kräfte auf den Aufbau übertragen werden: $F_A \approx 0$.

Die Kräftebilanz am Aufbau unter Einbeziehung der oben aufgeführten Forderungen ergibt:

$$F_A = c_A \cdot (z_A - z_R) + F_{Zyl} = c_A \cdot (z_A - z_L) + F_{Zyl} \approx 0 \quad (4.48)$$

Aus Gl. (4.48) folgt für die Aktorkraft:

$$F_{Zyl} \approx -c_A \cdot (z_A - z_L). \quad (4.49)$$

Die Straßenanregung wird also mit der Kraft

$$F_{Zyl} = K_{zL} \cdot z_L + K_{zLp} \cdot \dot{z}_L \quad (4.50)$$

mit

$$K_{zL} = -c_A \text{ und } K_{zLp} = -d_A$$

kompensiert.

Die Anregungsgeschwindigkeit \dot{z}_L errechnet sich aus der Schätzung und kann als zusätzlicher Freiheitsgrad für die Aufschaltung verwendet werden. Die Untersuchungen zeigten jedoch, dass der Einfluss von \dot{z}_L vernachlässigbar klein ist.

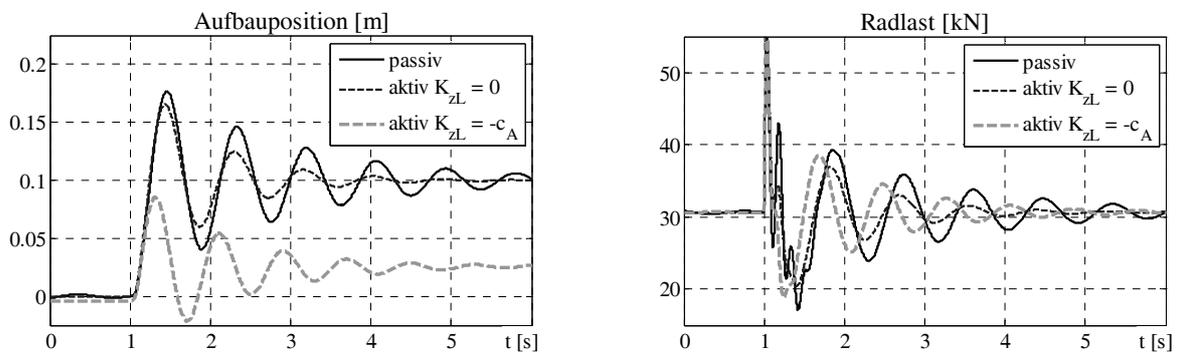
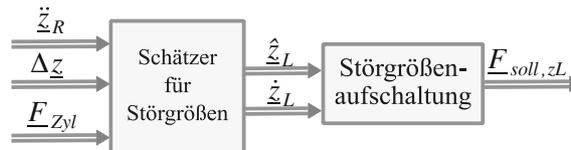


Abbildung 4-57: Zeitantworten des Ein-Rad-Modells mit und ohne Aufschaltung von z_L

An den Zeitantworten eines Ein-Rad-Modells in Abb. 4-57 kann man deutlich erkennen, dass die Aufschaltung das dynamische Verhalten des Systems nicht verändert. Dafür wird die Regelung enorm verbessert: Bei einer Sprunganregung führt der Aufbau nicht die volle Bewegung, also bis 0,1 m, durch. Die Radkräfte bleiben nahezu unverändert.

4.4.7.3 Aufschaltung von Störgrößen im Gesamtfahrzeug

Im Gesamtfahrzeug werden aus den geschätzten Lagen und Geschwindigkeiten für die Straßenanregung an jedem Rad die Sollkraftanteile $F_{soll,zL}$ durch Multiplikation mit entsprechenden Faktoren berechnet. Die Aufgabe der Aufschaltung ist es, die Feder-/Dämpferkraftanteile infolge einer Anregung zu kompensieren (vgl. Abschnitt 4.2).



Die Startwerte für die Aufschaltung werden näherungsweise dem Ein-Rad-Modell entnommen:

$$F_{z,i} = c_A \cdot \Delta z_i + d_A \cdot \Delta \dot{z}_i \approx c_A \cdot z_{L,i} + d_A \cdot \dot{z}_{L,i}, \quad i = \{VR, VL, HR, HL\} \quad (4.51)$$

$F_{z,i}$: Sollkraftanteil aus der Störgrößen-aufschaltung

$z_{L,i}$: geschätzte Latschposition

$\dot{z}_{L,i}$: geschätzte Latschgeschwindigkeit

Δz_i : relativer Weg zwischen Aufbau und Achse

$\Delta \dot{z}_i$: relative Geschwindigkeit

Im Folgenden wird die Wirkung der Störgrößen-aufschaltung beim Überfahren von Einzelhindernissen untersucht. Die Länge des Hindernisses entspricht dem Radstand des Fahrzeugs. Die Nickeigenfrequenz der Kabine liegt bei ca. 1,7 Hz. So kann auf die Geschwindigkeit geschlossen werden, bei der das Fahrzeug, insbesondere die Kabine, am stärksten zum Nicken angeregt wird:

$$v = \frac{x_{radstand}}{t} = f_{kabine} \cdot x_{radstand} = 1,7 \frac{1}{s} \cdot 3,85 \text{ m} = 6,7 \frac{\text{m}}{s} \approx 24 \frac{\text{km}}{\text{h}}. \quad (4.52)$$

Da die Hubeigenfrequenz bei 1,4 Hz liegt, also unweit der Nickeigenfrequenz, wird die Hubbewegung bei dieser Geschwindigkeit ebenso angeregt. Das Fahrzeug fährt mit einer Geschwindigkeit von ca. 24 km/h über ein 5 cm hohes trapezförmiges Hindernis. Das Hindernis wird mit beiden Rädern gleichzeitig überfahren, wodurch das Fahrzeug zum Huben und Nicken angeregt wird. Die Betrachtung der Wankbewegungen bei einer entsprechenden Anregung, z. B. einseitigem Überfahren des Hindernisses, erfolgt analog.

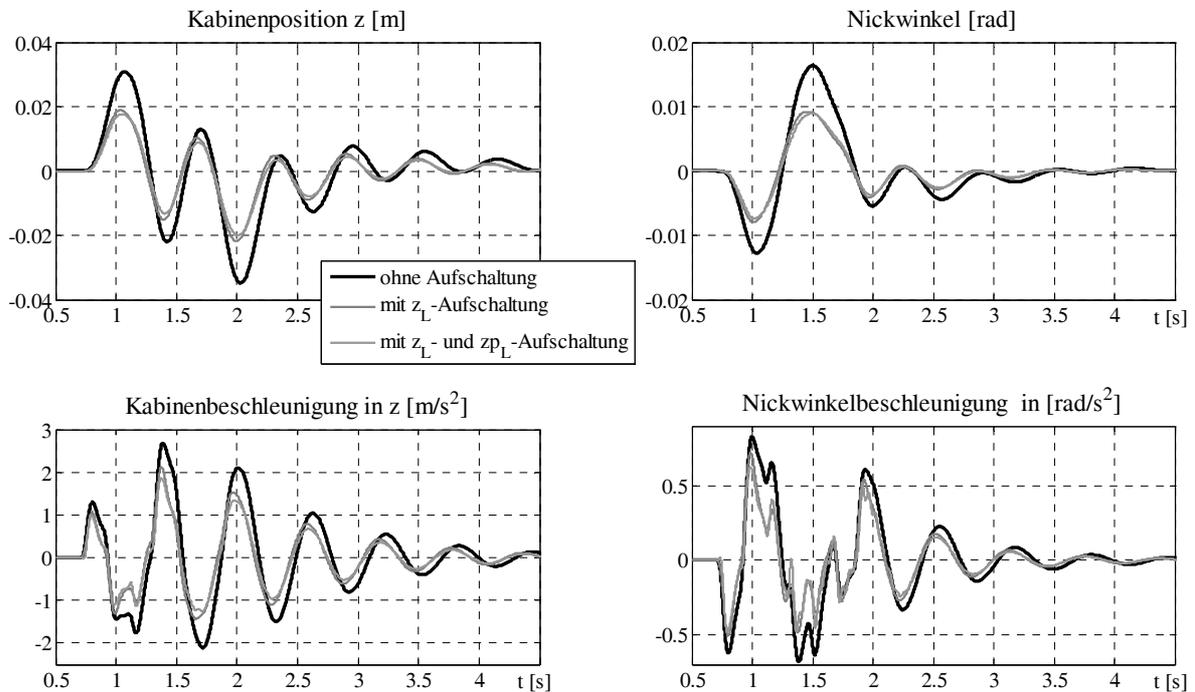


Abbildung 4-58: Huben und Nicken der Kabine mit und ohne Aufschaltung

In Abb. 4-58 sind die Bewegungen der Kabine beim Überfahren des in Abb. 4-56 vorgestellten Hindernisses aufgezeichnet. Hub- und Nickbewegung werden um ca. 40 % reduziert. Den größeren Einfluss hat dabei die Aufschaltung von z_L . Die Aufschaltung der Latschgeschwindigkeit \dot{z}_L hat nahezu keine Wirkung auf das Regelungsergebnis.

Die Wirkung der Aufschaltung wird durch den Einsatz der Optimierung weiter verbessert. Die Optimierungsaufgabe wird wie folgt definiert:

- Gegeben sei das Fahrzeug, das zu Nickbewegungen angeregt wird.
- Für die Festlegung der Zielfunktion werden die Hub- und die Nickbewegungen (Position der Kabine z und Nickwinkel φ_y) betrachtet. Diese Bewegungen sollen bei definierten Anregungen minimiert werden: $\varphi_{y,ref} = 0$ und $z = 0$.
- Gesucht werden die Parameter der Aufschaltung K_{zL} und K_{zLp} .
- Als Startwerte werden die Werte aus der Überschlagsrechnung am Ein-Rad-Modell verwendet:

$$K_{zL} = -c_A,$$

$$K_{zLp} = -d_A.$$

- Die Gütefunktion J ist die absolute Differenz des Datensatzes aus der Simulation:

$$J_1 = \sum_{i=1}^n |z(t_i)| \rightarrow \min \text{ und } J_2 = \sum_{i=1}^n |\varphi_y(t_i)| \rightarrow \min. \quad (4.53)$$

Unter der Annahme, dass die Werte für die Aufschaltungen vorn und hinten betragsmäßig nicht weit auseinanderliegen, beschränkte man sich zunächst auf nur diese zwei Zielvariablen. Die Fahrzeuggeometrie und die in der Regel asymmetrische Gewichtsverteilung im Fahrzeug können auch berücksichtigt werden, indem die Parameter für die Aufschaltungen vorn und hinten unterschiedlich gewählt werden, wodurch allerdings die Anzahl der zu optimierenden Parameter anwächst.

Die Simulationsergebnisse in Abb. 4-59 belegen die durch die Störgrößenaufschaltung erzielte Verbesserung des Bewegungsverhaltens. Das Nicken des Fahrzeugaufbaus wird um das Fünffache reduziert. Die Amplituden der Hubbewegung sind um 60 % niedriger als im Fall ohne Aufschaltung. Die optimierten Parameter sind:

$$K_{zL} = -455186 \text{ N/m},$$

$$K_{zLp} = -10474 \text{ Ns/m}.$$

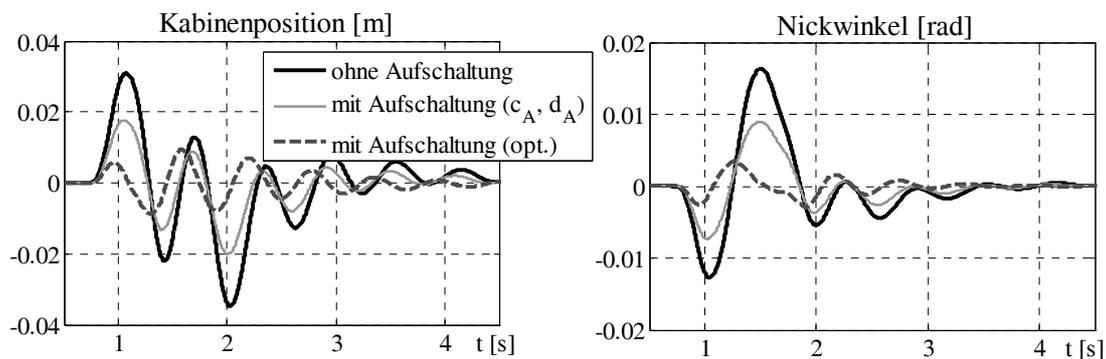


Abbildung 4-59: Bewegungen mit optimierten Parametern für die Aufschaltung

Es soll beachtet werden, dass diese Untersuchungen am Modell durchgeführt wurden. Durch die Aufschaltung wird zwar die Regelung verbessert, jedoch ist bereits im Modell deutlich erkennbar, dass für die Kompensation von Störungen große Aktorkräfte erforderlich sind. Insbesondere bei einer Wankanregung bräuchte man fast das Dreifache an Aktorkraft (Abb. 4-60: ohne Störgrößenaufschaltung 6 kN und mit der Aufschaltung 16 kN), um den Wankwinkel spürbar zu reduzieren.

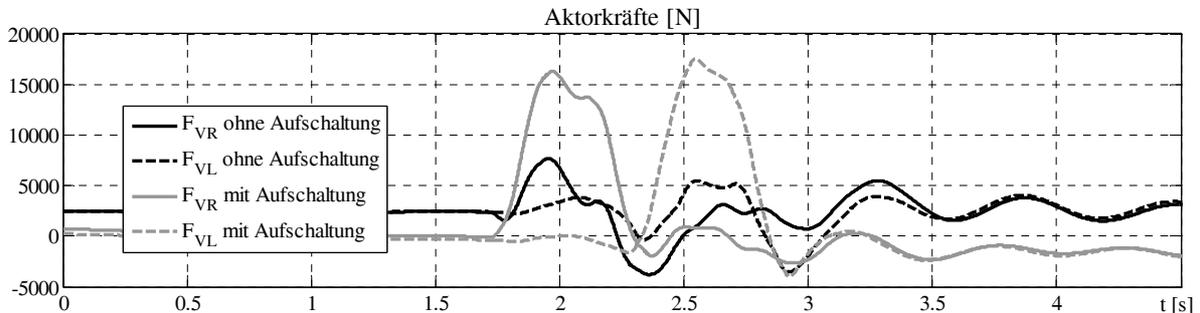


Abbildung 4-60: Aktorkräfte

Dass die Aussagen, die im Zuge der Untersuchungen am Modell gemacht wurden, auch für das reale Fahrzeug zutreffen, beweisen die in Abb. 4-61 dargestellten Messergebnisse. Beim einseitigen Überfahren eines 10 cm hohen Trapezhindernisses mit den Parametern für die Aufschaltung

$$K_{zL} = -100000 \text{ N/m},$$

$$K_{zLp} = 0 \text{ Ns/m}$$

ist eine nur sehr geringfügige Verbesserung des Bewegungsverhaltens durch den Einsatz der Störgrößenaufschaltung festzustellen. Der gewählte Wert liegt somit im Bereich der Federrate des passiven Fahrzeugs:

$$c_A = 125000 \dots 175000 \text{ N/m}.$$

Durch Überfahren eines Hindernisses sollen die Achsen eingezogen werden, damit die Kabine bewegungsfrei bleibt. Folglich sollen die relativen Wege mit der Aufschaltung kleiner werden. Die Änderung der relativen Wege gegenüber dem Fall ohne Aufschaltung ist – ähnlich wie bei den Kabinenbeschleunigungen – sehr klein. Um diese unbedeutende Verbesserung zu erreichen, müssen jedoch sehr hohe Aktorkräfte gestellt werden. Ein Grund dafür ist zweifelsfrei die parallel eingebaute Stahlfeder. Die Aktorik soll sehr hohe Kräfte stellen, um die Federkraft zu überwinden. Die unbedeutende geringe Verbesserung des Bewegungsverhaltens erfordert aber schon das Doppelte an Kraft. Ohne Aufschaltung stellt der Aktor die Kraft von ca. 4 kN; mit der Aufschaltung erreicht die gestellte Aktorkraft 10 kN. Das bedeutet, dass in der Praxis sich eine nennenswerte Kompensation der Störungen mittels einer Störgrößenaufschaltung nur mit viel Energie – also sehr hohen Aktorkräften – erreichen lässt. Des Weiteren wird die Aktorik, insbesondere die Flügelzellenpumpe, sehr hohen Belastungen ausgesetzt. Diese Überlegungen führten zur Konzipierung eines neuen Fahrwerks, dessen Aufbau und Eigenschaften im Ausblick dieser Arbeit erläutert werden.

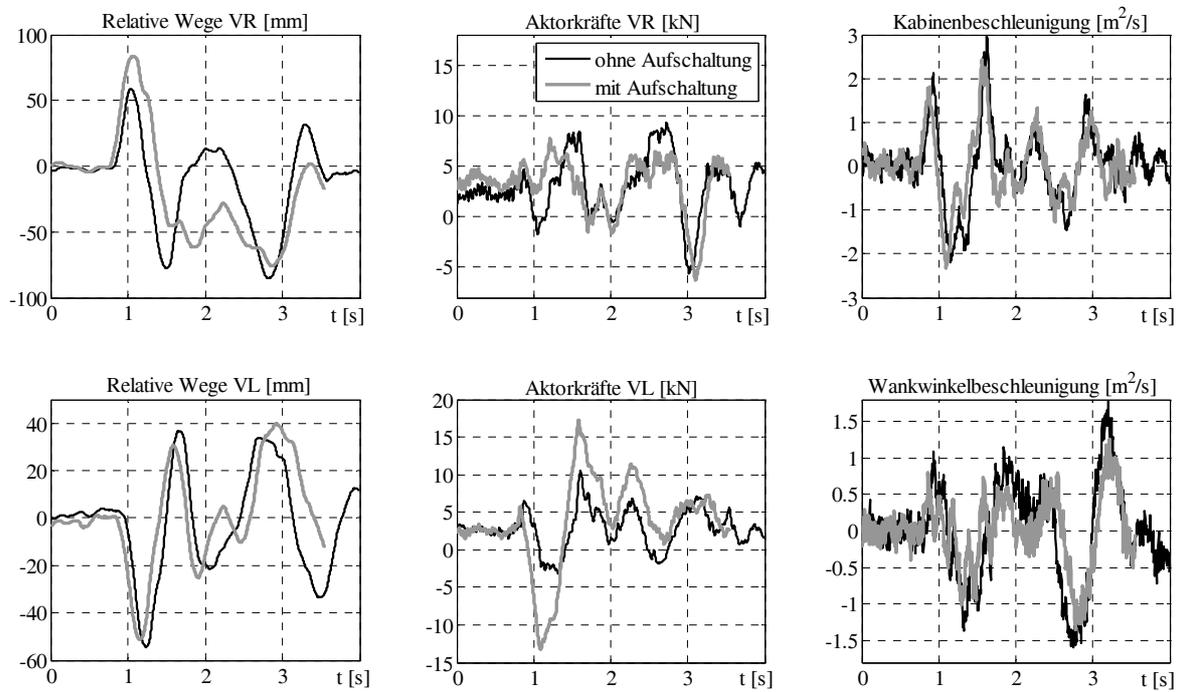


Abbildung 4-61: Im Fahrzeug gemessene Signale mit und ohne Aufschaltung

4.5 OPTIMIERUNG DER GESAMTEN REGELUNG

Nachdem die Reglerparameter zunächst überschlägig ermittelt und sukzessive optimiert wurden, erfolgt nun ihre Abstimmung durch eine ganzheitliche Optimierung der Zielgrößen. Zu einem optimalen System gelangt man nur durch die gleichzeitige Minimierung mehrerer festgelegter Zielgrößen, die alle Bewegungen des Zielfahrzeugs berücksichtigen. Die Mehrzieloptimierung verläuft interaktiv (Abschnitt 4.3, [61]). Wie bei allen vorangegangenen Untersuchungen gestaltet sich die Bestimmung der Reglerparameter sehr schwierig und erfordert immer manuelle Eingriffe. Der Entwickler soll selbst erkennen, welchen Einfluss einzelne Reglerparameter auf den Verlauf der Optimierung und somit auf das Optimierungsergebnis haben. Die Zielvariablen – die verwendeten Reglerparameter – sind in Tabelle 4-7 aufgelistet. Die Parameter der lokalen Regelung sind bereits ermittelt und werden nicht in die Optimierung mit einbezogen.

Tabelle 4-7: Reglerparameter

Art der Regelung		Parameter	Anzahl
Rückführungen	Lokale Regelung	K_e, K_F	4
	Rückführung von $\Delta \dot{z}$	K_{dzp}	4
	Sky-Hook-Regelung	$K_{sky, H}, K_{sky, N}, K_{sky, W}$	3
Aufschaltungen	Nick- und Wankstabilisierung	K_{ypp}, K_{xpp}	2
	Störgrößenaufschaltung	K_{zL}	4

Der Parametersatz der Aufbauregelung bezieht sich auf die festgelegte Regelungsstruktur. In diesem Fall wurden die Parameterwerte, z. B. für die Rückführungen von relativen Geschwindigkeiten, an jedem Rad gleich gewählt. Die Aufbauregelung könnte noch durch eine von der Fahrsituation abhängige Verteilung der Stellkräfte auf die vier Räder – beispielsweise geeignete Lastverteilung bei unterschiedlichen Beladungen – verbessert werden. Es wird jedoch auf eine weiterführende Verfeinerung der Auslegungs- und Optimierungsergebnisse verzichtet, weil der Schwerpunkt dieser Arbeit vorwiegend auf dem Aufzeigen der Vorteile einer modularen und hierarchischen Vorgehensweise bei Analyse und Synthese des betrachteten Systems liegt. Die schrittweise Auslegung hat gezeigt, dass die Rückführung von $\Delta \dot{z}$ und die Aufschaltung von \dot{z}_L minimalen Einfluss auf das dynamische Verhalten haben; daher wurden diese nicht bei der ganzheitlichen Optimierung berücksichtigt.

Die Zielfunktionen sollen die Informationen enthalten, die für die Beurteilung des Systemverhaltens relevant sind, und orientieren sich an den Anforderungen an das aktive System: Minimierung des Einflusses durch Straßenanregungen und somit Reduzierung von Aufbau-bewegungen. Die Abrolleigenschaften des Fahrzeugs sollen sich dabei nicht verschlechtern. Es handelt sich also um mehrere Ziele teilweise widersprüchlichen Charakters. Das bedeutet, dass

die Verbesserung der einen Zielfunktion nur auf Kosten einer anderen erfolgen kann (wie beim in Abschnitt 4.1 bereits diskutierten Konflikt zwischen Fahrkomfort und -sicherheit).

Die Zielfunktionen verwenden die Daten entweder aus dem Frequenz- oder dem Zeitbereich (s. Abschnitt 4.3). Im Frequenzbereich ist die Festlegung einer Referenzübertragungsfunktion erforderlich, welche die wesentlichen Merkmale des zu optimierenden Systems wie die Eigenfrequenzen und Dämpfungen berücksichtigt. Da die Referenzfunktion in der Regel durch einfache Übertragungsglieder beschrieben wird, stellt sie keine realistische Wunschvorgabe dar, sondern nur die Richtung, in der optimiert werden soll. Bei der Optimierung im Frequenzbereich wird die Betragskennlinie entweder angehoben oder abgesenkt und somit dem Verlauf der Referenzbetragskennlinie angenähert.

Bisher wurden die Einflüsse der einzelnen regelungstechnischen Maßnahmen auf die Fahrzeugbewegungen unabhängig voneinander untersucht. Für die Optimierung im Zeitbereich wurde eine stochastische Anregung verwendet, weil bei dieser Anregung die Bewegungen und deren Wechselwirkungen erfasst werden.

In die Formulierung der Zielgrößen fließen in erster Linie die Systemzustände, wie z. B. die absoluten Geschwindigkeiten der Kabine, ein. Eine modellbasierte Optimierung hat den Vorteil, dass nicht nur die Messgrößen zur Verfügung stehen, sondern auch andere Systemgrößen direkt aus dem Modell in Form von Simulationsdaten aufgenommen werden können.

4.5.1 MEHRGRÖßENOPTIMIERUNG IM FREQUENZBEREICH

Das Verhalten des geregelten Systems wird zunächst im Frequenzbereich untersucht und optimiert. Dabei werden die Frequenzgänge jeder einzelnen Bewegung für die Formulierung von Zielfunktionen verwendet. Die für die Bildung von Zielfunktionen notwendigen Daten werden in jedem Optimierungsschritt generiert. Im Folgenden wird die Optimierung des Systemverhalten bzgl. Hub- und Nickbewegungen erläutert. Die Optimierungsaufgabe wird wie folgt definiert:

- Gegeben seien die Störübertragungsfunktionen der Regelstrecke

$$G_{aktiv,H}(s) = \ddot{z}/z_S, \quad G_{aktiv,N}(s) = \ddot{\phi}_y/z_S$$

und die Referenzübertragungsfunktionen für Hub- und Nickbewegung

$$G_{ref,H}(s) \text{ und } G_{ref,N}(s).$$

Die Übertragungsfunktionen des Referenzsystems sind wie in Abschnitt 4.3 beschrieben und orientieren sich an der Charakteristik des passiven Systems. Das bedeutet, dass im Frequenzbereich des Aufbaus eine höhere Dämpfung gefordert wird und dass die Betragskennlinie im Bereich der Radeigenfrequenzen der des passiven Systems entspricht (vgl. Dämpfungen aus der Tabelle 4-9).

- Gesucht werden die "optimalen" Parameterwerte der Aufbauregelung aus Tabelle 4-7. Die

aufgeschalteten Quer- und Längsbeschleunigungen enthalten die Systemzustände (vgl. Abschnitt 4.4.1.1), die durch die Aufschaltung zurückgeführt werden und möglicherweise die Systemdynamik beeinflussen. Es soll sichergestellt werden, dass das Systemverhalten mit den optimierten Parametern für Rückführungen und Aufschaltungen stabil bleibt.

- Die Startwerte stammen aus den vorangegangenen Untersuchungen.
- Es werden zeitgleich zwei Zielfunktionen ausgewertet. Die zu minimierenden Gütemaße sind die quadratischen Fehlerflächen zwischen den Betragskennlinien der Störübertragungsfunktionen für Hub- und Nickbewegungen:

$$J_1 = \sum_{i=1}^n (|G_{aktiv,H}(j\omega_i)| - |G_{ref,H}(j\omega_i)|)^2 \rightarrow min$$

$$J_2 = \sum_{i=1}^n (|G_{aktiv,N}(j\omega_i)| - |G_{ref,N}(j\omega_i)|)^2 \rightarrow min$$

$\omega_i \in [0,01...100 \text{ Hz}]$: äquidistante Stützstellen

Die Optimierung beider Zielfunktionen erfolgte mit dem Gradientenverfahren in der MOPO-Optimierungsumgebung. Die Zielfunktionswerte und die Reglerparameter, normiert auf die ersten Werte bzw. auf die Startwerte, sind in Abb. 4-62 dargestellt. Nach ca. 100 Auswertungen ist eine deutliche Reduzierung beider Zielfunktionen zu verzeichnen. Die Betragskennlinie der Störübertragungsfunktion für die Nickbewegung konnte wesentlich besser der Referenz-Betragskennlinie angenähert werden. Der entsprechende Zielfunktionswert J_2 wurde um das Vierfache reduziert. Einen großen Einfluss auf die Nickbewegung hat in erster Linie die Rückführung der relativen Geschwindigkeiten. Der optimierte Parameterwert wird im Zuge der Optimierung um fast 30 % erhöht, wodurch die Dämpfung im System – insbesondere im Übergangsbereich von 2 bis 5 Hz – verringert wird. Für eine ausreichende Dämpfung der Kabine sorgt der höhere Parameterwert der Sky-Hook-Regelung für die Hubbewegung. Der im Zuge der Voruntersuchungen eingestellte Sky-Hook-Parameterwert für das Nicken ist zu hoch: Dies hat zwar eine hohe Dämpfung des Aufbaus zur Folge, dafür aber eine zu hohe Amplitude im Bereich der Radeigenfrequenzen (vgl. Abb. 4-63 (3)). Da es sich bei den Zielfunktionen um die Betragskennlinien für die Hub- und Nickbewegung handelt, wurden die Parameterwerte, die sich auf die Wankbewegung beziehen, im Laufe der Optimierung nur geringfügig variiert. Dass die Parameter der Aufschaltung von Störgrößen für die Untersuchungen im Frequenzbereich irrelevant sind, bestätigt der Verlauf des Parameterwertes für die Aufschaltung der Längsbeschleunigung. Trotz eines viel höheren Werts hat diese Aufschaltung keinen Einfluss auf den Verlauf der entsprechenden Betragskennlinie und trägt somit zur Minimierung der Zielfunktion nicht bei.

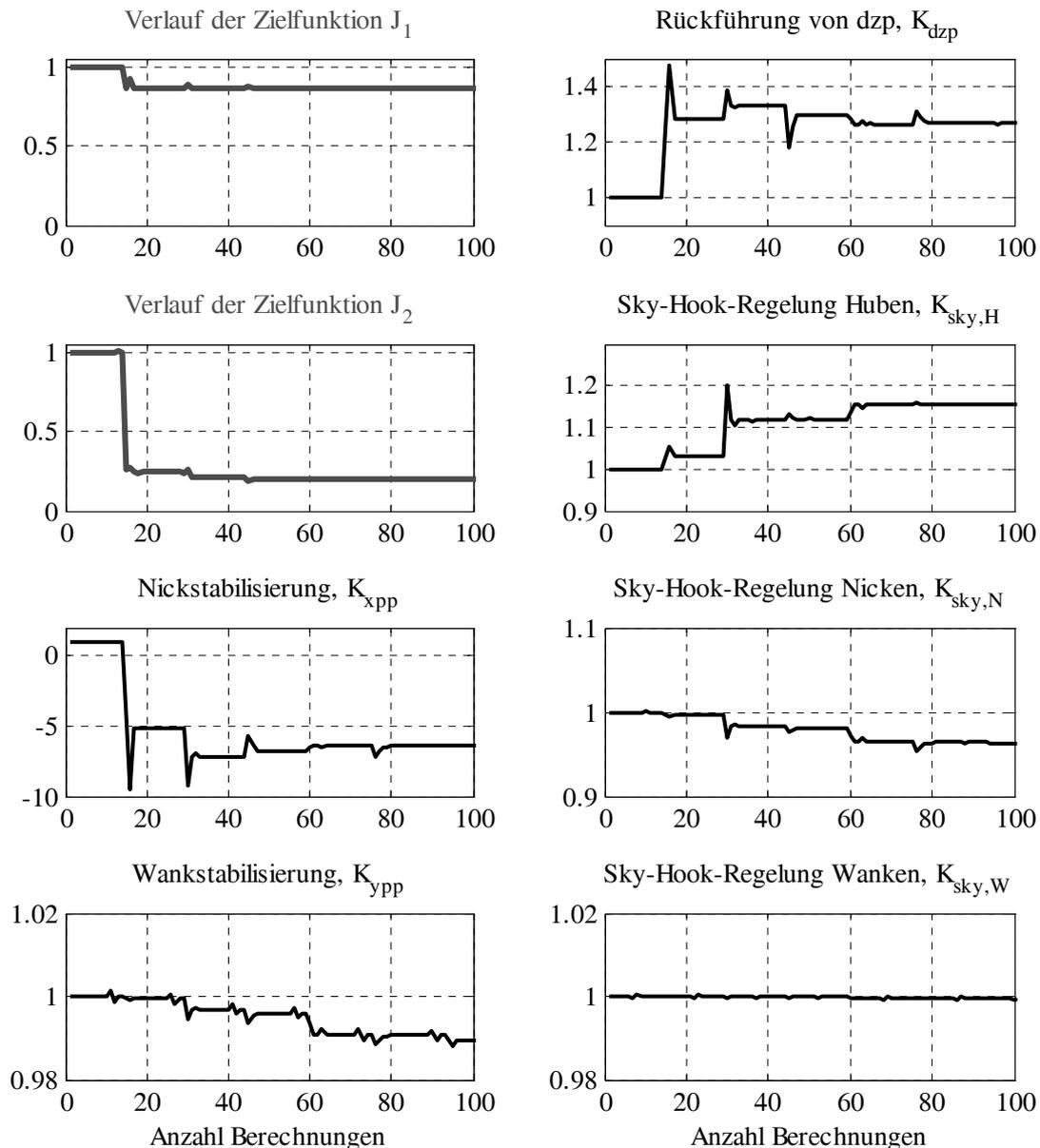


Abbildung 4-62: Verlauf der Optimierung

In Abb. 4-63 und Abb. 4-64 sind die Ergebnisse der Optimierung dargestellt. Es lassen sich die gleichen Beobachtungen machen wie im Fall der sukzessiven Optimierung einzelner Regelungen. Obwohl alle Parameter freigegeben wurden, sind es nur die Parameter für die Rückführungen der relativen Geschwindigkeiten und der absoluten Geschwindigkeit der Kabine, mit denen eine Änderung der Betragskennlinie überhaupt erreicht werden kann. Im optimierten System lassen sich folgende Änderungen festhalten:

Die Kabine wird wunschgemäß gedämpft (1). Die Dämpfung des optimierten Systems ist zwar niedriger als beim aktiven System vor der Optimierung, dafür wird eine geringere Dämpfung

im Übergangsbereich erreicht (2). Dies wirkt bei der gegebenen Grundabstimmung des aktiven Systems (Überdämpfung durch Ventile, Schlauchleitungen zur Zentralhydraulik etc.) positiv auf die Abrolleigenschaften des Fahrzeugs (3).

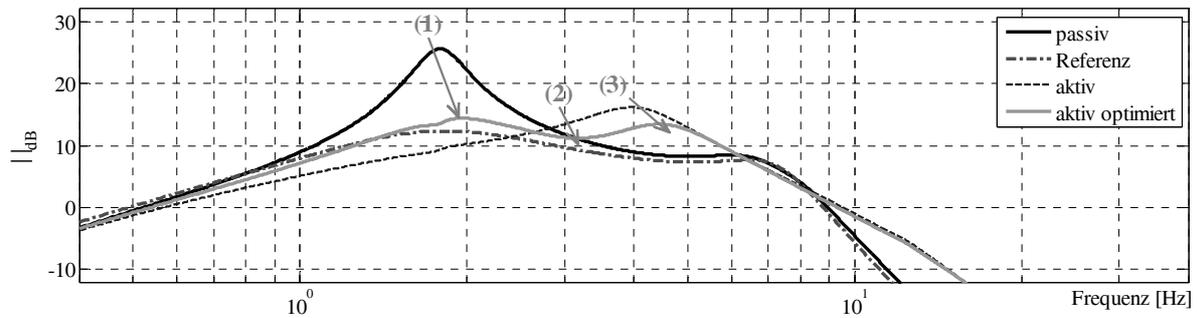


Abbildung 4-63: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion für die Nickbewegung

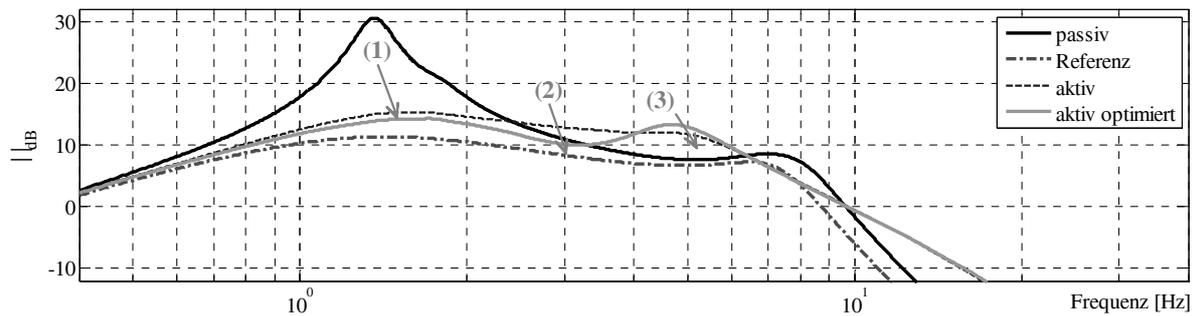


Abbildung 4-64: Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion für die Hubbewegung

Die Ergebnisse der im Frequenzbereich durchgeführten Optimierung werden anschließend anhand entsprechender Zeitantworten (wie in Abschnitt 4.4.6.2) geprüft. Die sukzessive ermittelten Parameterwerte liefern bereits gute Ergebnisse. Wie erwartet, weist das optimierte System, insbesondere bei der Nickbewegung, eine niedrigere Dämpfung auf, wodurch sich höhere Amplituden beim Nickwinkel und der Hubbewegung der Kabine ergeben.

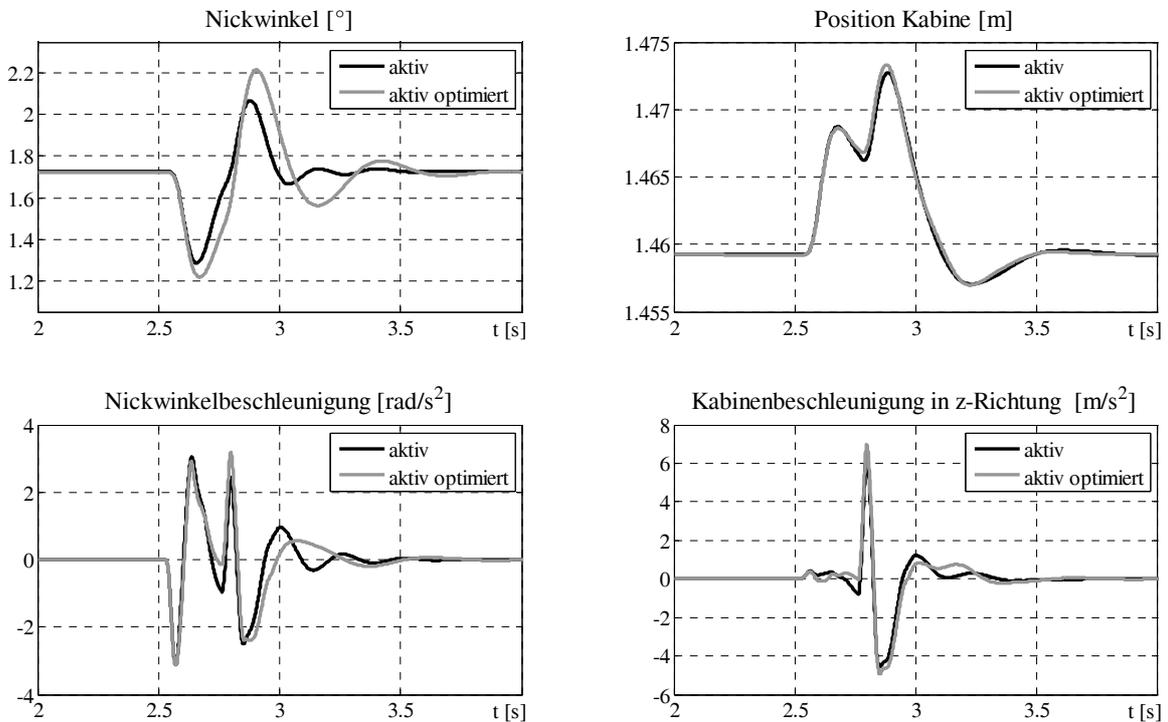


Abbildung 4-65: Zeitantworten: Nickwinkel und Position der Kabine

4.5.2 MINIMIERUNG DER AUFBAUBESCHLEUNIGUNGEN

Alternativ zur Optimierung im Frequenzbereich (Abschnitt 4.5.1) wurden die Standardabweichungen der Beschleunigungswerte minimiert. Das System wurde stochastisch wie in Abschnitt 3.2.3.3 angeregt und anschließend die Simulationsdaten wie in Abschnitt 4.1 ausgewertet. Die Optimierung wurde zunächst ohne Berücksichtigung des menschlichen Empfindens vorgenommen (vgl. Abschnitt 4.1.1). Für die anschließende Bewertung wurde eine Gewichtung der Beschleunigungen mit den Bewertungskennwerten nach [90], Gl. (4.3), vorgenommen.

Die Optimierungsaufgabe zur Minimierung der Aufbaubeschleunigung für die Hubbewegung wurde wie folgt formuliert:

- Gegeben sei das Fahrzeug, das stochastisch zu Schwingungen angeregt wird.
- Gesucht werden die "optimalen" Reglerparameterwerte.
- Der Startparametersatz stammt aus den vorangegangenen Untersuchungen.
- Die Zielfunktionen berücksichtigen sowohl die Standardabweichung der Vertikalbeschleunigungen der Kabine als auch die Radlasten in Form von Variationskoeffizienten.

Minimierung der Standardabweichung der Kabinenhubbeschleunigung:

$$J_1 = \sigma_z \rightarrow \min \text{ mit } \sigma_z = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \ddot{z}(t_i)^2}$$

Minimierung des arithmetischen Mittelwerts von vier Variationskoeffizienten:

$$J_2 = \frac{1}{4} \cdot (K_{\sigma, VR} + K_{\sigma, VL} + K_{\sigma, HR} + K_{\sigma, HL}) \rightarrow \min$$

$$K_{\sigma} = \sigma_F / F_{R, stat} \text{ mit } \sigma_F = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n F_{R, z}(t_i)^2}$$

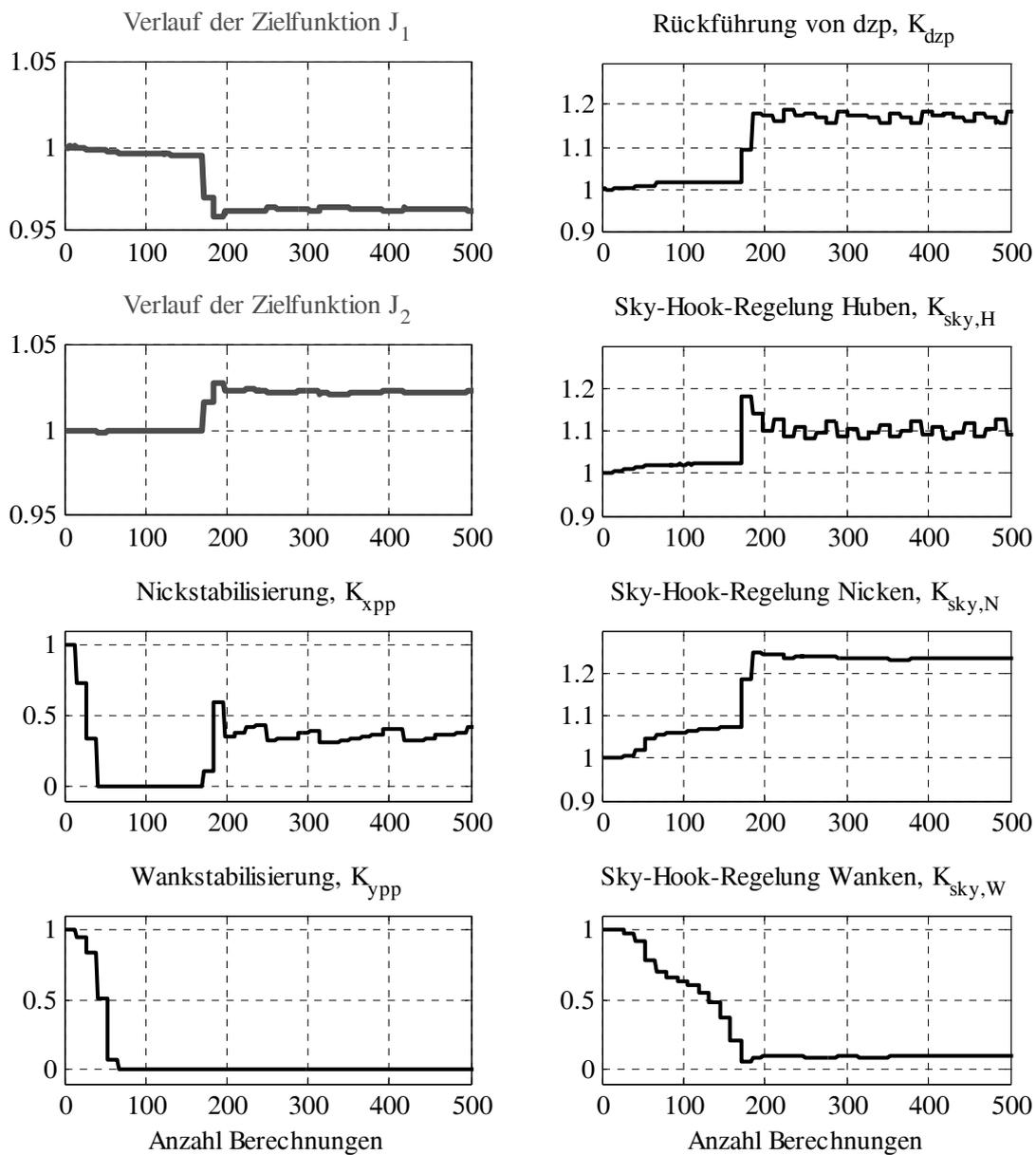


Abbildung 4-66: Verlauf der Optimierung

Am Verlauf der Zielfunktionswerte in Abb. 4-66 wird noch einmal deutlich, dass der Fahrkomfort nur auf Kosten der Fahrsicherheit verbessert werden kann. Die Standardabweichungen der Kabinenbeschleunigungen in Vertikalrichtung (J_1) lassen sich minimieren, gleichzeitig erhöhen sich die Werte der Variationskoeffizienten (J_2). Die Parameterwerte der Rückführung der relativen Geschwindigkeiten und der Sky-Hook-Regelung werden erhöht, wodurch sich eine höhere Dämpfung im System einstellt und die Kabinenbeschleunigungen reduziert werden.

Die Parameterwerte für die Störgrößenaufschaltung spielen bei dieser Optimierung eine untergeordnete Rolle, weil das Fahrzeug für diese Optimierung stochastisch angeregt wird, und es handelt sich folglich um höherfrequente Anregungen. Die Störgrößenaufschaltung ist im Wesentlichen bei langwelligen Anregungen wirksam.

Da man sich für die Formulierung der Zielfunktionen auf die Vertikalbewegungen – Beschleunigungen der Kabine in z-Richtung und Radaufstandskräfte – beschränkte, fielen die Parameterwerte für die Regelung der Wankbewegung auf Null.

Die Ergebnisse in Tabelle 4-8 bestätigen die im Laufe der Untersuchungen gemachten Aussagen. Das aktive Fahrwerk mit der Grundabstimmung weist eine höhere Dämpfung auf als das passive. Der Betragsmaximalwert sinkt um 15 % von 2,15 auf 1,82 m/s^2 . Die Unterschiede bei den Radlastschwankungen sind – zumindest für die Hubbewegung – annehmbar klein. Bei der Wankbewegung fallen die Radlastschwankungen sehr hoch aus. Dies kann man bereits an den Betragskennlinien in Kapitel 3 (Abb. 3-37) deutlich erkennen.

Mit der Aufbauregelung wurden also die Kabinenbeschleunigungen um bis zu 42 % und der Betragsmaximalwert bis zu 43 % reduziert. Gleichzeitig wuchsen jedoch die Werte der Variationskoeffizienten an, was wiederum den Konflikt zwischen Komfort (Kabinenbeschleunigungen) und Sicherheit (Radlastschwankung) deutlich macht.

Tabelle 4-8: Bewertung der Hubbewegung

	Standard- abweichung $\sigma_{\ddot{z}}$	Variationskoeff. $K_{\sigma, i}$ für jedes Rad mit $F_{R, stat} = 29,09 \text{ kN}$	Betrags- maximalwert \ddot{z}_{max}
passiv	0,685	0,059 / 0,061 / 0,069 / 0,068	2,153
aktiv, ohne Aufbauregelung (Grundabstimmung)	0,615	0,055 / 0,055 / 0,060 / 0,062	1,820
aktiv, mit Parametern aus der schrittweisen Auslegung	0,438	0,054 / 0,054 / 0,051 / 0,051	1,193
aktiv, Parameter im Frequenzbereich optimiert	0,412	0,059 / 0,059 / 0,053 / 0,053	1,244
aktiv, Minimierung von Aufbaubeschleunigungen	0,394	0,077 / 0,076 / 0,057 / 0,055	1,219

In Abb. 4-67 sind die Zeitantworten der Systeme auf eine stochastische Anregung mit den Einstellungen wie in Tabelle 4-8 dargestellt:

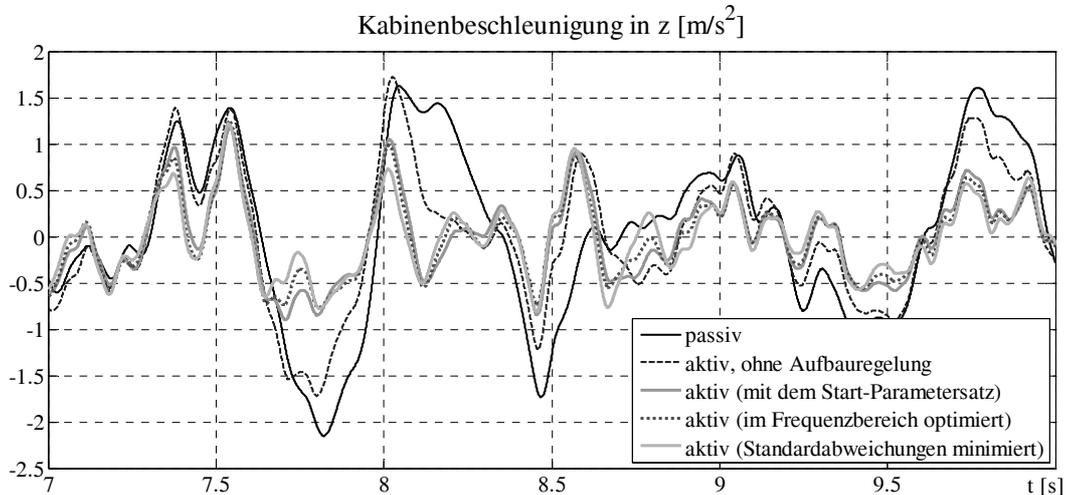


Abbildung 4-67: Zeitantwort auf eine stochastische Anregung

Die Verläufe des aktiven Systems mit den auf unterschiedliche Weise optimierten Parametern liegen unweit des Verlaufs der Zeitantwort mit dem Startparametersatz. Bei der Minimierung von Standardabweichungen verwendete man ausschließlich die Simulationsdaten für die Kabinenbeschleunigungen und stellte fest, dass das Fahrzeug "härter" auf die höherfrequenten Anregungen reagiert. Das liegt daran, dass bei der Optimierung lediglich die Aufbaubewegungen in Form von Kabinenbeschleunigungen betrachtet wurden; so gelangte man zu einer Fahrwerksabstimmung, bei welcher der Aufbau auf Kosten der Abrolleigenschaften gedämpft wurde. Im Zuge der Optimierung im Frequenzbereich wurden hingegen die Amplituden im gesamten Verlauf der Betragskennlinien der Störübertragungsfunktion – von der Kabinen- bis zu den Achse-/Radeigenfrequenzen – abgesenkt. Hier wurden also auch die Radlastschwankungen berücksichtigt. Das System mit den Parameterwerten aus der Optimierung im Frequenzbereich weist somit weniger Überschwinger bei den hochfrequenten Anregungen auf.

Die wesentlichen Merkmale in Form von Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaßen für die Hubbewegung sind in Tabelle 4-9 und Tabelle 4-10 auf Seite 143 vorgestellt. Die Eigenfrequenzen des Referenzsystems sind exakt die gleichen wie im passiven System. Im Referenzsystem entspricht das Dämpfungsmaß von $\zeta = 0,7$ der Forderung nach einer besseren Dämpfung der Kabine. Bei der Grundabstimmung des aktiven Systems liegt das Dämpfungsmaß bei $\zeta = 0,226$. Im Zuge der schrittweisen Auslegung wurden bereits gute Parameterwerte ermittelt, denn mit diesem Parametersatz lässt sich das Dämpfungsmaß der Kabine $\zeta = 0,523$ erreichen.

Tabelle 4-9: Eigenfrequenzen der Kabine mit den zugehörigen Dämpfungsmaßen (Hubbewegung)

	f_0 [Hz]	ζ	$\lambda_{1,2}$
passiv	1.36	0.087	-0.75+/-8.56i
Referenzsystem	1.36	0.700	-5.98+/-6.10i
aktiv, ohne Aufbauregelung (Grundabstimmung)	1.41	0.226	-2.00+/-8.60i
aktiv, mit Parametern aus der schrittweisen Auslegung	1.51	0.523	-4.95+/-8.07i
aktiv, Minimierung von Aufbaubeschleunigungen	1.43	0.575	-5.18+/-7.37i

Durch die Vorgabe einer Wunschübertragungsfunktion und die Freigabe aller Parameter erhofft man sich eine Verbesserung sowohl im Eigenfrequenzbereich der Kabine als auch bei den Radeigenfrequenzen. Es wird jedoch eine Verschiebung der Rad- und Kabineneigenfrequenzen festgestellt. Die Kabineneigenfrequenz wandert bei der zugeschalteten Aufbauregelung von 1,36 bis 1,51 Hz. Eine signifikantere Änderung der Charakteristika ist bei den Radeigenfrequenzen zu beobachten: Hier wandert die Hubeigenfrequenz der hinteren Achse von 7,90 bis hin zu 6,61 Hz. Die Dämpfungswerte der Achsbewegung können durch eine geeignete Parameterwahl variiert werden.

Tabelle 4-10: Eigenfrequenzen der Hinterachse mit den zugehörigen Dämpfungsmaßen (Hubbewegung)

	f_0 [Hz]	ζ	$\lambda_{1,2}$
passiv	7.93	0.204	-10.14+/-48.77i
Referenzsystem	7.90	0.200	-9.93+/-48.63i
aktiv, ohne Aufbauregelung (Grundabstimmung)	7.19	0.635	-28.67+/-34.87i
aktiv, mit Parametern aus der schrittweisen Auslegung	6.96	0.265	-11.59+/-42.15
aktiv, Minimierung von Aufbaubeschleunigungen	6.61	0.244	-10.12+/-40.25

Eine genaue Zuordnung der Eigenfrequenzen ist in dem betrachteten System wegen der Vielzahl der beteiligten Massen schwierig und wird zusätzlich durch die beträchtliche Verschiebung der Eigenwerte erschwert. Um dennoch korrekte Aussagen über die Eigenschaften des Systems mit dem aktiven Fahrwerk zu machen und es mit dem konventionellen System zu vergleichen, habe ich eine Modalanalyse wie in Abschnitt 3.2.5 durchgeführt.

4.5.3 MODALANALYSE DES AKTIVEN SYSTEMS

Ein Vergleich beider Systeme – des passiven und des aktiven – erfolgt mit Hilfe der Modalanalyse, welche die Maßzahlen in Form von Dämpfungsmaßen für die Bewertung des dynamischen Verhaltens liefert. Gesucht werden die charakteristischen Größen (Eigenfrequenz, Dämpfung und Eigenbewegungen) für die modalen Zustände des Systems mit dem aktiven Fahrwerk. Die Modalanalyse des passiven Fahrzeugs wurde bereits detailliert in Abschnitt 3.2.5 vorgestellt. Die modalen Zustände sind wie im passiven System: Hub-, Nick- und Wankbewegungen von Kabine, Rahmen und beiden Achsen (Abschnitt 3.2.5, Tabelle 3-4). Die Ergebnisse der Eigenschwingungsanalyse des aktiven Systems sind in Abb. 4-68 vorgestellt:

Tabelle 4-11: Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaße

Nr.	Frequenz	Dämpfungsmaß	max. Anteil	Zuordnung zu den Bewegungen ^a
6,7	7,19	0,64	12, (7, 10)	$\dot{z}_{AH}, \dot{z}_{RH}, \dot{z}_{AV}$ Huben (AH)
8, 9	6,71	0,16	13, (11, 8)	$\dot{\varphi}_{x,AH}, \dot{\varphi}_{x,AV}, \dot{\varphi}_{x,RH}$ Wanken von Achsen
10, 11	8,25	0,29	11, (13, 10)	$\dot{\varphi}_{x,AV}, \dot{\varphi}_{x,AH}, \dot{z}_{AV}$
12, 13	6,28	0,52	10, (5, 8)	$\dot{z}_{AV}, \dot{\varphi}_{x,RV}, \dot{\varphi}_{x,RH}$ Huben (AV)
14, 15	2,42	0,11	2, (5, 8)	$\dot{\varphi}_{x,K}, \dot{\varphi}_{x,RV}, \dot{\varphi}_{x,RH}$ Verkoppelte Wankbewegungen von Rahmen und Kabine
16, 17	5,58	0,71	5, (8, 2)	$\dot{\varphi}_{x,RV}, \dot{\varphi}_{x,RH}, \dot{\varphi}_{x,K}$
18, 19	5,84	0,36	2, (5, 8)	$\dot{\varphi}_{x,K}, \dot{\varphi}_{x,RV}, \dot{\varphi}_{x,RH}$
20, 21	1,95	0,25	7, (4, 9)	$\dot{z}_{RH}, \dot{z}_{RV}, \dot{\varphi}_{y,RH}$ Verkoppelte Nick- und Hubbewegungen von Rahmen und Kabine
22, 23	1,79	0,06	7, (2, 4)	$\dot{z}_{RH}, \dot{\varphi}_{x,K}, \dot{z}_{RV}$
24, 25	1,70	0,23	4, (1, 7)	$\dot{z}_{RV}, \dot{z}_K, \dot{z}_{RH}$
26, 27	0,77	0,11	2, (5, 8)	$\dot{\varphi}_{x,K}, \dot{\varphi}_{x,RV}, \dot{\varphi}_{x,RH}$ Wanken (K)

a. Die Kürzel sind in Tabelle 3-4 erklärt

Die Gegenüberstellung beider Systeme (zusammengefasst in Tabelle 3-5 und Tabelle 4-11) ergibt:

- Die Bewegungen der Kabine sind deutlich besser gedämpft – insbesondere die Wank- und die Hubbewegung – als die beim passiven System, liegen jedoch alle unter $\zeta = 0,3$.
- Zwischen der Kabine und den Stellzylindern befindet sich der Fahrzeugrahmen, dessen Bewegungen in erster Linie bedämpft werden. Alle Einträge mit den Eigenfrequenzen von 1,8 bis 6 Hz, die man den Rahmenbewegungen zuordnet, fallen durch ein höheres Dämpfungsmaß auf.

- Durch die Maßnahmen zur Komfortsteigerung, also die Dämpfung der Kabinenbewegungen, ergibt sich auch eine höhere Dämpfung der Achsen. Sie erreicht z. B. für die Hubbewegung der Hinterachse den Wert $\zeta = 0,64$. Die Wankbewegung der hinteren Achse weist ein ähnliches Dämpfungsmaß wie im passiven System auf. Das Wanken der Vorderachse wird deutlich gedämpft; das Dämpfungsmaß steigt von $\zeta = 0,09$ auf $\zeta = 0,29$.

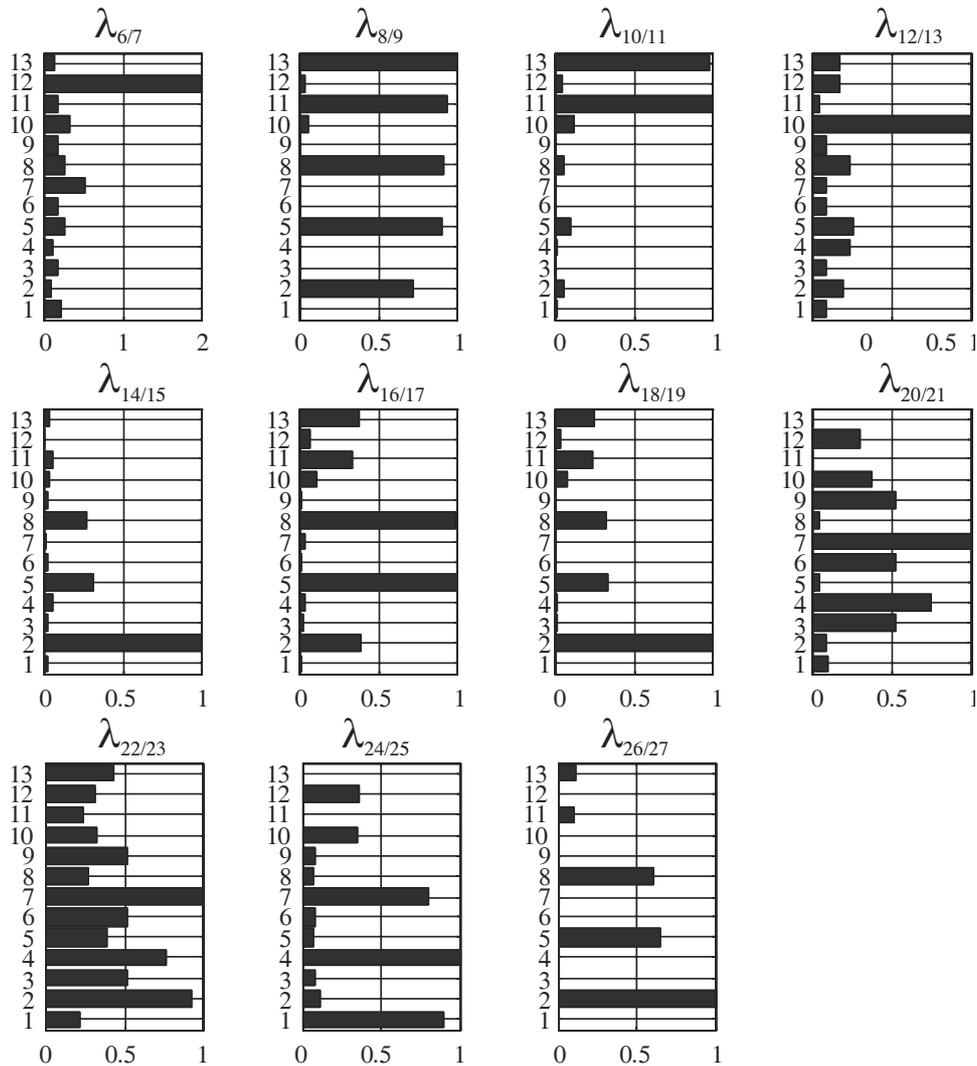


Abbildung 4-68: Modal transformiertes aktives System

- Wenn man die in Abb. 3-27 und Abb. 4-68 graphisch dargestellten Einträge der $\underline{C} \cdot \underline{V}$ -Matrix vergleicht, so stellt man fest, dass im aktiven System die Balken länger sind als im passiven. Das deutet auf den größeren Einfluss der jeweiligen Eigenform auf eine Bewegung und somit auf eine stärkere Kopplung zwischen dem Aufbau und den Achsen hin. Die stärkere Kopplung wird durch die bereits diskutierte Grundabstimmung der Aktorik und durch die auf Komfort eingestellte Aufbauregelung verursacht.

Die ganzheitliche Optimierung führte zu keiner deutlichen Verbesserung des dynamischen Systemverhaltens, das im Zuge einer sukzessiven Reglerauslegung und Optimierung eingestellt wurde. Das Ziel wurde also bereits durch die modular-hierarchische Reglerauslegung erreicht. Eine Formulierung mehrerer zweckmäßiger Optimierungsaufgaben mit entsprechenden Randbedingungen macht eine bessere Interpretation der Ergebnisse und eine Bewertung angewandter Regelungen möglich. Bei der gegebenen Aufgabenstellung handelt es sich um widersprüchliche Ziele (Beeinflussung sowohl von Aufbaubewegungen als auch von Radlasten). Mit Hilfe der Aussagen über das physikalische System, die im Zuge der Modellbildung und der Analyse gemacht wurden, konnte bei der sukzessiven Auslegung der Informationsverarbeitung die Optimierung zweckmäßig gesteuert werden.

Die geschilderten Untersuchungen zeigen auch das große Potenzial von aktiven Federungssystemen. Generell kann ein stabileres Fahrverhalten bei langwelligen Anregungen erzielt werden. Die Untersuchungen am Modell zeigen, dass das System hochfrequente Anregungen (z. B. "Schweizer Bahn") nur unzureichend wegen der zu hohen Aufbaudämpfung ausregeln kann. Die im Fahrzeug verbliebene passive Stahlfeder erschwert zusätzlich den aktiven Eingriff durch das aktive Federungssystem.

5 REALISIERUNG UND INBETRIEBNAHME DES AKTIVEN FEDERUNGSSYSTEMS

Das Zielfahrzeug (Abschnitt 2.1) wurde mit dem aktiven Federungssystem ausgestattet. Neben den für die aktive Federung benötigten hydraulischen Komponenten wurde eine geeignete Echtzeitumgebung zur Datenverarbeitung und zur Generierung von Stellgrößen im Fahrzeug installiert. Anschließend wurde der Regelalgorithmus auf dem dazu vorgesehenen Echtzeitrechner implementiert. In diesem Abschnitt werden die Realisierung des aktiven Fahrwerks erläutert und die Ergebnisse der Erprobung vorgestellt.

5.1 EINBAU IM ZIELFAHRZEUG

Hydraulische Komponenten

Die Angaben zur Auslegung und zur Dimensionierung des aktiven Federungssystems sind in [94], [95] und [96] zu finden.

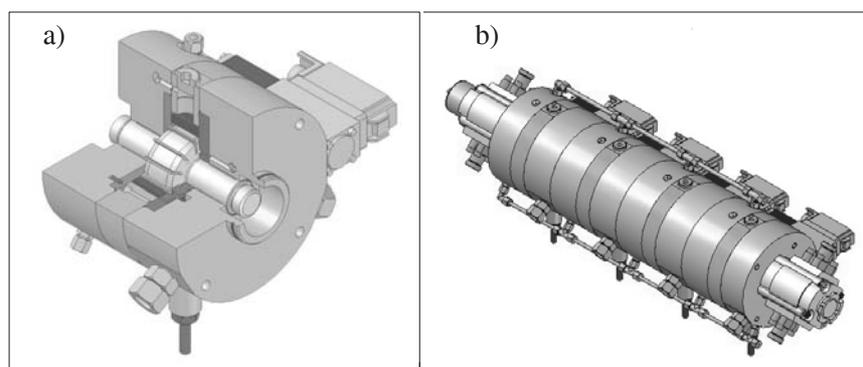


Abbildung 5-1: a) Prototyp der reversiblen Flügelzellenpumpe, b) Flügelzellenaggregat

Für den Einbau ins Fahrzeug wurden die einzelnen Pumpen zu einem Pumpenaggregat (s. Abb. 5-1 b)) verschraubt. Die Rotoren wurden auf beiden Seiten über eine Kerbverzahnung mittels einer Kupplung verbunden, um den erforderlichen Durchtrieb zu gewährleisten. Alle vier Pumpen wurden durch zwei an beiden Seiten angebrachte hydraulische Motoren angetrieben. Die Antriebsmotoren sind ebenfalls über eine Kerbverzahnung samt einer Kupplung mit den Rotoren verbunden. Speicher und Drosseln sind in einem kompakten Hydraulikblock pro Rad integriert. Dieser ist jeweils in der Nähe des zugehörigen Hydraulikzylinders angeordnet.

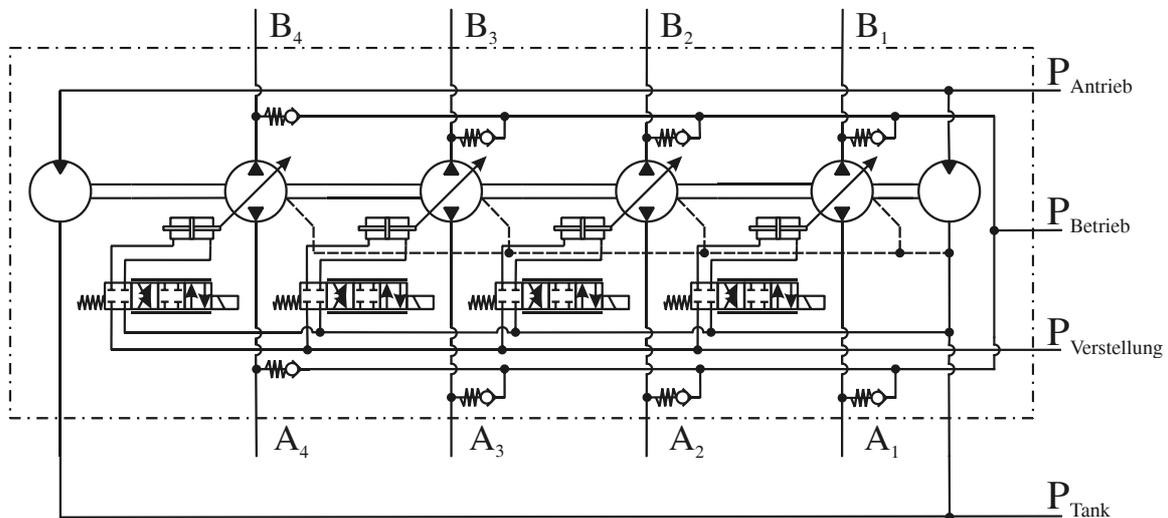


Abbildung 5-2: Hydraulikschaltplan des Flügelzellenaggregats

Das aktive System verwendet eine Versorgungshydraulik mit drei unterschiedlichen Druckniveaus (Abb. 5-2):

- Antrieb der Flügelzellenpumpen $p_{Antrieb}$ (max. 250 bar)

Das Druckniveau des Antriebsdruckkreises ist abhängig von der benötigten Antriebsleistung; der Maximaldruck beträgt 250 bar. Der Antriebsdruckkreis besteht aus einer Hydraulikpumpe, einem Druckbegrenzungsventil und einem Schaltventil.

Die Hydraulikpumpe fördert den für die Antriebsmotoren des Flügelzellenpumpenaggregats benötigten Ölvolumenstrom. In nicht bestromtem Zustand ist das Schaltventil geöffnet, und der geförderte Ölvolumenstrom kann direkt in den Tank abfließen; die Hydraulikmotoren stehen still. Wenn eine Spannung am Schaltventil anliegt, schließt es, und die Hydraulikmotoren werden angetrieben. Das Druckbegrenzungsventil sorgt dafür, dass der Antriebskreis vor hohen Drücken geschützt wird. Die Hydraulikpumpe wird durch den Verbrennungsmotor des Fahrzeugs über einen bereits vorhandenen Riementrieb mit einer Übersetzung von 0,7 angetrieben.

- Verstellung der Flügelzellenpumpen $p_{Verstellung}$ (120 bar)

Der Verstelldruckkreis liefert den für die Verstellung der Flügelzellenpumpen erforderlichen Druck von 120 bar. Die Komponenten dieses Hydraulikkreises sind eine Hydraulikpumpe, ein Druckventil, ein Speicher mit einem Speicherladeventil sowie ein Filter. Das Speicherladeventil steuert den von der Hydraulikpumpe geförderten Ölvolumenstrom zu dem Speicher. Wenn der Druck im Speicher 120 bar erreicht, schaltet das Speicherladeventil um, und der Ölvolumenstrom kann drucklos in den Tank abfließen. Fällt der Spei-

cherdruck unter 110 bar, schaltet das Speicherladeventil erneut, und der Speicher wird wieder auf 120 bar aufgeladen. Das Druckventil begrenzt gleichzeitig den Maximaldruck im Verstelldruckkreis auf 140 bar. Durch das Filter werden die Verstellventile der Flügelzellenpumpen vor Verschmutzungen im Öl geschützt. Der Speicher hat ein Nennvolumen von 2,8 l; damit ist sichergestellt, dass der Speicher über ausreichend Ölvolumen für die Verstellung verfügt.

- Vorspannen des Systems p_{Betrieb} (40 bar) und Ausgleich von Lecköl

Dieser Druckkreis stellt den Betriebsdruck des aktiven Federungssystems von 40 bar und sorgt dafür, dass dieses Druckniveau gehalten wird. Mit Hilfe des Druckminderventils wird der am Ausgang dieses Ventils anliegender Druck auf 40 bar reduziert. Das an den Flügelzellenpumpen auftretende Lecköl wird ausgeglichen, um den Betriebsdruck auf dem erforderlichen Druckniveau zu halten.

Echtzeithardware

Für den Betrieb des aktiven Systems wurde das echtzeitfähige Informationsverarbeitungssystem CAMEL-View TestRig der Fa. iXtronics verwendet [42]. Aus CAMEL-View Modellen wird mit Hilfe eines Code Generators automatisch direkt echtzeitfähiger Simulationscode erzeugt. Ausgehend von der Modellstruktur werden die beschreibenden Gleichungen in Form einer nichtlinearen Zustandsraumdarstellung generiert und in ausführbaren C-Code konvertiert. Mit der CAMEL-View Testrig-Hardware wird der modellbasierte Regler direkt auf eine Hardware geladen und mittels I/O-Boards die Ansteuerung des aktiven Federungssystems durchgeführt. Zu der CAMEL-View Testrig-Hardware gehören folgende Komponenten:

- Ein Mikrocontrollerboard MPC565 zur Aufnahme von Sensorsignalen und zur Bearbeitung des Regleralgorithmus,
- drei 8-Kanal-ADC-Module,
- ein 8-Kanal-DAC-Modul,
- zwei 4-Kanal-Unipolar-Ventilsteuerungskarten zur Ansteuerung der Schaltventile.

Diese Komponenten sind in einem Gehäuse untergebracht, das zusätzlich über ein Netzteil verfügt, mit dem die Spannungsversorgung der Komponenten realisiert wird.

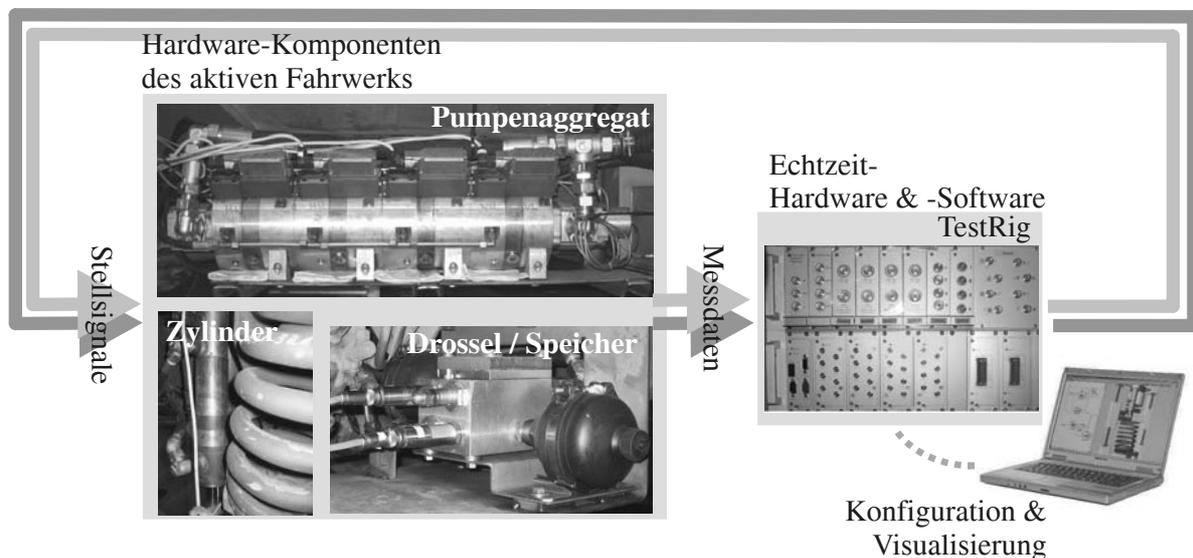


Abbildung 5-3: Struktur der Informationsverarbeitung im Fahrzeug

Aus den gemessenen Signalen werden in einem implementierten Regelalgorithmus die Stellgrößen in Echtzeit generiert. Der Verlauf der gemessenen Signale wurde in einer CAMEL-View-Analyse-Umgebung visualisiert (Abb. 5-3). Für die Bedienung der CAMEL-View TestRig-Hardware werden die gleichen Oberflächen verwendet wie in der modellbasierten Analyse.

Die Auslegung der Regelung für das aktive Federungssystem erfolgte modellbasiert in CAMEL-View. In dem Fahrzeugmodell wurden die gleichen Schnittstellen für die Sensor- und Aktorkopplungen wie am realen Fahrzeug vorgesehen (vgl. Abb. 5-4), wodurch eine problemlose Umsetzung des Regelalgorithmus in die Echtzeithardware CAMEL-View TestRig im Zielfahrzeug möglich war. Des Weiteren konnten die Anpassungen aus den modellgestützten Untersuchungen am Fahrzeugmodell schnell und fehlerfrei auf den Echtzeitrechner übertragen werden.

Realisierung der modular-hierarchischen Regelung

Die digital realisierte Regelung der aktiven Federung ist hierarchisch aufgebaut (Abschnitt 4.2 und 4.3). Dadurch konnten sowohl eine Auslegung am Modell als auch die anschließende Erprobung im Fahrzeug, beginnend bei der lokalen Regelung, schrittweise vollzogen werden. Die Kraftregelung auf der untergeordneten Ebene (Achse/Rad) sorgt bereits für eine Grundstabilisierung des Fahrzeugs. Die Aufbauregelung sorgt für die ausreichende Dämpfung der Kabine und die Reduzierung der Amplituden von Kabinenbewegungen. Während der Erprobung hat sich gezeigt, dass schon die Anwendung dieser wenigen regelungstechnischen Maßnahmen zu einer deutlichen Verbesserung der Vertikaldynamik führte.

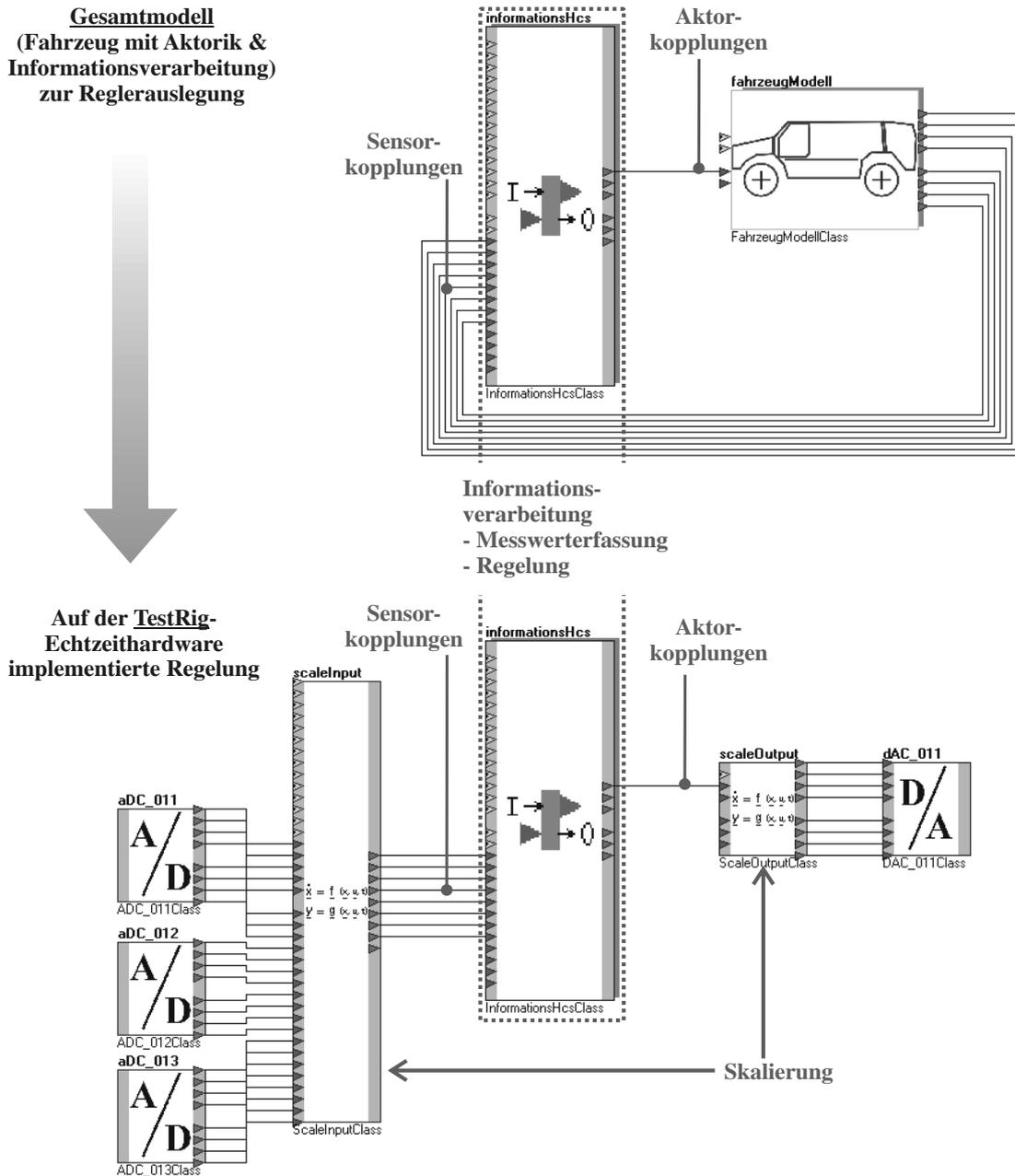


Abbildung 5-4: CAMEL-View: Auslegung und Realisierung der Regelung

5.2 FAHRVERSUCH

Zur Bewertung des allgemeinen Sicherheitsgefühls und des Fahrkomforts wurden verschiedene Testfahrten durchgeführt. Hierbei kann zwischen zwei Arten von Fahrmanövern unterschieden werden: Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit für die Analyse der Vertikaldynamik und Fahrten mit Lenk- und Bremsvorgängen für fahrdynamische Untersuchungen.

Untersuchung der Vertikaldynamik

Für die Untersuchung der Vertikaldynamik können unterschiedliche Arten von Fahrbahnebenen herangezogen werden. Ein wichtiges Merkmal dieser Untersuchungen ist die Tatsache, dass es sich hierbei um die Geradeausfahrt handelt. Zunächst sollen die stochastischen Fahrbahnebenen (z. B. in Abschnitt 3.2.3 beschriebene "Schweizer Bahn") erwähnt werden. Die bei einer solchen Fahrt aufgenommenen Messdaten werden zur Ermittlung der Standardabweichungen und zur Berechnung von Frequenzgängen mittels FFT verwendet. Durch die stochastischen Fahrbahnebenen werden alle Bewegungen gleichermaßen angeregt. Für Rückschlüsse auf die Wirkung einzelner Regelungen auf einzelne Bewegungen des Fahrzeugs, insbesondere die Fahrzeugkabine, sind Fahrten über die Einzelhindernisse geeignet. Es können gezielt unterschiedliche Bewegungen betrachtet werden; so wird beispielsweise eine Wankanregung durch das einseitige Überfahren des Einzelhindernisses realisiert. Bei diesen Fahrversuchen steht die Regelung der Vertikaldynamik im Vordergrund. Die Überfahrt eines Einzelhindernisses ist mit einer Systemantwort vergleichbar, bei der anschauliche Aussagen über die Aufbaubewegungen (maximale Kabinenbeschleunigung bzw. Amplitude sowie das Schwingungsverhalten) gemacht werden können. Die Reproduzierbarkeit des Testverlaufs erlaubt einen guten Vergleich der Zeitantworten und somit eine Beurteilung unterschiedlicher Reglereinstellungen.

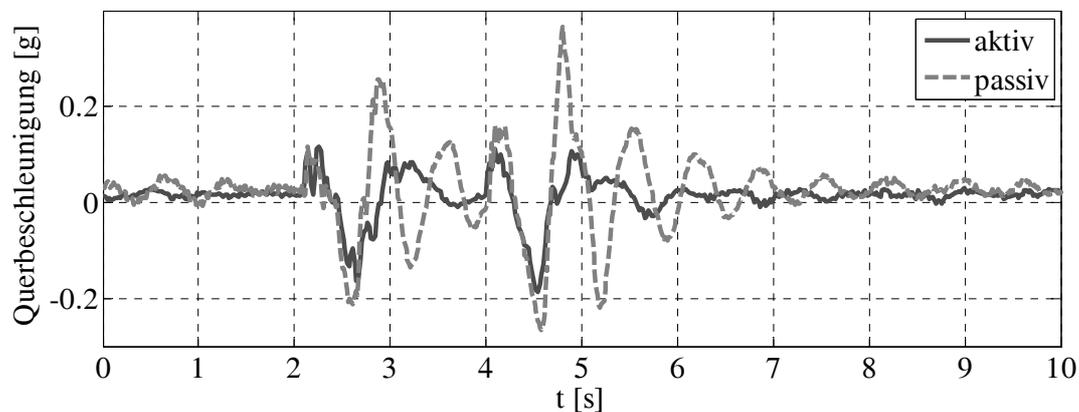


Abbildung 5-5: Querbeschleunigung der Kabine bei einer Wankanregung

In Abb. 5-5 ist die Kabinenbeschleunigung beim einseitigen Überfahren eines stufenförmigen, 10 cm hohen Hindernisses bei einer Geschwindigkeit von ca. 5 km/h gezeigt. Bei dieser Anregung wurde eine Reduzierung der Wank- und der Hubbewegung festgestellt. Der Aufbau des aktiven Fahrzeugs wurde schneller stabilisiert als der des passiven. Das deutet auf einen besseren Fahrkomfort hinsichtlich der Feder-/Dämpfereigenschaften und somit eine geringere Belastung für Insassen und Material hin.

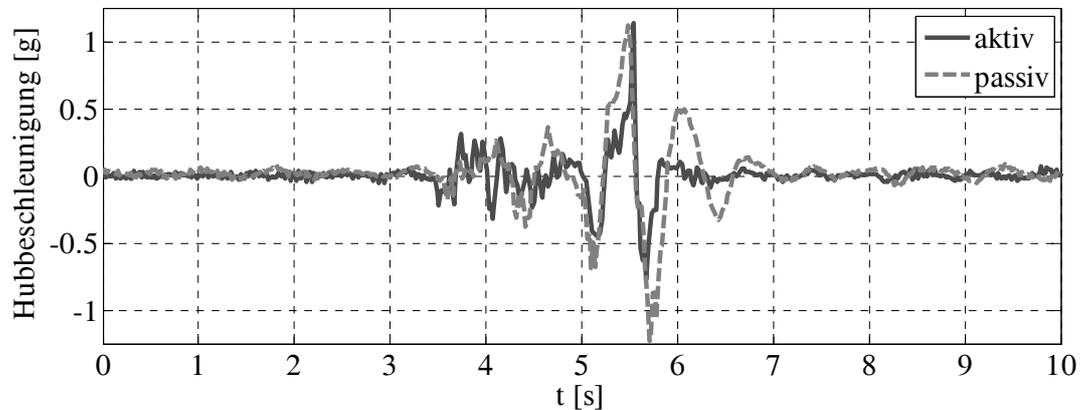


Abbildung 5-6: Hubbeschleunigung der Kabine bei einer Hubanregung

Abb. 5-6 zeigt die Messung der Kabinenbeschleunigung in z-Richtung. Bei diesem Fahrversuch fuhr das Fahrzeug mit 10 km/h über eine 10 cm hohe Stufe. Zu beobachten ist die deutlich kleinere Beschleunigungsamplitude des mit den aktiven Komponenten ausgestatteten Fahrzeugs. Das Nachschwingen der Kabine wird im aktiven Fall fast vollständig unterdrückt.

Fahrdynamische Untersuchungen

Zur Beurteilung des Fahrverhaltens werden verschiedene Fahrmanöver zur Untersuchung der Quer- und der Längsdynamik durchgeführt. Betrachtet werden stationäre Kreisfahrt, Lenkwinkelsprung und Bremsen. Insbesondere das Wankverhalten des Fahrzeugs soll verbessert werden.



Abbildung 5-7: Kreisfahrt (links: passiv; rechts: aktiv)

Das Fahrzeug mit aktivem Fahrwerk erwies sich als fahrdynamisch stabiler. Bei Kreisfahrten war es möglich mit dem aktiv gefederten Fahrzeug engere Kreise bei höherer Geschwindigkeit (50 km/h) als mit dem konventionellen Fahrzeug (max. 42 km/h) zu fahren (Abb. 5-7). Während der Kreisfahrt neigt sich die Kabine des passiven Fahrzeugs um 8° stärker als die des aktiven.

	Geschwindigkeit [km/h]	Kreisradius [m]	Querbeschl. [g]	Wankwinkel [°]
passiv	42	50	0,28	13
aktiv	50	40	0,44	5

Bei dem Spurwechsel-Manöver konnte die Überlegenheit des aktiven Systems gegenüber dem konventionellen eindrucksvoll und überzeugend aufgezeigt werden: Es wurde eine deutlich höhere Aufbaudämpfung erreicht, und die Wankbewegungen konnten wesentlich verringert werden (Abb. 5-8).



Abbildung 5-8: Spurwechsel 60 km/h (links: passiv; rechts: aktiv)

Die großen Auslenkungen des Fahrzeugaufbaus bei unterschiedlichen Fahrmanövern (Kurvenfahrten und Bremsen) können deutlich verringert werden. Die ersten Ergebnisse zeigten das große Potenzial für Verbesserungen, das mit einem aktiv gefederten Fahrzeug erreichbar ist. Generell wurde ein stabileres Fahrverhalten bei langwelligen Anregungen erzielt. Außerdem konnten eine höhere Aufbaudämpfung erreicht und die Wankbewegungen deutlich reduziert werden.

Im Laufe der Erprobung hat sich jedoch gezeigt, dass das System die hochfrequenten Anregungen (Stöße durch Fahrbahnunebenheiten etc.) nur unzureichend ausregeln kann. Dies liegt dar-

an, dass die Aktorik immer gegen die passive Grunddämpfung und die passive Feder arbeiten muss. Die zu hohe passive Grunddämpfung wurde durch die Drossel und die langen Schlauchleitungen zwischen Pumpe und Zylinder verursacht. Dieses Problem wurde zum Teil entschärft, indem zusätzliche Drosseln und größere Speicher eingebaut wurden. Dadurch wurde zum Einen eine geringere Dämpfung realisiert und damit ein direkterer Durchgriff der Aktorik zur Zylinderkraft ermöglicht, zum Anderen konnte durch eine Erhöhung der Speicherkapazität (größere Speicher) die Federrate reduziert werden.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In der vorliegenden Arbeit wurden die Vorteile eines modular-hierarchischen modellbasierten Entwurfs und Optimierung bei der Entwicklung der Vertikaldynamikregelung für ein aktives Federungssystem gezeigt. Im Vordergrund stehen sowohl die bereits in zahlreichen Arbeiten beschriebene Methodik als auch ihre Anwendung. Bei der Behandlung komplexer Probleme ist es hilfreich, die vielen Problemstellungen in reduzierten Umgebungen zu untersuchen. So konnten z. B. die Aktorik und die geplanten Regelstrategien im Vorfeld an einem einfachen Ein-Rad-Modell untersucht werden. In dieser Arbeit wurde deutlich gezeigt, dass die an vereinfachten Teilsystemen produzierten Ergebnisse sich auf das Gesamtsystem übertragen lassen. Die Unterteilung einer Aufgabe geschah zweckmäßig durch die Festlegung von geeigneten Hierarchien und Modulen im System mit den entsprechend definierten Schnittstellen. Aspekte wie Modularität, Untersuchung an einfachen Teilmodellen, Übertragung der Ergebnisse auf das Gesamtsystem und Reduzierung der Optimierungsaufgaben wurden am Beispiel eines aktiven Federungssystems demonstriert.

Im Zuge der Modellbildung wurden im Rechner das statische und das dynamische Verhalten der realen Systeme beschrieben. Auch hier wurde eine schrittweise Betrachtungsweise vollzogen. Das passive System wurde anhand von Messungen analysiert, und die wesentlichen Bewegungen, die es zu beeinflussen galt, wurden ausreichend gut nachgebildet. Die bereits analysierten Teilmodelle wurden zu einem Modell des Gesamtfahrzeugs zusammengefügt. An diesem Modell wurde die Entwicklung des Moduls der Informationsverarbeitung bzw. der Regelung vollzogen. Das Gesamtkonzept setzt sich aus einer unterlagerten Kraftregelung für die Stellzylinder und einer übergeordneten Aufbauregelung zusammen. Verarbeitet werden eine Vielzahl von Messsignalen: Aufbau- und Achsbeschleunigungen, Federbeinkräfte und Positionen der Verstellmechanismen der Flügelzellenpumpen. Dabei sieht der Regelalgorithmus die Aufbereitung der Messdaten in Form von Filtern und Integratoren für die Beschleunigungssignale sowie die modale Ent- und Verkopplung vor. Die einzelnen regelungstechnischen Maßnahmen wurden in einer sinnvollen Reihenfolge nacheinander in die gesamte Regelung eingebaut. Zu Beginn wurde die lokale Regelung am Ein-Rad-Modell ausgelegt und am Prüfstand untersucht. Danach erfolgte die Einstellung eines gewünschten Fahrverhaltens im Gesamtfahrzeugmodell durch die Wahl geeigneter Rückführungen. Durch Hinzunahme von Aufschaltungen konnten die je nach Fahrsituation induzierten Störungen, z. B. durch Straßenanregungen oder Kurvenfahrt, größtenteils kompensiert werden. Die Reglerparameter wurden sukzessive bestimmt. Die Bewertungskriterien orientierten sich an der gegebenen Aufgabenstellung: Verbesserung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit. Die Simulationsergebnisse zeigen eine deutliche Reduktion der Aufbaubeschleunigung im Frequenzbereich bis 5 Hz. Es wurde auch darauf geachtet, dass durch die Regelung die Abrolleigenschaften nicht negativ beeinflusst werden. Anschließend wurde das neue aktive Federungssystem erfolgreich in Betrieb

genommen und erprobt. Im Fahrversuch konnte die Überlegenheit des aktiven Systems gegenüber dem konventionellen eindrucksvoll und überzeugend aufgezeigt werden: Es wurde eine deutlich höhere Aufbaudämpfung erreicht, und die Wankbewegungen konnten wesentlich verringert werden.

Der in dieser Arbeit beschriebene Regelungsalgorithmus lässt sich weiter verbessern. Beispielsweise kann man zusätzlich das Eigenlenkverhalten durch eine fahrzustandsabhängige Verteilung des Wankmoments an Vorder- bzw. Hinterachse beeinflussen, um das Querkraftpotenzial eines Fahrzeugs optimal auszuschöpfen. Darüber hinaus lässt sich die Empfindlichkeit des Fahrzeugs gegenüber Längsbeschleunigungen und Änderungen der Reibwerte bei Kurvenfahrten reduzieren.

Mit dem in Kapitel 3 vorgestellten Fahrzeugmodell wurden die Untersuchungen der Vertikaldynamik des Fahrzeugs durchgeführt. Zur Abbildung der Wankbewegung, die der Realität nahe kommt, ist ein Modell, das die Achsdynamik und den Einfluss der Reifen auf das Fahrzeugverhalten berücksichtigt, erforderlich. Eine Ergänzung des Modells um ein geeignetes Reifenmodell würde die Untersuchungen der Fahrdynamik komplettieren. Damit können die gängigen Manöver (s. Seite 80) simuliert und realistischere Aussagen über Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs gemacht werden.

Im Rahmen dieses Projektes wurden im Zielfahrzeug einige Schwachpunkte der realisierten Aktorik aufgedeckt (Abschnitt 4.4). Das gesamte Potenzial einer aktiven Federung konnte jedoch nicht ausgeschöpft werden, weil im aktiven Federungssystem lediglich der passive Dämpfer durch einen aktuierten Hydraulikzylinder ersetzt wurde, während die passive Stahlfeder im Fahrwerk blieb. Aus diesem Grund konnte nur die Dämpfung des Systems beeinflusst werden, was die Wirkung der aktiven Federung erheblich einschränkte. Der Antrieb und die Verstellung der Flügelzellenpumpen wurden hydraulisch realisiert, wodurch das Nachrüsten eines Fahrzeugs sich sehr umständlich gestaltet. Die im Fahrzeug eingebauten Flügelzellenpumpen wurden zentral von einem Hydraulikmotor und einer vom Verbrennungsmotor angetriebenen Hydraulikpumpe mit Leistung versorgt (vgl. Abschnitt 5.1). Wegen der Kopplung zum Verbrennungsmotor konnte der Flügelzellenpumpenbetrieb mit konstanter Drehzahl nicht gewährleistet werden. Aufgrund der Gesamtuntersetzung von der Drehzahl des Verbrennungsmotors zur Drehzahl der Flügelzellenpumpen von 1:0,75 ist für eine optimale Funktion der Aktorik eine Drehzahl des Verbrennungsmotors von ca. 2.000 U/min (für die Pumpendrehzahl von 1.600 U/min) erforderlich. Eine geringere Drehzahl des Motors führte dazu, dass die Aktorik mit verminderter Leistung arbeitete.

In einem Nachfolgeprojekt wird ein nachrüstbares, modulares, leicht wartbares aktives Federungssystem entwickelt [96]. Die Aktorik besteht aus einer neu entwickelten reversiblen Flügelzellenpumpe mit integrierter Druckrückführung in Kombination mit einem neu konzipierten Hydraulikzylinder mit drei Kammern. Durch eine interne Druckrückführung kann eine höhere Bandbreite der Aktorik in Bezug auf das Störverhalten erreicht werden, was sich auf das Ab-

rollverhalten positiv auswirkt. Für die Flügelzellenpumpe sind Welle und Rotor mit kleinerem Durchmesser vorgesehen, wodurch das Pumpengehäuse kompakter gestaltet werden kann. Das neue Federungssystem zeichnet sich durch seine dezentrale Anordnung aus. Die bislang hydraulisch realisierte Verstellung der Flügelzellenpumpen erfolgt elektrisch, was den Installationsaufwand im Fahrzeug erheblich reduziert. Ein weiterer hydraulischer Kreislauf (Antrieb, vgl. Abschnitt 5.1) kann ebenso entfallen, wenn der Antrieb der Pumpe durch einen leistungsstarken elektrischen Motor realisiert wird. Es besteht auch die Möglichkeit einer Drehzahlregelung, wodurch eine konstante Drehzahl der Pumpe garantiert ist.

Beim Hydraulikzylinder handelt es sich um einen neu konstruierten HP-Gleichlaufzylinder mit 3 hydraulischen Kammern. In Kombination mit einem Hydraulikspeicher funktioniert das neue System wie ein aktives hydropneumatisches Federbein, dessen Federrate für das aktive System angepasst ist. Die statische Kraft wird dabei allein durch das passive hydropneumatische System getragen. Das neue Federungssystem übernimmt dabei die Funktionen sowohl der Feder als auch des Dämpfers. Der Kraftsteller und die hydropneumatische Feder wirken parallel. Bei einer Verwendung dieser Bauteile mit integrierter Rückfallebene kann auf eine konventionelle Stahlfeder verzichtet werden. Durch eine Änderung der Feder- und Dämpfungseigenschaften, die zweckmäßig abhängig von der Fahrsituation durch die Regelung eingestellt werden, wird eine höhere Regelgüte erreicht [77]. Bei einer weiterentwickelten leistungsstarken Aktorik können auch die Bewegungen von Rad/Achse beeinflusst werden (mit einer Bandbreite bis mindestens 10 Hz); so kann man den Regelalgorithmus um Maßnahmen zur Reduktion der Radlastschwankungen ergänzen.

7 LITERATUR

- [1] Acker, B.; Darenberg, W.; Gall, H.: Aktive Feder für Personenwagen. Zeitschrift Ö+P, Ölhydraulik und Pneumatik 33, Nr. 11, 1989.
- [2] Ammon, D.: Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik. Teubner Verlag, Stuttgart, 1997.
- [3] Barr, A. J.; Ray, J. I.: Control of an active suspension using fuzzy logic. IEEE, Volume 1, New Orleans, LA, 1996.
- [4] Becker, M.; Jäker, K.-P.; Frühauf, F.; Rutz, R.: Development of an Active Suspension System for a Mercedes-Benz Coach (O404). 5th IEEE Conference on Control Applications, Dearborn, MI, 1996.
- [5] Becker, M.: Eine flexible, kompakte, hydraulische Antriebseinheit für die aktive Federung. VDI-Mechatronik Tagung, Frankenthal, 2001.
- [6] Becker, M.: Mechatronischer Entwurf eines reversierenden hydraulischen Antriebsaktors für die aktive Fahrzeugfederung. Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2003.
- [7] Bendat, J. S.; Piersol, A. G.: Random Data: Analysis and Measurement Procedures. John Wiley & Sons, New York, 1971.
- [8] Bosch: Fahrsicherheitssysteme. Robert Bosch GmbH, Vieweg Verlag, 2. Auflage, Stuttgart, 1998.
- [9] Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Robert Bosch GmbH, Vieweg Verlag, 23. Auflage, Stuttgart, 1999.
- [10] Bosch: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Robert Bosch GmbH, Vieweg Verlag, 26. Auflage, 2007.
- [11] Braun, H.: Untersuchungen von Fahrbahnunebenheiten und Anwendung der Ergebnisse. Dissertation, TU Braunschweig, 1969.
- [12] Bronstein, I.; Semendjajew, A.; Musiol, G.: Taschenbuch der Mathematik. Teubner Verlag, Thun, Frankfurt am Main, 1995.
- [13] Bruns, T.; Schäfer E.: Modelling and Identification of a Heavy Off-Road Vehicle. International Journal of Vehicle Systems Modelling And Testing, Genf, 2007.
- [14] Bußhardt, J.: Selbsteinstellende Feder-Dämpfer-Systeme für Kraftfahrzeuge. Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [15] Buckner, G. D.; Schuetze, K. T.; Beno, J. H.: Active vehicle suspension control using intelligent feedback linearization. American Control Conference, Chicago, IL, 2000.
- [16] Campos, J.; Davis, L.; Lewis, F. L.; Ikenaga, S.; Scully, S.; Evans, M.: Active Suspension Control of Ground Vehicle Heave and Pitch Motions. 7th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation, Haifa, Israel, 1999.

- [17] Crolla, D. A.; Abdel-Hady, M. B. A.: Active suspension control: performance comparisons using control laws applied to a full-vehicle model. *Vehicle System Dynamics* 20, 1991.
- [18] Deppe, M.; Oberschelp, O.; Münch, E.: Echtzeit-Parameter-Optimierung und -Überwachung in mechatronischen Systemen. 5. Magdeburger Maschinenbautage, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2001.
- [19] Deppe, M.: Verteilte Online-Mehrziel-Parameter-Optimierung in mechatronischen Systemen. Dissertation, Universität Paderborn, 2006.
- [20] Drenick, R. F.: Die Optimierung linearer Regelsysteme. Oldenbourg Verlag, München, 1967.
- [21] Eulenbach, D.: Hydropneumatische Niveauregelelemente, Teil I. Vortrag im Rahmen des Seminars "Federungs- und Dämpfungssysteme für Straßen- und Schienenfahrzeuge" an der Technischen Akademie Esslingen, ZF Sachs AG, 2004.
- [22] Föllinger, O.: Regelungstechnik. Hüthig Verlag, 8 Auflage, Heidelberg, 1990.
- [23] Föllinger, O.: Optimale Regelung und Steuerung, Methoden der Regelungs- und Automatisierungstechnik. Oldenbourg Verlag, München, 1994.
- [24] Frühauf, F.: Entwurf einer aktiven Fahrzeugregelung für zeitverschobene Anregungsprozesse. Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985.
- [25] Gärtner, A.; Saeger, M.: Simulationsumgebung zur Untersuchung aktiver Wankstabilisierung in Verbindung mit einer Fahrdynamikregelung. Tagung "Simulation in der Fahrzeugdynamik", Haus der Technik e.V., Essen, 2003.
- [26] Gausemeier, J.; Lückel, J.: Entwicklungsumgebungen Mechatronik - Methoden und Werkzeuge zur Entwicklung mechatronischer Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 80, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, 2000.
- [27] Gausemeier, J.; Riepe, B.; Lückel, J.: Integrativer Maschinenbau - auf dem Weg zu den Produkten von Morgen. Innovationsforum - Virtuelle Produktentstehung, Berlin, 2000.
- [28] Hahn, M.: OMD - Ein Objektmodell für den Mechatronikentwurf. Anwendung in der objektorientierten Modellbildung mechatronischer Systeme unter Verwendung von Mehrkörpersystemformalismen. Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999.
- [29] Hauck, M.: Geregelt Dämpfung für Traktor-Fahrersitze. Dissertation, TU Berlin, 2001.
- [30] Heißing, B.; Brandl, H. J.: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. Vogel Buchverlag, Würzburg, 2002.
- [31] Heißing, B.; Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. Vieweg, Wiesbaden, 2007.

-
- [32] Hestermeyer, Th.; Münch, E.; Schäfer, E.: Model-Based Online Parameter Optimization. 3rd IFAC Symposium on Mechatronic Systems, Sydney, Australia, 2004.
- [33] Hestermeyer, Th.: Entwurf, Implementierung und Realisierung einer modellgestützten Regelung für ein Fahrzeug mit volltragendem aktivem Fahrwerk und Motorpumpeneinheit. Diplomarbeit, MLaP, Universität Paderborn, 2000.
- [34] Hestermeyer, Th.: Strukturierte Entwicklung der Informationsverarbeitung für die aktive Federung eines Schienenfahrzeugs. Dissertation, RtM-MLaP, Universität Paderborn, 2006.
- [35] Huang, P.: Regelkonzepte zur Fahrzeugführung unter Einbeziehung der Bedienelementeigenschaften. Dissertation, Technische Universität München, 2004.
- [36] Isermann, R.: Identifikation dynamischer Systeme. Springer Verlag, Berlin, 1992.
- [37] Isermann, R.: Mechatronische Systeme. Springer Verlag, Berlin, 1999.
- [38] Isermann, R.: Automotive Mechatronic Systems - General Developments and Examples. at – Automatisierungstechnik 9, 2006.
- [39] ISO 2631-1: Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements. International Organization for Standardisation, Genf, 1997.
- [40] ISO 2631-2: Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 2: Continuous and shock-induced vibration in buildings (1-80 Hz). International Organization for Standardisation, Genf, 1989.
- [41] Ivantysyn, J.; Ivantysynova, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren. Vogel-Fachbuchverlag, Würzburg, 1993.
- [42] iXtronics GmbH: CAMEL-View R6.5. TestRig-Code Generator Toolbox. Handbuch, Paderborn, 2008.
- [43] Jäker, K.-P.: Ölhydraulik. Grundlagen der Ölhydraulik und ihre Anwendung in mechatronischen Systemen. Skript zur Vorlesung, RtM-MLaP, Universität Paderborn, 2005.
- [44] Jäker, K.-P.: Entwicklung realisierbarer hierarchischer Kompensatorstrukturen für lineare Mehrgrößensysteme mittels CAD. Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990.
- [45] Jäker, K.-P.; Hahn, M.; Meier-Noe, U.: Domänenübergreifende Modellbildung eines aktiv gefederten Nutzfahrzeuges. Haus der Technik e.V., Darmstadt, 2005.
- [46] Junker, F.: Eine modular-hierarchisch organisierte Modellbildung mechanischer Komponenten der Mechatronik. Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997.
- [47] Kasper, R.: Entwicklung und Erprobung eines instrumentellen Verfahrens zum Entwurf von Mehrgrößenregelungen. Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985.
- [48] Koch, Th.: Integration von Konstruktion und mechatronischer Komposition während des Entwurfs mechatronischer Systeme am Beispiel eines integrierten Radmoduls. Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005.

-
- [49] Kortüm, W.; Lugner, P.: Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen, Einführung und Beispiele. Springer Verlag, Berlin, 1994.
- [50] Krettek, O.: Federungs- und Dämpfungssysteme. Fortschritte der Fahrzeugtechnik, Band 9, Vieweg, Wiesbaden, 1992.
- [51] Lauken, T.: Aufbau und Inbetriebnahme eines Prüfstandes zur Untersuchung einer Flügelzellenpumpe sowie Modellerstellung und Identifizierung von Systemparametern. Diplomarbeit, RtM-MLaP, Universität Paderborn, 2005.
- [52] Lin, J.-S.; Kanellakopoulos, I.: Road-Adaptive Nonlinear Design of Active Suspensions. American Control Conference, Albuquerque, NM, 1997.
- [53] Liu-Henke, X.; Lückel, J.; Jäker, K.-P.: Ganzheitlicher mechatronischer Entwurf eines aktiven Feder-/Neigemoduls. VDI-Tagung: Mechatronik - Mechanisch/Elektrische Antriebstechnik, Wiesloch, 2000.
- [54] Löper, C.: Vorbereitung und Inbetriebnahme eines hydraulischen Hardware-in-the-Loop-Prüfstands mit dem Echtzeithardwaresystem CAMEL-View TestRig. Studienarbeit, RtM-MLaP, Universität Paderborn, 2005.
- [55] Lückel, J.; Wallaschek, J.: Functional Modelling and Simulation in Mechanical Design and Mechatronics. 2nd MATHMOD, Technische Universität, Wien, 1997.
- [56] Lückel, J.: The Concept of Mechatronic Function Modules (MFM), applied to Compound Active Suspension Systems. Research Issues in Automotive Integrated Chassis Control Systems, International Association for Vehicle System Dynamics, Herbertov (CSFR), 1992.
- [57] Lückel, J.; Hestermeyer, Th.; Liu-Henke, X.: Generalization of the Cascade Principle in View of a Structured Form of Mechatronic Systems. IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Como, Italien, 2001.
- [58] Lückel, J.; Koch, Th.; Schmitz, J.: Mechatronik als integrative Basis für innovative Produkte. VDI-Tagung: Mechatronik - Mechanisch/Elektrische Antriebstechnik, Wiesloch, 2000.
- [59] Matthies, H. J.; Renius, K. T.: Einführung in die Ölhydraulik, 4. Auflage, Teubner Verlag, Wiesbaden, 2003.
- [60] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Band B, Schwingungen, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1997.
- [61] Münch, E.: Mehrgrößenoptimierung - Algorithmusentwicklung und Anwendung an der Spurführung der NBP (Neue Bahntechnik Paderborn). Diplomarbeit, MLaP, Universität Paderborn, 2003.
- [62] Nyenhuis, M.; Jäker, K.-P.: Modellidentifizierung eines HP-Federbeins. MLaP-Forschungsbericht, Universität Paderborn, 1998.
- [63] Odental, D.: Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen. Dissertation, TU München, 2002.

-
- [64] Papageorgiou, M.: Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung. Oldenbourg Verlag, München, 1996.
- [65] Pollmeyer, S.: Modellierung und Identifikation eines Geländefahrzeugs der 12-Tonnen-Klasse. Studienarbeit, RtM-MLaP, Universität Paderborn, 2005.
- [66] Pyper, M.: ABC - Active Body Control. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2003.
- [67] Quarz, V.: Die Generierung von Fahrwegstörungen für vorgegebene Spektraldichten mit Hilfe orthogonaler Funktionen. Dissertation, TU Dresden, 2004.
- [68] Reimpell, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen. Vogel Buchverlag, Würzburg, 1995.
- [69] Rill, G.: Fahrzeugdynamik. Vorlesungsskript, Fachhochschule Regensburg, 2001.
- [70] Rutz, R.: Entwurf eines komplexen Mehrgrößenreglers für die aktive Federung eines geländegängigen Nutzfahrzeugs. Diplomarbeit, MLaP, Universität Paderborn, 1987.
- [71] Rutz, R.; Winkler, M.: Mechatronic Suspension Design Using On-line Optimization, ISATA, '94 World Congress, Aachen, 1994.
- [72] Rutz, R.: Prozeßbasierte Entwurfswerkzeuge für mechatronische Systeme und Anwendungen in der Fahrwerksregelung, Dissertation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998.
- [73] Schäfer, E.: Erstellung einer Bibliothek für hydraulische Standardelemente in CA-MeL-View und prototypische Implementierung eines Algorithmus zur Bestimmung konsistenter Anfangszustände hydraulischer Systeme. Diplomarbeit, MLaP, Universität Paderborn, 2001.
- [74] Schäfer, E.: Lösungselementbasierte Komposition mechatronischer Systeme am Beispiel hydraulischer Komponenten. 2. Paderborner Workshop "Intelligente Mechatronische Systeme", HNI, Paderborn, 2004.
- [75] Schäfer, E.; Wielenberg, A.; Jäker, K.-P.: Entwicklung und Inbetriebnahme einer aktiven Federung für ein geländegängiges Nutzfahrzeug. Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, 3. Fachtagung AUTOREG, Wiesloch, 2006.
- [76] Schäfer, E.; Bruns, T.; Wielenberg, A.: Potential einer Störgrößenaufschaltung bei der Regelung aktiver Fahrwerke am Beispiel eines geländegängigen Nutzfahrzeugs. 4. Paderborner Workshop "Entwurf mechatronischer Systeme", Paderborn, 2006.
- [77] Schäfer, E.; Jäker, K.-P.; Trächtler, A.: Modellbildung, Analyse und Regelung eines aktiv gefederten Fahrzeugs, 4. VDI/VDE-Fachtagung zur Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren (AUTOREG 2008), Baden-Baden, 2008.
- [78] Schindler, E.: Fahrdynamik: Grundlagen des Lenkverhaltens und ihre Anwendung für Fahrzeugregelsysteme, Expert Verlag, Renningen, 2007.
- [79] Schulze, Th.; Toepper, S.: "Painless Mechatronics" - ein rechnergestütztes Lern- und Lehrprogramm. Handbuch Hochschullehre, Raabe-Verlag, Bonn, 1997.

-
- [80] Schüssler, L.: Aktive Federungssysteme: Regelungskonzept zur Ansteuerung der aktiven Kraftstellensysteme (AKTAKON). Technical Report Nr. 85/008, Daimler-Benz AG, Stuttgart, 1985.
- [81] Sharkawy, A. B.: Fuzzy and adaptive fuzzy control for the automobiles' active suspension system. *Vehicle System Dynamics* 11, 2005.
- [82] Streiter, R.: Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für eine aktive Federung. Dissertation, TU Berlin, 1996.
- [83] Sunder, H.: Entwicklung eines FFT-Analysators auf der Basis eines DSP-Systems. Diplomarbeit, MLaP, Universität Paderborn, 1996.
- [84] Tomizuka, M.: Mechatronics: from the 20th to the 21st century. *Control Engineering Practice* 10, Nr. 8, 2002.
- [85] Trächtler, A.: Integrated vehicle dynamics control using active brake, steering and suspension systems. *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 36, 2004.
- [86] Trächtler, A.: Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk. *at-Automatisierungstechnik* 53, Nr. 1, 2005.
- [87] Van Zanten, A.: Control Aspects of the Bosch-VDC. AVEC, Aachen, 1996.
- [88] Van Zanten, A.: Evolution of Electronic Control Systems for Improving the Vehicle Dynamic Behaviour. AVEC, 2002.
- [89] VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2004.
- [90] VDI-Richtlinie 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [91] VDI-Berichte 925: Modellbildung für Regelung und Simulation, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992.
- [92] Wallentowitz, H.: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen. Schriftenreihe Automobiltechnik, Institut für Kraftfahrwesen, RWTH Aachen, 1996.
- [93] Wielenberg, A.: Modellbildung, Reglerauslegung und Inbetriebnahme eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands für eine aktive Fahrzeugfederung. Diplomarbeit, MLaP, Universität Paderborn, 2003.
- [94] Wielenberg, A.; Schäfer, E.: Reversible Flügelzellenpumpe für aktive Fahrwerksysteme. *Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe "Konstruktion"*, Heft 3, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2006.
- [95] Wielenberg, A.; Schäfer, E.: Model-based Design of an Active Suspension System Equipped with a Reversible Vane Pump. 5. IFK, Aachen, 2006.
- [96] Wielenberg, A.; Harchenko, J.; Jäker, K.-P.; Trächtler, A.: Modellbasierte Entwicklung eines volltragenden, vollaktiven Federungssystems für ein geländegängiges

Nutzfahrzeug. 4. VDI/VDE-Fachtagung zur Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, Baden-Baden, 2008.

- [97] Zetsche, D.: Die Anwendung moderner regelungstechnischer Verfahren zur Synthese einer aktiven Federung. Dissertation, MLaP, Universität Paderborn, 1982.
- [98] Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991.

