Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München

Untersuchung des Einflusses von Verstelldämpfern auf das Wankverhalten von PKW unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung

Dipl.-Ing. Univ. Christian Koletzko

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

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing
2. Hon.-Prof. Dr.-Ing. habil. Raymond F. Freymann

Die Dissertation wurde am 21.11.2007 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 21.04.2008 angenommen.

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Doktorandentätigkeit in der Entwicklung Fahrdynamik bei der BMW Group in München.

Bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing bedanke ich mich sehr herzlich für die Unterstützung meiner Arbeit sowie die Übernahme des Hauptreferates.
Herrn Hon.-Prof. Dr.-Ing. habil. Raymond F. Freymann möchte ich sehr herzlich für das meiner Arbeit entgegengebrachte Interesse, die äußerst konstruktiven Anmerkungen sowie die Übernahme des Koreferates danken.
Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann sei für den Vorsitz des Prüfungsausschusses gedankt.

Weiterhin danke ich allen meinen Kollegen und Vorgesetzten bei der BMW Group, die mir bei der Durchführung und Ausarbeitung der vorliegenden Arbeit zur Seite gestanden sind sehr herzlich, insbesondere Herrn Dr.-Ing. Marcus Jautze für seine große fachliche Unterstützung und stete Diskussionsbereitschaft. Außerdem möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Franz Zieglmeier für die wertvollen Tipps und die hervorragende Unterstützung bei der Durchführung der Fahrversuche, sowie Herrn Dipl.-Ing. Uwe Prömm, Herrn Dr.-Ing. Klaus Webers und Herrn Dipl.-Ing. Martin Fröhlich für die wertvollen Anregungen und Ideen danken. Meinem Vorgesetzten Herrn Dr.-Ing. Thomas Meitinger danke ich außerdem für die große organisatorische Unterstützung und das entgegengebrachte Vertrauen.

Mein besonderer Dank gilt meiner Frau Sandra, ohne deren liebevolle Unterstützung die Durchführung dieser Promotion nicht möglich gewesen wäre.

München, im November 2007
Christian Koletzko

Meiner Familie

Inhaltsverzeichnis

Verwendete Formelzeichen **VII**

1 Einleitung **1**
1.1 Überblick und Zielsetzung 1
1.2 Stand der Technik 3
1.3 Ausgangssituation 11
1.4 Aufbau der Arbeit 11

2 Grundlagen der Vertikaldynamik **13**
2.1 Fahrerinduzierte Wankbewegung 18
2.2 Fahrbahninduzierte Wankbewegung 24

3 Objektive Beurteilungskriterien **34**
3.1 Fahrerinduziertes Wankverhalten 35
3.1.1 Phase I: Anwanken 39
3.1.2 Bereich III: Ausschwingen 46
3.2 Fahrbahninduziertes Wankverhalten 50
3.2.1 Anwendbarkeit der objektiven Kriterien auf das Simulationsmodell 56

4 Regelsysteme zur Beeinflussung des Wankverhaltens **58**
4.1 Verstelldämpfersystem VDS 59
4.1.1 Aufbau des Systems 59
4.1.1.1 Aktorik 59
4.1.1.2 Funktionslogik 64
4.1.2 Einfluss auf fahrbahninduziertes Wanken 70
4.1.3 Einfluss auf fahrerinduziertes Wanken 73
4.2 Aktive Wankstabilisierung AWS 75
4.2.1 Aufbau des Systems 75
4.2.1.1 Aktorik 76
4.2.1.2 Funktionslogik 78
4.2.2 Einfluss auf das fahrbahninduzierte Wankverhalten 80
4.2.3 Einfluss auf fahrerinduziertes Wanken 82

5 Auslegung des VDS-Querdynamikreglers 84
5.1 Wankdämpfung bei dynamischen Anlenkvorgängen 84
5.1.1 Anwanken 86
5.1.1.1 Gesamtverstärkung des Vorsteuerzweiges 90
5.1.1.2 Eckfrequenz zur Filterung der voreilenden Querbeschleunigung 91
5.1.2 Ausschwingen 95
5.1.2.1 Zusätzliche Wankverstärkung 98
5.1.2.2 Schwellwert 99

6 Vertikaldynamische Vernetzung 103
6.1 Kombination, Koordination, Integration 107
6.2 Integration von VDS und AWS 109
6.2.1 Problemstellung und Ziel 109
6.2.2 Ansätze zur Problemlösung und Lösungsauswahl 114
6.2.2.1 Lösung 1: Vorab-Arbitrierung der Stellmomente . . . 116
6.2.2.2 Lösung 2: Verwendung des Defizitmoments 118
6.2.2.3 Lösung 3: Modellbasierte Momentenarbitrierung . . . 120
6.2.3 Reglerentwurf und Funktionsbewertung 122
6.2.4 Einsatz des Defizitmoments im VDS-Querdynamikregler . . . 128

7 Zusammenfassung 132

A Zweispurmodell 135

Literaturverzeichnis 141

Verwendete Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

a_y	$[\frac{m}{s^2}]$	Querbeschleunigung
a_x	$[\frac{m}{s^2}]$	Längsbeschleunigung
b_S	$[m]$	Schenkellänge des Stabilisators
c	$[\frac{N}{m}]$	Steifigkeit
c'	$[\frac{Nm}{rad}]$	Drehsteifigkeit
D	$[-]$	Dämpfungsmaß
f	$[Hz]$	Frequenz, Eckfrequenz
f_s	$[Hz]$	Abtastfrequenz eines Signals
F	$[N]$	Kraft
g	$[\frac{m}{s^2}]$	Erdbeschleunigung
h	$[m]$	Höhe
i	$[-]$	Übersetzung zwischen Dämpfer- und Radebene
I	$[A]$	Ventilstrom des Verstelldämpfers
J	$[kgm^2]$	Trägheit
k	$[\frac{Ns}{m}]$	Dämpferkonstante
k'	$[\frac{Nsm}{rad}]$	Drehdämpferkonstante
$k_{Sky,z}$	$[\frac{Ns}{m}]$	Skyhook-Verstärkungsfaktor Huben
$k_{Sky,x}$	$[\frac{Nsm}{rad}]$	Skyhook-Verstärkungsfaktor Wanken
l	$[m]$	Radstand
L	$[m]$	Wellenlänge
m	$[kg]$	Masse
M	$[Nm]$	Moment
M'	$[Nm]$	Moment aus Drehung
P_{Dyn}	$[N]$	dynamische Radlastschwankung
r	$[m]$	Kurvenradius
R^2	$[-]$	Bestimmtheitsmaß
sw	$[m]$	Spurweite
s	$[m]$	Strassenanregung in z-Richtung
T	$[s]$	Schwingungsdauer
T_s	$[s]$	zeitlicher Abstand von Einheitsimpulsen
T_{90}	$[s]$	charakteristische Kraftaufbauzeit
v	$[\frac{m}{s}]$	(virtuelle) Geschwindigkeit
x		x-Werte im Streudiagramm
$\bar{x}$		Mittelwert der x-Werte im Streudiagramm
X		Eingangsgröße
$\bar{y}$		Mittelwert der y-Werte im Streudiagramm
Y		Ausgangsgröße

$\hat{y}$		Ausgangswert der Regressionsgeraden
z	$[m]$	Weg entlang der z-Achse
$\dot{z}$	$[\frac{m}{s}]$	Geschwindigkeit entlang der z-Achse
$\ddot{z}$	$[\frac{m}{s^2}]$	Beschleunigung entlang der z-Achse

Griechische Buchstaben

β		Steigung der Ausgleichsgeraden
$\hat{\beta}$		Kleinster Quadrate Schätzer der Steigung der Regressionsgeraden
δ_L	$[^\circ]$	Lenkwinkel
ϵ		statistischer Fehlerterm
Γ/Γ_{max}	$[-]$	Wankdämpfungsmaß
ϕ	$[^\circ]$	Wankwinkel
$\dot{\phi}$	$[\frac{^\circ}{s}]$	Wankrate
$\ddot{\phi}$	$[\frac{^\circ}{s^2}]$	Wankbeschleunigung
$\dot{\phi}_{I,max}$	$[\frac{^\circ}{s}]$	Maximum der Wankrate in Phase I
$\dot{\phi}_{III,max}$	$[\frac{^\circ}{s}]$	Maximum der Wankrate in Phase III
κ	$[\frac{m}{s^2}]$	Aktivierungsschwelle
λ	$[-]$	Wankmomentenverteilung
ν	$[Hz]$	Eigenfrequenz
Ω	$[\frac{1}{m}]$	wegabhängige Kreisfrequenz
ω	$[\frac{rad}{s}]$	zeitabhängige Kreisfrequenz
ψ	$[^\circ]$	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	$[^\circ/s]$	Gierrate
σ	$[-]$	Standardabweichung
$\bar{\sigma}_{III}/\bar{\sigma}_{III,max}$		Abklingmaß
θ	$[^\circ]$	Nickwinkel
Υ		charakteristische Kennung des Verstelldämpfers

Abkürzungen

AWS	aktive Wankstabilisierung
BI	Bewertungsindex
DFT	diskrete Fourier-Transformierte
MP	Momentanpol
PSD	spectrale Leistungsdichte (power spectral densitiy)
QBB	Querbeschleunigungsbeobachter
QDR	Querdynamikregler
RMS	Effektivwert (root mean square)
SP	Schwerpunkt
TRMS	Teileffektivwert (root mean square)
VDS	Verstelldämpfersystem

WZ	Wankzentrum

Indizes

I	in Phase I
II	in Phase II
III	in Phase III
A	Aufbau
ber	berechnet
D	Dämpfer
d	diskret
Def	Defizit-
dyn	dynamisch
est	geschätzt
F	Feder
ges	Gesamt-
h	hinten
HA	Hinterachse
int	Integration
ist	tatsächlicher Ist-Wert
l	links
max	maximal
min	minimal
Mod	Modell
n	Dämpfungsexponent
NZ	Nickzentrum
r	rechts
R	Rad
Reib	Reibung
RZ	Rollzentrum
S	Stabilisator
SH	Skyhook
Sky	Skyhook-
Stell	Stellgröße
Sum	Summen-
v	vorne
VA	Vorderachse
verst	verstärkend
vor	voreilend
x	um die x-Achse, in Richtung der x-Achse
y	um die y-Achse, in Richtung der y-Achse
zus	zusätzlich

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Überblick und Zielsetzung

Das Fahrwerk von Kraftfahrzeugen stellt in seiner Kombination der Eigenschaften von Einzelbauteilen seit jeher einen Kompromiss zwischen Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Agilität dar.
Da sich bei der Auslegung der Einzelbauteile teilweise Konflikte ergeben, die aus der Unvereinbarkeit der drei Zielfelder entstehen, versucht man seit den 70er Jahren die häufig einseitig zu treffenden Kompromisse durch aktive Zusatzsysteme zu umgehen [2].
Die ersten Fahrwerksregelsysteme wurden ausschließlich unter dem Aspekt der Fahrsicherheit entwickelt. So dienten bespielsweise Bremsschlupfregelungen dazu, den Fahrer in kritischen Situationen zu unterstützen und den Bremsweg bei gleichzeitiger Beibehaltung der Lenkbarkeit des Fahrzeugs zu minimieren. Der Markterfolg dieser Fahrsicherheitssysteme sorgte dafür, dass die zunächst der Oberklasse vorbehaltenen Systeme mittlerweile auch in den unteren Fahrzeugklassen zur Serienausstattung gehören.

Zur weiteren Entschärfung des Zielkonflikts zwischen Fahrsicherheit, Fahrkomfort und Agilität wurden ständig neue Zusatzfunktionen bereits bestehender Regelsysteme entwickelt. Zusätzlich wurden etliche Neuentwicklungen im Bereich elektronisch geregelter Systeme zur Beeinflussung des Fahrzeugs in längs-, quer- und vertikaldynamischer Richtung eingeführt, mittlerweile auch vor dem Hintergrund, zusätzliches Differenzierungs- und Individualisierungspotenzial zur Erfüllung von Kundenwünschen zu schaffen.

So steigt die Anzahl der im Fahrzeug verbauten Elektronik immer weiter an. Laut einer Studie des Center of Automotive Research (CAR) wird der Wertanteil an den Herstellkosten der Fahrzeuge von heute 25 auf rund 40 Prozent im Jahr 2010 anwachsen.
Aus diesem Grund wird es auf Grund der Vielzahl an Regelsystemen zu einer ste-

tig steigenden gegenseitigen Beeinflussung der Syteme untereinander kommen, da die Wirkrichtungen der einzelnen Aktoren nicht immer scharf abgegrenzt werden kann. Zusätzlich werden die Funktionen der Regelsysteme in Zukunft nur mit immer weiter steigendem Aufwand erhöht werden können, wobei letztendlich der leistbare Aufwand durch betriebswirtschaftliche Randbedingungen begrenzt wird.
Aufgabe zukünftiger Entwicklungen wird es sein, negative Wechselwirkungen zwischen Regelsystemen durch Implementierung integraler Regelungsansätze zu minimieren, besser aber noch Wechselwirkungen gezielt auszunutzen und so die Effizienz des Regelsystemverbundes gegenüber der Summe der Einzelsysteme zu steigern.

Diese Arbeit soll der Frage nachgehen, in wie weit ein semiaktives Verstelldämpfersystem und eine aktive Wankstabilisierung auf das Wankverhalten des Fahrzeugs Einfluss nehmen können, welche Wechselwirkungen daraus entstehen und ob sich der Fahrkomfort durch eine funktionale Vernetzung optimieren lässt.
Beide Systeme sind derzeit als Sonderausstattung in Fahrzeugen der gehobenen Klasse erhältlich.

Sowohl zu Verstelldämpfer- als auch zu aktiven Wankstabilisierungssystemen existiert eine große Anzahl an Literaturstellen und Veröffentlichungen. In dieser Arbeit wird aber nicht die technische Realisierung der Systeme diskutiert. Vielmehr sollen die Funktionen der Einzelsysteme hinsichtlich Ihres Einflusses auf das Wankverhalten des Fahrzeugs gegenübergestellt werden. Es wird sich zeigen, dass die Regelvorrichtungen im Einzelnen zur Lösung spezifischer Probleme entwickelt wurden, durch Vernetzung jedoch Potenzial zur Funktionssteigerung gegenüber der Summe der Einzelfunktionen vorhanden ist.
Aufbauend auf bekannten Regelalgorithmen soll ein Ansatz für das Verstelldämpfersystem entwickelt werden, der bei dynamischen Lenkmanövern genau so viel Wankdämpfung zur Verfügung stellt, wie zur Bedämpfung des Wankwinkelaufbaus notwendig ist. Als Randbedingung ist der Ansatz so zu konzipieren, dass die funktionale Vernetzung (Integration) mit einer aktiven Wankstabilisierung möglich ist.
Zur Analyse des Komfortpotenzials wird das Wankverhalten des Fahrzeugs in der Geradeausfahrt betrachtet und die Ergebnisse der Kombination beider vertikaldynamischen Regelsysteme den Ergebnissen der Integration gegenübergestellt.

1.2 Stand der Technik

Mittlerweile existiert in der Automobilindustrie eine Vielzahl von Fahrwerksregelsystemen, die die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik der Fahrzeuge durch nicht vom Fahrer vorgegebene Eingriffe verbessern sollen. Der Lösungsraum ist dabei inzwischen sehr groß geworden, weshalb Abbildung 1.1 nur eine mögliche Gliederung nach der Wirkungsweise der Regelsysteme aufzeigt.

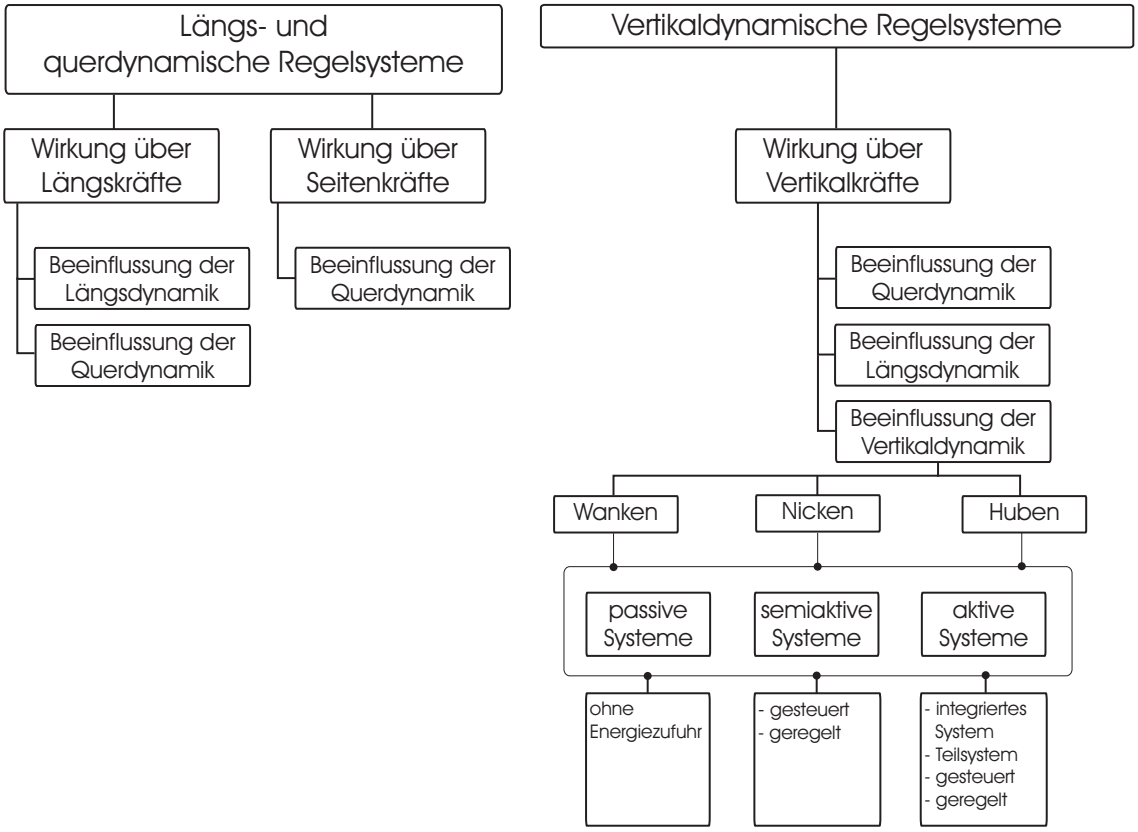


Abbildung 1.1: Systeme zur Beeinflussung des Fahrverhaltens von PKW

Nach [2] unterscheiden sich längs- und querdynamische Regelsysteme in ihrer Wirkung über Längs- bzw. Seitenkräfte. Damit lässt sich über einen Brems- oder Antriebseingriff über die entstehenden Längskräfte sowohl die Längs- als auch die Querdynamik beeinflussen. Querdynamische Regelsysteme hingegen erzeugen nur Seitenkräfte (Eingriff in die Lenkung) und nehmen so auch nur Einfluss auf das querdynamische Verhalten des Fahrzeugs. In [2] ist hierzu der Stand der Technik dokumentiert.
Vertikaldynamische Regelsysteme können über die Veränderung der Radlasten Einfluss auf die Quer-, Längs- und Vertikaldynamik nehmen.
Da quer- und längsdynamische Regelsysteme nur bedingt Einfluss auf die Vertikaldynamik ausüben, werden gemäß dem Titel dieser Arbeit im weiteren Verlauf der Literaturübersicht vertikaldynamische Regelsysteme mit dem Schwerpunkt auf die

Beeinflussung der Wankdynamik von PKW fokussiert betrachtet.

Wie Abbildung 1.1 verdeutlicht, ist es generell möglich, das vertikale Schwing- bzw. Wankverhalten des Fahrzeugs über passive, semiaktive und aktive Fahrwerkskomponenten zu beeinflussen. Diese Einteilung ist bereits hinreichend aus der Literatur bekannt (vgl. [42], [66], [46], [70]) und soll an dieser Stelle nicht weiter vertieft werden.

Die Auslegung passiver Komponenten wie Tragfedern, Stabilisatoren und Schwingungsdämpfer legen die grundsätzlichen Fahr- und Schwingungseigenschaften des Fahrzeugs fest. Häufig ergeben sich Zielkonflikte, die aus der Unvereinbarkeit von größtmöglicher Sicherheit und größtmöglichem Komfort resultieren. So wirkt sich eine Fahrwerksabstimmung mit weicher Feder-/Dämpferabstimmung günstig auf den vertikalen Schwingungskomfort aus. Hochdynamische Fahrmanöver mit diesen Fahrzeugen haben jedoch große Radlastschwankungen und ein kräftiges Überschwingen des Wankwinkels zur Folge. Das Ansprechen des Fahrzeugs auf Lenkbewegungen erscheint träge was per se mit schlechten Handlingeigenschaften verbunden wird. Zusätzlich ist aus Sicherheitsgründen im Bereich der Eigenfrequenz der Radaufhängungen eine straffe Dämpfung vorteilhaft, um Radlastschwankungen gering halten zu können.
Der Bedämpfung der Wankbewegung über eine straffe Auslegung von Federn, Dämpfern und Stabilisatoren ist aber andererseits auf Grund der Nachgiebigkeit der Reifen eine Grenze gesetzt [54].
Bei der Applikation passiver Elemente muss deshalb stets ein Kompromiss zwischen Fahrsicherheit, Agilität und Fahrkomfort gefunden werden [42].

Im Zuge der evolutionären Entwicklung passiver Schwingungsdämpfer werden zunehmend sogenannte amplitudenselektive Dämpfer in Fahrzeugen eingesetzt, um oben genannten Zielkonflikt entschärfen zu können. Wie in [32] gezeigt, können durch den Einsatz dieser rein auf einem mechanischen Wirkprinzip beruhenden, schaltbaren Dämpfer große Wankwinkelgeschwindigkeiten, wie sie beispielsweise bei schnellen Ausweichmanövern auftreten, effizient bedämpft werden. So erhöht sich unter anderem die Kippsicherheit von Fahrzeugen mit hohem Schwerpunkt unter Beibehaltung eines guten Schwingkomforts.

Ein nahe liegender Weg zur Erweiterung der Grenzen der klassischen Fahrzeugkonstruktion und Fahrwerksabstimmung ist, über semiaktive und aktive Systeme direkt auf die Wankdynamik von Fahrzeugen Einfluss zu nehmen.
Im Gegensatz zu aktiven Systemen sind semiaktive Systeme bei nur geringer Energiezufuhr von außen (lediglich Stromversorgung für Sensorik, Steuergerät, Ventile) in ihrem charakteristischen Verhalten veränderbar.
Zu den einfachsten semiaktiven Systemen zählen die gesteuerten Systeme, also solche, die je nach Signalvorgabe vorher definierte Zustände annehmen können. Um den Wankwinkel bzw. den Wankwinkelaufbau zu verringern, kommen derzeit v.a.

gesteuerte Federschaltungen zum Einsatz.
Diese sogenannte Federratenschaltung kann beispielsweise mit einem Luftfedersystem dargestellt werden, bei dem es möglich ist, das Luftvolumen in der Anlage während der Fahrt zu verändern [88]. So kann bei dynamischer Kurvenfahrt ein definiertes Luftvolumen kurzzeitig abgeschaltet werden. Mit der damit erhöhten Federrate wird die Wankbewegung des Fahrzeugs unter Querbeschleunigung verringert. In [23] wird die konstruktive Umsetzung einer solchen Federratenschaltung beispielhaft beschrieben.
Eine weitere Möglichkeit, unterschiedliche Federraten der Tragfeder zu realisieren liegt in der Veränderung der Hebelarmwirkung der Feder, beispielsweise durch Verdrehung einer schräg im Raum angeordneten C-Feder, wie in [61] beschrieben.

Im Bereich gesteuerter Stabilisatorsysteme existieren Stabilisatoren, deren Hälften durch eine schaltbare Kupplung miteinander verbunden sind, da in unwegsamem Gelände starre Stabilisatoren die erwünschte Schränkung der Vorder- und Hinterachse verringern. Abhängig von Fahrgeschwindigkeit, Querbeschleunigung und Getriebemodus kann die Kupplung geöffnet werden, was eine große Verschränkung im Geländebetrieb zulässt ohne die Fahrsicherheit auf befestigten Straßen zu verringern [75].

Im Gegensatz zu gesteuerten Systemen ist es mit den regelbaren semiaktiven Ausführungen möglich, unter Berücksichtigung der Bewegungszustände von Fahrzeugaufbau und den Rädern, Kräfte innerhalb eines aktorspezifischen Verstellbereichs entsprechend den Kraftanforderungen aufzubringen.
Während semiaktive, geregelte Federungssysteme (Variation der Federkraft) bisher in der Automobilindustrie keine Verwendung finden, zählen geregelte Verstelldämpfersysteme in allen Bauarten mittlerweile fest zum Stand der Technik und sind teilweise sogar als Serienausstattung in der gehobenen Fahrzeugklasse erhältlich ([65], [88],[64],[35], [10]). Durch kennliniengestützte oder kontinuierliche Anpassung der Dämpfung eines Fahrzeugs kann dessen Wankdynamik beeinflusst werden, indem beispielsweise die Wankdämpfung in Abhängigkeit der Zuladung oder des Fahrzustands (z. B. Wankrate bzw. - beschleunigung) angepasst wird.

Ein Großteil der Veröffentlichungen beschäftigt sich mit dem Funktionsprinzip von regelbaren Dämpfern und deren Optimierung hinsichtlich Reibung, Kraftaufbauverhalten oder Dämpfkraftspreizung sowie bauartbedingten Unterschieden ([63],[80], [11], [10], [30], [72], [73], [7], [39], [48]). Für die vorliegende Arbeit sind die Unterschiede in der Bauform der Verstelldämpfer unerheblich. Vielmehr steht die Funktion „Verstelldämpfung“ im Vordergrund, so dass vor allem den Literaturstellen zum Thema Regelalgorithmen für semiaktive Dämpfer besondere Bedeutung zukommt.
Im Jahre 1974 wurde in [41] der Begriff der Skyhook-Regelung geprägt. Dieser Ansatz, der von der Annahme ausgeht, ein virtueller Dämpfer sei zwischen Fahrzeug

und Himmel befestigt, ist eine sehr effiziente Regelstrategie für semiaktive Fahrwerke mit dem Ziel, den Fahrkomfort zu optimieren [76]. Da der Skyhook alleine keine Rücksicht auf die Radlastschwankungen nimmt und somit keinen Beitrag zur Fahrsicherheit liefert, existiert eine Vielzahl von Literaturstellen, die sich mit einer Modifizierung des Ansatzes auseinandersetzen, um der Fahrsicherheit bei gleichzeitiger Optimierung des Fahrkomforts Rechnung zu tragen [3], [12], [36], [77].
Eine Literaturstudie in [70] zeigt nachweislich, dass auf dem Gebiet der semiaktiven Dämpferregelung in den letzten 30 Jahren sehr viel Entwicklungsarbeit geleistet worden ist. Das vorhandene Know-how ermöglicht es mittlerweile, Skyhook-Regelstrategien zu optimieren und mit diesen ein sehr hohes Komfortniveau darzustellen.

Ausgangspunkt für diese Arbeit wird der sogenannte modale Skyhook sein, der bereits in einer Reihe von Veröffentlichungen untersucht wurde [44], [60], [29], [59] und zum Stand der Technik in der Automobilindustrie zählt. Die richtige Verteilung der Kräfte und Momente zwischen linker und rechter Fahrzeugseite sowie vorne und hinten vorausgesetzt, kann mit Hilfe dieses Ansatzes ausgehend von den modalen Geschwindigkeiten für Huben, Nicken und Wanken die zur Aufbauberuhigung benötigte Dämpferkraft an jeder Fahrzeugecke bestimmt werden.
Neben der Möglichkeit, die zur Wankbedämpfung notwendigen Kräfte aus dem Skyhook-Ansatz zu berechnen, führt [52] virtuelle Dämpfer ein, die im Zentrum der beschriebenen Kreisbahn des Fahrzeugs bei Kurvenfahrt liegen und die Hub- und Wankbewegungen des Fahrzeugs bedämpfen. Dieser Ansatz fordert Dämpfkräfte, die den Schwerpunkt des Fahrzeugaufbaus beim Wanken durch geringere Dämpfkräfte kurvenaußen wie kurveninnen nach unten ziehen sollen, um so das subjektive Wankgefühl zu verbessern und die Längskraftverteilung am Radaufstandspunkt zu optimieren. Auch dieser Ansatz wurde bereits in Serienfahrzeugen umgesetzt ([86], [44]).

Bislang existiert nur eine bekannte Veröffentlichungen, die sich gezielt und detailliert mit dem Einfluss semiaktiver Dämpfer auf die Wankdynamik eines Fahrzeugs beschäftigt. So untersuchte [70] das Wankverhalten von SUVs (vor allem Kippsicherheit des Fahrzeugs) bei Geradeausfahrt und Überfahrt von Schwellen sowie einem Slalommanöver unter Verwendung von verstellbaren Dämpfern mit magnetorhelogischem Wirkprinzip.

Zur Auflösung des bekannten Zielkonflikts zwischen Fahrkomfort, Fahrsicherheit und Agilität wird bereits mehrere Jahrzehnte an der Entwicklung aktiver Fahrwerksregelsysteme gearbeitet, die für alle Belange die notwendigen Kräfte zur Verfügung stellen.
Bei aktiven Systemen wird die Reaktion auf eine Kraftänderung durch in Abhängigkeit von fahrdynamischen Größen elektronisch geregelte elektrische, hydraulische

oder pneumatische Aktuatoren unterstützt [54]. Dabei lassen sich die aktiven Systeme in sogenannte vollintegrierte Systeme und Teilsysteme untergliedern. Aufgrund der Bauweise vollintegrierter Systeme (z.B. aktive Federbeinmodule [34]) ist es möglich, alle vertikaldynamischen Freiheitsgrade des Fahrzeugaufbaus zu beeinflussen (Huben, Nicken, Wanken), während mit Teilsystemen meist ein Freiheitsgrad gezielt beeinflusst wird.

Vollintegrierte aktive Systeme zur Erzeugung von stabilisierenden und dämpfenden Gegenwankmomenten werden dabei meist mit vier aktiven Federbeinen, die zu jeder Zeit die zur Aufbaustabilisierung benötigten Kräfte erzeugen können, dargestellt. In [22] wird mit dem ABC (Active Body Control) ein vollintegriertes System beschrieben, dessen Ziel es ist, das Fahrzeug in horizontaler Position zu halten und gleichzeitig die Aufbauschwingungen zu bedämpfen. Über vier Plungerzylinder, die den jeweiligen Federfußpunkt der Tragfeder in der Höhe verstellen können, wird eine Federkraft erzeugt, die den Aufbaubewegungen entgegenwirkt.
Trotz des theoretisch großen Potenzials von aktiven Fahrwerken stehen diesen hohe Systemkosten, hoher Energiebedarf und Risiken bei der technischen Realisierbarkeit entgegen, so dass meist nur funktional abgespeckte Varianten im Serieneinsatz verbleiben.

Aus diesem Grund finden in der Automobilindustrie vermehrt Teilsysteme zur gezielten Beeinflussung eines vertikaldynamischen Freiheitsgrades Verwendung. Zur Stabilisierung der Wankbewegung des Fahrzeugs wird ein aktiver Stabilisator (Dynamic Drive) beschrieben, der über einen hydraulischen Schwenkmotor eine Torsionskraft auf einen geteilten Stabilisator aufbringt und über das Stabilisatormoment so der Wanktendenz des Fahrzeugs entgegenwirkt ([40], [47]). Der Wankwinkel des Fahrzeugs lässt sich somit bei fahrdynamischen Manövern deutlich reduzieren.
Andere Systeme bringen das Abstützmoment über Aktoren in den Pendelstützen oder auch in den Stabilisatorschenkeln auf [13], [9], [55], [34].

In dieser Arbeit wird die Vernetzung vertikaldynamischer Regelsysteme von besonderer Bedeutung sein. Daher ist auch der zugehörige Stand der Technik gesondert zu berücksichtigen. Zur Systematisierung des aktuellen Entwicklungsstandes zeigt Abbildung 1.2 die im PKW eingesetzten Regelsysteme (Kreise) sowie deren Vernetzungsmöglichkeiten (schraffierte Bereiche) schematisch auf. Dabei ist aber nicht nur eine einfache Kombination, d.h. die gemeinsame Verwendung von Regelsystemen ohne jegliche Komunikation untereinander gemeint, sondern tatsächlich eine gemeinsame Verwendung durch Integration von Teilfunktionen.
Neben den möglichen Vernetzungen zeigen die schraffierten Bereiche aber auch die behandelten Arbeitsgebiete in der Literatur an, die sich mit der Beeinflussungsmöglichkeit von vertikaldynamischen Regelsysteme auf die Längs- und Querdynamik auseinandersetzen.

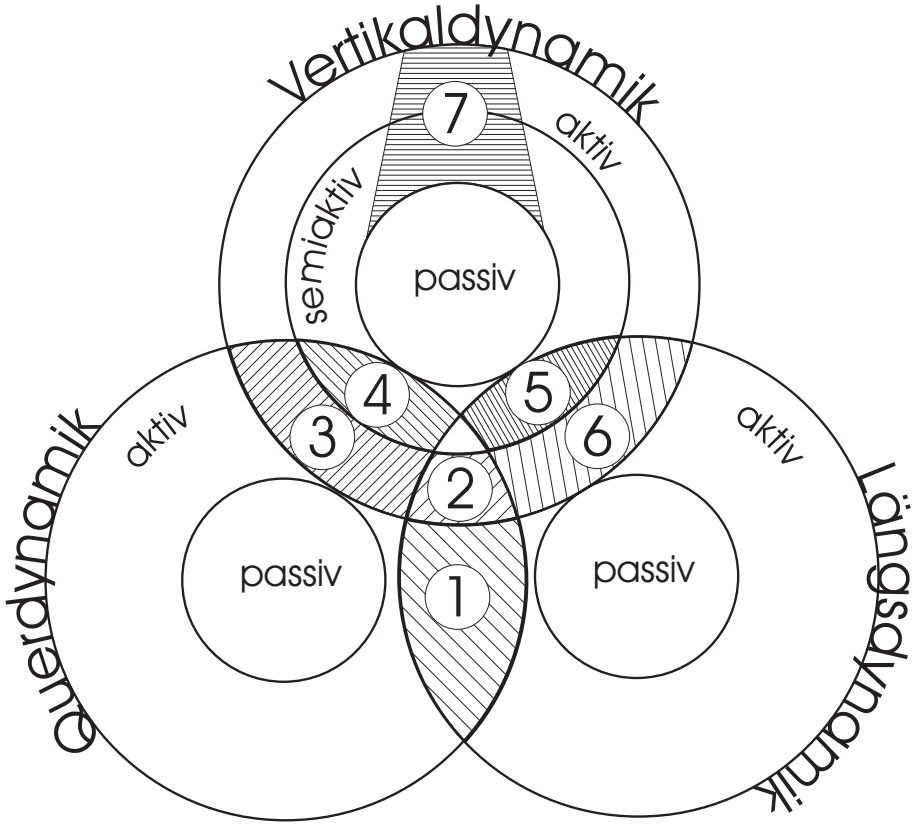


Abbildung 1.2: Gruppierung Fahrdynamischer Regelsysteme im PKW

Bereits zu Beginn der 90er Jahre wurde eine Reihe von vertikal-, quer-, und längsdynamischen Regelsystemen vorgeschlagen, die für eine Vernetzung geeignet wären [79]. Allerdings wird dabei die gemeinsame Nutzung von Sensorik priorisiert, um Kosten und Gewicht einzusparen.

Die Vernetzung längs- und querdynamischer Regelsysteme (**Punkt 1**) zur Verbesserung des Fahrverhaltens wurde von [2] detailliert untersucht und festgestellt, dass derzeit nur einige wenige Beispiele genannt werden können, die in Serienfahrzeugen eine Integration aus Teilfunktionen bilden.
[2] analysierte daraufhin, wie die fahrdynamischen Eigenschaften eines Mittelklassefahrzeugs mit Standardantrieb zu verbessern sind. Dabei wurde der Einfluss von aktiven Vorder- und Hinterachslenkungen auf die Fahrdynamik untersucht und anschließend die Vernetzung mit einem Bremsregelsystem vorgeschlagen.

Punkt 2 in Abbildung 1.2 ist die Schnittmenge aller Fahrwerksregelsysteme. Nach dem bereits 1991 in [43] der Aufbau eines Fahrzeugs mit hydropneumatischer Federung, Hinterachslenkung sowie Antriebs- und Bremsschlupfregelung beschrieben wurde, fand bald darauf vor dem Hintergrund stetig steigender Komplexität durch eine Vielzahl neuer Regelsyteme der Begriff „Global Chassis Control“ Einzug in die Literatur. Dazu existiert allerdings neben einer grundlegenden theoretischen Über-

legung, was möglich ist [79], nur sehr wenig Literatur, die sich konkret mit der Integration aller Fahrwerksregelsysteme auseinandersetzt. So wurde beispielsweise in [66] eine Möglichkeit vorgestellt, längs-, quer- und vertikaldynamische Systeme so zu integrieren, dass ein für den Kunden spürbarer Mehrwert in Fahrsicherheit, Komfort und Agilität darstellbar ist. Dabei wurde deutlich, dass eine Vernetzung nur durch eine ganzheitliche Betrachtung von Funktion, Softwarearchitektur und E/E-Umfeld möglich ist. Eine Verifikation in Simulation oder Versuch fand aber nicht statt.

Zahlreiche Publikationen existieren zu **Punkt 3** in Abbildung 1.2. Diese beschäftigen sich mit der Möglichkeit, über aktive vertikaldynamische Regelsysteme die Radlasten zu verändern und damit Einfluss auf das Seitenführungspotenzial des Reifens zu nehmen.
So wird meist das Potenzial zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens analysiert. Neben den "klassischen" Methoden, die Gierbewegung des Fahrzeugs über einen radindividuellen Bremseingriff oder eine Hinterradlenkungzu zu steuern, vergleicht [69] hierzu den Eingriff über die Veränderung der Wankmomentenverteilung an Vorder- und Hinterachse mittels aktiver Stabilisatoren. Das Ergebnis der Arbeit zeigt, dass eine Regelung der Wankmomentenverteilung nur bei einer Querbeschleunigung, die $4m/s^2$ übersteigt, effektiv ist.
[14] stellt dem Regler des aktiven Wankstabilisierungssystems die Gierratendifferenz aus dem ESP zur Verfügung, um bei dynamischen Lenkmanövern die Fahrezeugstabilität dahingehend zu beeinflussen, dass ESP mit weniger radindivduellen Bremseingriffen reagieren muss. In Simulationsuntersuchungen konnten bis zu 40% weniger Bremseingriffe registriert werden.
Auch [57], [58] und [56] verfolgen das Ziel, die Fahrzeugstabilität, aber auch die Handlingperformance des Fahrzeugs durch gezielte Korrekturen der Wankmomentenverteilung zu optimieren. Dabei dient die Schräglaufwinkel- bzw. Gierratendifferenz als Regeleingangröße.
Untersuchungen mit identischer Zielsetzung werden auch in [19], [27] und [50] beschrieben, mit dem Unterschied, dass nicht ein Teilsystem sondern ein vollaktives Fahrwerk zur Aufbringung der Wankmomente benutzt wurde.

Statt der Verwendung aktiver Systeme wird in [4] vorgeschlagen, mittels semiaktiver magnetorheologischer Verstelldämpfer das Eigenlenkverhalten zu beeinflussen (**Punkt 4** in Abbildung 1.2). Simulationsuntersuchungen zeigen, dass signifikante Änderungen in der Gierrate und des Schwimmwinkels bei "J-Turn-" bzw. Spurwechselmanövern erreicht werden können. In Fahrversuchen konnte anhand einiger Fahrmanöver nachgewiesen werden, dass sich der Lenkaufwand beim Ausweichen reduzieren lässt.

Mehr Fahrsicherheit und Fahragilität durch Systemvernetzung verspricht [68]. Durch eine Verkopplung von Verstelldämpfern mit dem Fahrstabilitätsprogramm ESP

(**Punkt 5**, Abbildung 1.2) erreicht man eine gezielte Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens des Fahrzeugs. Geringere Gierratendifferenzen führen dazu, dass ESP mit weniger Bremseingriffen reagieren muss und dadurch beispielsweise höhere Fahrgeschwindigkeiten im doppelten Fahrspurwechsel erzielt werden können. Zusätzlich wird die Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus beim Bremsen reduziert und während des Bremsvorgangs die Dämpferkraft den Fahrbahnunebenheiten angepasst. Durch die so erzielte Minimierung der Radlastschwankungen sowie einer bedarfsgerechten Anpassung der Druckauf- und Abbauschwellen im ABS kann der Bremsweg reduziert werden.

Die Vernetzung von aktiven Fahrwerken mit radindividuellem Bremseingriff zur Verbesserung der Fahrdynamik wird in [71] und [20] beschrieben (**Punkt 6**, Abbildung 1.2). Während [20] ausschließlich einen Regleransatz vorstellt, um die Stabilität eines Fahrzeugs beim doppelten Fahrspurwechsel zu optimieren, geht [71] detailliert auf die Einzelsysteme ein und beschreibt das kombinierte Verhalten beider Systeme anhand von Simulationsuntersuchungen. Da eine Reihe von unerwünschten Wechselwirkungen zwischen den Systemen auftreten, dieses Verhalten aber vermieden werden soll, wird im Zuge der Arbeit ein integraler Fahrdynamikregler entwickelt, der Störungen zwischen den Systemen beseitigt. Um den Fahrkomfort so lange wie möglich aufrecht zu erhalten, wird zunächst ausschließlich versucht, das Fahrzeug über Radlastanpassungen stabil zu halten. Erst wenn die Grenze des Aktors erreicht ist, reagiert das integrierte System mit einem radindividuellen Bremseneingriff.

Anknüpfend an die Erkenntnisse von [71] ist die Schlußfolgerung möglich, dass bei Kombination mehrerer Fahrwerksregelsysteme stets unerwünschte Wechselwirkungen auftreten können. Gerade durch die wachsende Anzahl von vertikaldynamischen Regelsystemen könnte auch hier ein integrierter Ansatz von Vorteil sein.
In [25], [84], [85] und [26] werden Ansätze gezeigt, wie durch den Ersatz konventioneller, getrennt wirkender Feder-/Dämpfereinheiten durch einen Hydraulikzylinder funktionale Vorteile gegenüber der Summe der Einzelkomponenten erreicht werden können.
Bisher sind aber keine Literaturstellen bekannt, die sich mit einer funktionalen Integration einer aktiven Wankstabilisierung und verstellbaren Dämpfern beschäftigen (**Punkt 7**, Abbildung 1.2). Zwar existiert mit [64] ein erstes Patent, das die funktionalen Vorteile einer aktiven Wankstabilisierung mit den funktionalen Vorteilen eines Verstelldämpfersytems kombiniert. Ein integrierter Regelungsansatz wird aber nicht verwendet.

1.3 Ausgangssituation

Der Stand der Technik zeigt, dass eine Vielzahl längs- und querdynamischer Regelsysteme existiert und die Anzahl der Veröffentlichungen zu aktiven und semiaktiven Vertikaldynamiksystemen inklusive einer großen Anzahl möglicher Regelstrategien bei weitem nicht mehr überschaubar ist.
Doch existieren kaum detaillierte Untersuchungen zum Einfluss auf das Wankverhalten von Fahrzeugen, was darauf zurückzuführen ist, dass sich Verstelldämpfersysteme und aktive Teilsysteme erst in den letzten Jahren auch auf Grund sinkender Systempreise, gestiegener Steuergeräteperformance und Sensorqualität auf dem Markt etabliert haben.
Durch den steigenden Wettbewerbsdruck wächst derzeit die Notwendigkeit, die funktionalen Potenziale der Regelsysteme voll auszuschöpfen. Dazu gehört auch die Optimierung von Wankverhalten und Fahrkomfort, die sich diese Arbeit zum Ziel gesetzt hat.

1.4 Aufbau der Arbeit

Zunächst wird in Kapitel 2 eine Einführung in die Vertikaldynamik gegeben. Dabei wird hauptsächlich die Frage behandelt, wie die Wankbewegung entsteht und welchen Einfluss Dämpfer und Stabilisatoren auf die Wankdynamik besitzen. Dabei wird zwischen der vom Fahrer angeregten Wankbewegung (fahrerinduziert) und der von der Fahrbahn angeregten Wankbewegung (fahrbahninduziert) unterschieden.

Eine Methodik zur objektiven Beurteilung der fahrerinduzierten Wankbewegung wird in Kapitel 3 erstellt. Dazu wird die Methodik auf Basis von Fahrversuchen unter realen, nichtlinearen Bedingungen entwickelt und verifiziert. Zusätzlich werden die sogenannten Teileffektivwerte als objektives Kriterium für fahrbahninduziertes Wanken sowie zur Beurteilung des Fahrkomforts verwendet.

Nachdem in Kapitel 3 die erforderlichen Methoden vorgestellt werden, um das Wankverhalten sowie den relevanten Komfortbereich objektiv zu beschreiben, werden in Kapitel 4 zwei Systeme vorgestellt, die auf unterschiedliche Art Einfluss auf das Wankverhalten des Fahrzeugs ausüben. Der Aufbau des semiaktiven Verstelldämpfersytems (VDS) und der aktiven Wankstabilisierung (AWS) wird erläutert, sowie der Aufbau der Regelalgorithmen dargelegt. Dabei werden Prämissen gesetzt und der Einfluss auf fahrer- und fahrbahninduziertes Wanken dargestellt.

Obwohl primär spezielle Wankregelsysteme Einfluss auf das vom Fahrer angeregte Wanken nehmen, besitzen moderne Verstelldämpfer großes Potenzial zur Beeinflussung des Wankverhaltens. In Kapitel 5 wird gezeigt, wie es durch die Anwendung und spezielle Erweiterung des weit verbreiteten modalen Skyhookansatzes möglich

ist, die Wankbewegung des Fahrzeugs optimal zu bedämpfen ohne den Fahrkomfort während der querbeschleunigungsfreien Geradeausfahrt zu beeinträchtigen. Fahrversuche bestätigen dabei die Ergebnisse der Simulation.

In Kapitel 6 werden die beiden vorgestellten Regelsysteme in einem Fahrzeug gezielt miteinander vernetzt, um die Funktionsdefizite der Einzelsysteme zu kompensieren und Funktionspotenziale über die Summe der Eigenschaften der Einzelsysteme hinaus zu erschließen. Dieses Kapitel verwendet Simulationsergebnisse, um die Potenziale aufzuzeigen. Dabei wird klar werden, dass die Vernetzung beider vertikaldynamischer Regelsysteme zu positiven Auswirkungen in Fahrkomfort und Wankdämpfung führt.

Kapitel 2

Grundlagen der Vertikaldynamik

Am Fahrzeugaufbau und den Rädern greifen während der Fahrt Kräfte an, die sowohl direkt auf den Aufbau wirken, als auch über die Aufhängungen an Vorder- und Hinterachse in den Fahrzeugaufbau eingeleitet werden (Abbildung 2.1).

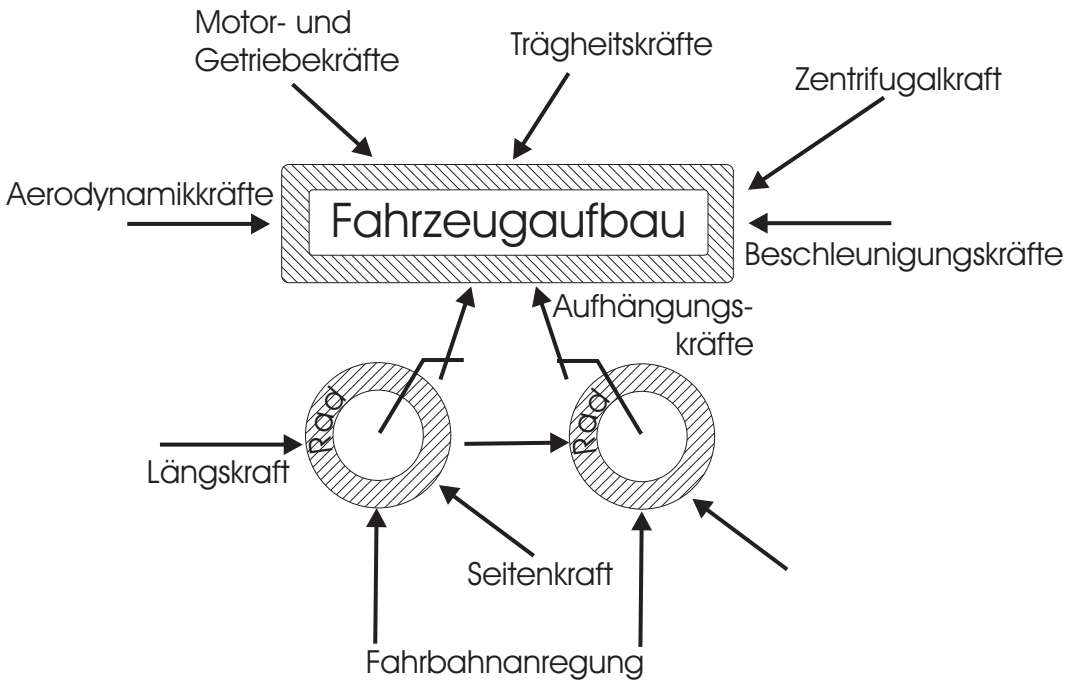


Abbildung 2.1: Kräfte auf den Fahrzeugaufbau und die Räder (Schnittdarstellung)

Die oben näher bezeichneten Kräfte führen zu Translations- und Rotationsbewegungen des Fahrzeugaufbaus entlang bzw. um die Koordinatenachsen des fahrzeugfesten Koordinatensystems (siehe Abbildung 2.2).

Die vertikale Translationsbewegung entlang der z-Achse bezeichnet man als Huben, die Rotationen um die x- und y-Achse nennt man Wanken bzw. Nicken. Sowohl der Nickwinkel θ als auch der Wankwinkel ϕ werden per Definition [89] zwischen der xy-Ebene des fahrzeugfesten Koordinatensystems und der x'y'-Ebene des sogenannten

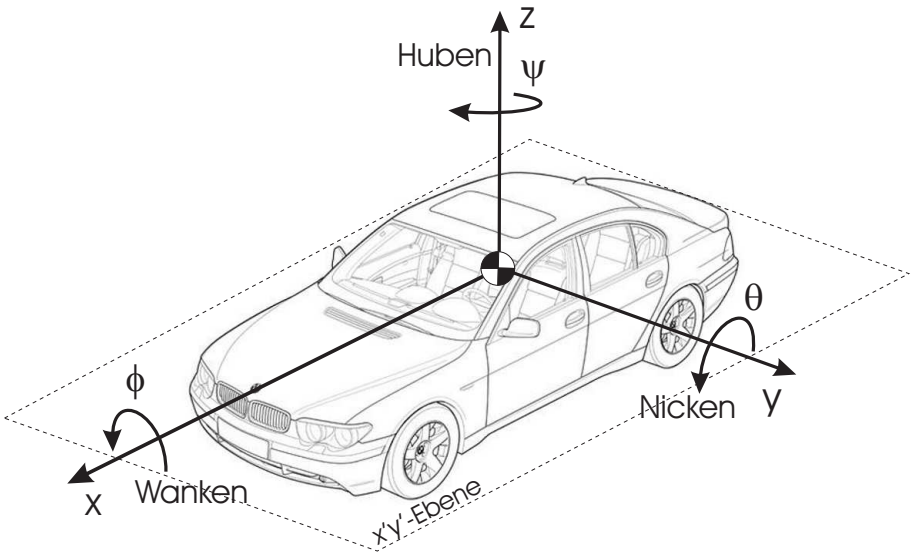


Abbildung 2.2: Fahrzeugfestes Koordinatensystem und modale Bewegungsrichtungen. Der Ursprung liegt im Fahrzeugschwerpunkt.

lokalen Horizontalkoordinatensystems angegeben, das am Standort des Fahrzeugs mit seiner durch x'- und y'-Achse aufgespannten Fläche eine Tangentialebene zur Erdoberfläche bildet (Inertialsystem) [78].

Abbildung 2.3: Komponenten einer Vorderachse

Unter dem Begriff Vertikaldynamik werden die sogenannten modalen Bewegungen (Huben, Nicken, Wanken) des Fahrzeugaufbaus und Schwingungen der Räder oder sonstiger Komponenten wie Motor und Getriebe in z-Richtung zusammengefasst. Neben Motor- und Getriebelagern beeinflussen Fahrwerkskomponenten wie Feder-

elemente, Schwingungsdämpfer, Stützlager, Gummilager und Stabilisatoren die Vertikaldynamik (Abbildung 2.3). Ebenso wirkt der Reifen mit seiner vertikalen Steifigkeit und Dämpfung auf die Vertikaldynamik des Fahrzeugs.

Dieses Kapitel soll eine kurze Einführung in die Vertikaldynamik mit dem Schwerpunkt der Wankdynamik von Kraftfahrzeugen geben. Dazu wird zunächst die Entstehung und Charakterisierung der Wankbewegung sowie der Einfluss von Systemkomponenten wie Schwingungsdämpfer und Stabilisator erläutert.

Das Fahrzeug wankt auf Grund der Existenz von sogenannten Wankzentren an Vorder- und Hinterachse. Nach [89] beschreibt das Wankzentrum den Punkt in der vertikalen Querebene durch die Radmittelpunkte einer Achse, in dem Querkräfte auf den Fahrzeugaufbau ausgeübt werden können, ohne dass kinematische Wankwinkel auftreten.

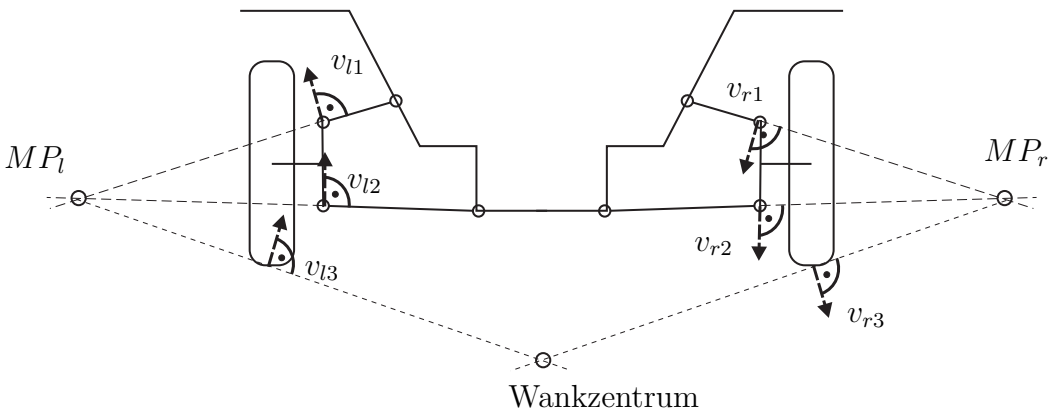


Abbildung 2.4: Entstehung des Wankzentrums am Beispiel einer einfachen Doppelquerlenker-Achse

Unter der Annahme, dass die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus auf ebener Straße gleichzusetzen ist mit einer gegengleichen Ein- und Ausfederung der Räder einer Achse, geht man zur Bestimmung der Wankzentren nach der Methode der virtuellen Verschiebungen vor [51]. Bei festgehaltenem Aufbau bewegt sich so bei einem Wankvorgang beispielsweise das linke Rad etwas nach oben und das Rechte entsprechend etwas nach unten.
Der Momentanpol zweier Punkte ist definiert durch den Schnittpunkt der Senkrechten auf die Geschwindigkeiten der Punkte [21]. So entstehen die Momentanpole MP_l und MP_r durch die Vorstellung, dass sich die Lenker im ersten Moment in die in Abbildung 2.4 eingezeichnete Richtungen mit den virtuellen Geschwindigkeiten v_{l1}, v_{l2}, v_{r1} und v_{r2} bewegen. Die Verlängerungen der Lenker (Senkrechte auf den Geschwindigkeitsvektoren) schneiden sich im Momentanpol. Die Verbindungslinien der Momentanpole mit den Radaufstandspunkten ergeben die Geschwindigkeitsvektoren v_{l3} und v_{r3} an den Radberührungspunkten mit der Straße. Das sogenannte Wankzentrum (WZ) entsteht im Schnittpunkt dieser Verbindungslinien.

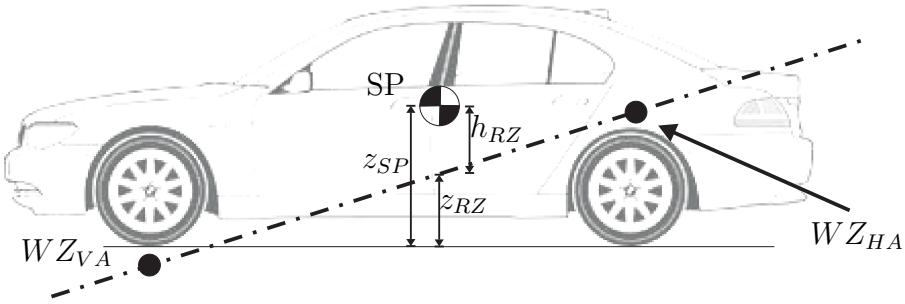


Abbildung 2.5: Wankachse in Konstruktionslage des Fahrzeugs

Verbindet man die Wankzentren an Vorder- und Hinterachse, so erhält man die sogenannte Wankachse, die momentane Drehachse des Fahrzeugaufbaus bei Wankbewegungen [51] (Abbildung 2.5).
Abhängig von Achskonstruktion und Kinematik der Radaufhängung ändern die Wankzentren an Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs je nach Einfederposition der Räder ihre absolute Höhe, d.h. der Abstand zwischen Schwerpunkt des Fahrzeugs und der Wankachse ist eine Funktion des Radhubes. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden die Höhen der Wankzentren an Vorder- und Hinterachse als konstant angenommen.

Zur Abbildung des vertikalen Schwingverhaltens eines Fahrzeugs in der Simulation wird in dieser Arbeit ein sogenanntes Zweispurmodell zu Grunde gelegt. Dieses setzt sich aus den vier Schwingungssystemen der Räder zusammen, die über den Fahrzeugaufbau miteinander verbunden sind. Dieser wird als starre Platte mit der Masse m_A sowie den Trägheiten um die x- und y-Achse J_x und J_y approximiert 2.6. Die Radaufhängung (Masse m_R) beinhaltet jeweils die Tragfeder mit der Federsteifigkeit c_F, den Schwingungsdämpfer mit der Dämpferkonstante k_D und einem Stabilisator je Achse mit der Steifigkeit c_S. Der Reifen wird über eine Reifenfeder mit der vertikalen Reifensteifigkeit c_R abgebildet.
Eine detaillierte Aufstellung der wichtigsten Gleichungen des Zweispurmodells ist in Anhang A zu finden, Abbildung 2.6 zeigt den Aufbau des Zweispurmodells sowie die wichtigsten Formelzeichen.

Wanken entsteht gemäß Abbildung 2.7 auf Grund von

- Krafteinwirkung am Fahrzeugaufbau (Schwerpunkt) in Form von Querbeschleunigungen (Fahrerinduzierte Wankbewegung).

- Krafteinwirkung am Rad in Form von Normalkraftänderungen hervorgerufen durch asymmetrische Fahrbahnunebenheiten (Fahrbahninduzierte Wankbewegung).

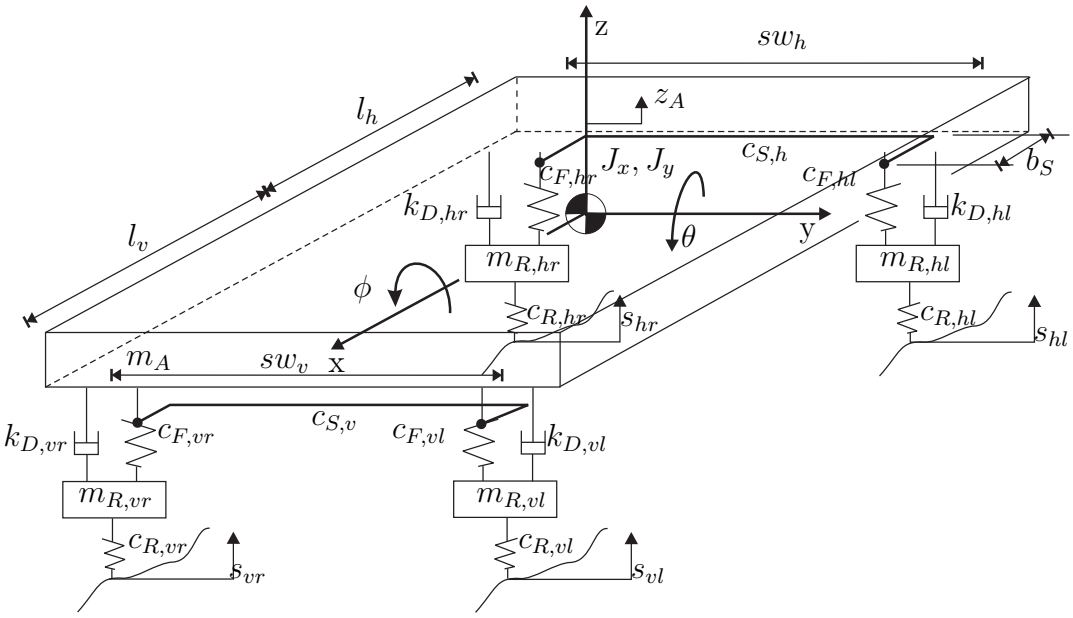


Abbildung 2.6: Grundsätzlicher Aufbau und Formelzeichen des Zweispurmodells

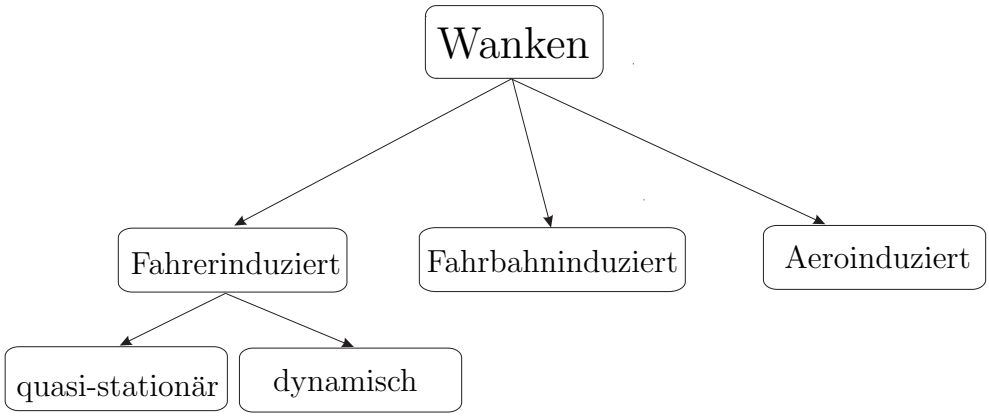


Abbildung 2.7: Klassifizierung der Wankbewegung

- aerodynamischen Kräften mit einer Komponente in y-Richtung (Aerodynamik-induzierte Wankbewegung).

Auf Grund der untergeordneten Rolle der aerodynamikinduzierten Wankbewegung werden in den folgenden Kapiteln ausschließlich fahrer- und fahrbahninduzierte Wankbewegungen genauer analysiert.

2.1 Fahrerinduzierte Wankbewegung

Dieses Kapitel beschreibt die Entstehung der Wankbewegung eines Fahrzeugs aus einer Lenkwinkeleingabe des Fahrers.

Liegt der Schwerpunkt in der Höhe h_{RZ} über der Wankachse, so entsteht bei Kurvenfahrt (Fahrgeschwindigkeit v_x und Kurvenradius r) die Querbeschleunigung $a_y = \frac{v_x^2}{r}$, die am Schwerpunkt angreift und ein Moment um die x-Achse des Fahrzeugs

$$M_{a_y} = m_A \cdot a_y \cdot h_{RZ} \tag{2.1}$$

hervorruft.

Da der Schwerpunkt des Fahrzeugs durch die Wankbewegung des Aufbaus aus der Fahrzeugmittenebene in y-Richtung ausgelenkt wird, entsteht ein zusätzliches Moment $m_A \cdot g \cdot h_{RZ} \cdot sin\phi$ [53]. Da die Winkeländerungen klein sind, kann der Sinus des Wankwinkels durch den Winkel selbst approximiert werden,

$$m_A \cdot g \cdot h_{RZ} \cdot sin\phi \approx m_A \cdot g \cdot h_{RZ} \cdot \phi. \tag{2.2}$$

Das Gesamtmoment um die x-Achse des Fahrzeugs aus Querbeschleunigung und Schwerpunktsverlagerung schreibt sich dann

$$M_{x,ges} = m_A \cdot a_y \cdot h_{RZ} + m_A \cdot g \cdot h_{RZ} \cdot \phi \tag{2.3}$$

und wird über Federn, Dämpfer sowie Stabilisatoren an den Achsen abgestützt.

Unter Verwendung des freigeschnittenen Aufbaumodells (Abbildung 2.8) kann das Momentengleichgewicht um die x-Achse des Fahrzeugaufbaus aufgestellt werden:

$$J_x\ddot{\phi} - F_{A,vl} \cdot \frac{sw_v}{2} + F_{A,vr} \cdot \frac{sw_v}{2} - F_{A,hl} \cdot \frac{sw_h}{2} + F_{A,hr} \cdot \frac{sw_h}{2} = M_{x,Ges} \tag{2.4}$$

Die Kräfte F_A repräsentieren dabei die Aufhängungskräfte, bestehend aus Dämpfer-, Feder- und Stabilisatorkräften:

$$F_{A,vl} = F_{D,vl} + F_{F,vl} + F_{S,vl}, \tag{2.5}$$
$$F_{A,vr} = F_{D,vr} + F_{F,vr} + F_{S,vr}, \tag{2.6}$$
$$F_{A,hl} = F_{D,hl} + F_{F,hl} + F_{S,hl}, \tag{2.7}$$
$$F_{A,hr} = F_{D,hr} + F_{F,hr} + F_{S,hr}. \tag{2.8}$$

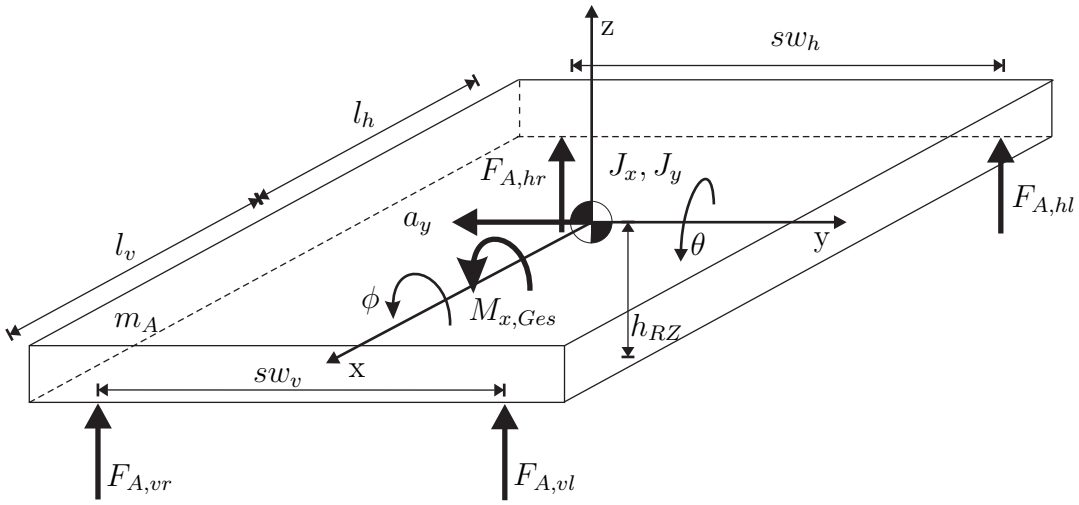


Abbildung 2.8: Kraftwirkung auf den Fahrzeugaufbau

(2.5) bis (2.8) in (2.4) eingesetzt ergibt:

$$\begin{aligned} &J_x\ddot{\phi} - F_{D,vl}\cdot\frac{sw_v}{2} + F_{D,vr}\cdot\frac{sw_v}{2} - F_{F,vl}\cdot\frac{sw_v}{2} + F_{F,vr}\cdot\frac{sw_v}{2} - F_{S,vl}\cdot\frac{sw_v}{2} + \\ &+ F_{S,vr}\cdot\frac{sw_v}{2} - F_{D,hl}\cdot\frac{sw_h}{2} + F_{D,hr}\cdot\frac{sw_h}{2} - F_{F,hl}\cdot\frac{sw_h}{2} + F_{F,hr}\cdot\frac{sw_h}{2} + \\ &- F_{S,hl}\cdot\frac{sw_h}{2} + F_{S,hr}\cdot\frac{sw_h}{2} = M_{x,ges} \end{aligned} \tag{2.9}$$

Zur Aufstellung der Bewegungsgleichung des Fahrzeugs für die Wankbewegung ist es sinnvoll, die am Aufbau angreifenden Kräfte in Momente umzurechnen und bezogen auf den Wankwinkel ϕ darzustellen. Dies soll am Beispiel der Federkräfte allgemein erläutert werden.
Das Federmoment M_F aus der vertikalen Federrate c_F der Tragfedern ist gleichzusetzen mit dem Moment M'_F aus der Drehfederrate c'_F:

$$M_F = M'_F. \tag{2.10}$$

Mit der allgemeinen Spurweite sw des Fahrzeugs entspricht (2.10):

$$F_F \cdot \frac{sw}{2} = c'_F \cdot \phi. \tag{2.11}$$

Auf die Bewegung des Aufbaus bezogen und unter der Annahme kleiner Wankwinkel ϕ gilt:

$$tan\phi = \frac{2\cdot(z_{A,l} - z_{A,r})}{sw} \approx \phi \tag{2.12}$$

Aus (2.11) errechnet sich die Drehfedersteifigkeit c'_F mit (2.12) zu:

$$c'_F = \frac{F_F \cdot sw}{2 \cdot \phi} \tag{2.13}$$

$$= \frac{c_F \cdot z_A \cdot sw \cdot sw}{4 \cdot z_A} \tag{2.14}$$

$$= \frac{c_F \cdot sw^2}{4}. \tag{2.15}$$

Damit gilt für das Moment aus den Tragfedern:

$$\begin{aligned} &- F_{F,vl} \cdot \frac{sw_v}{2} + F_{F,vr} \cdot \frac{sw_v}{2} - F_{F,hl} \cdot \frac{sw_h}{2} + F_{F,hr} \cdot \frac{sw_h}{2} = \\ &= M'_{F,vl} + M'_{F,vr} + M'_{F,hl} + M'_{F,hr} = \\ &= c'_{F,vl} \cdot \phi + c'_{F,vr} \cdot \phi + c'_{F,hl} \cdot \phi + c'_{F,hr} \cdot \phi = \\ &= (c'_{F,vl} + c'_{F,vr} + c'_{F,hl} + c'_{F,hr})\phi. \end{aligned} \tag{2.16}$$

Bei kleinen Dämpfergeschwindigkeiten, wie sie beim Wanken des Fahrzeugaufbaus auf ebener Straße auftreten, kann eine Dämpferkonstante k_D angenommen werden und es gilt analog zu den Federmomenten für die Dämpfermomente:

$$\begin{aligned} &- F_{D,vl} \cdot \frac{sw_v}{2} + F_{D,vr} \cdot \frac{sw_v}{2} - F_{D,hl} \cdot \frac{sw_h}{2} + F_{D,hr} \cdot \frac{sw_h}{2} = \\ &= M'_{D,vl} + M'_{D,vr} + M'_{D,hl} + M'_{D,hr} = \\ &= k'_{D,vl} \cdot \dot{\phi} + k'_{D,vr} \cdot \dot{\phi} + k'_{D,hl} \cdot \dot{\phi} + k'_{D,hr} \cdot \dot{\phi} = \\ &= (k'_{D,vl} + k'_{D,vr} + k'_{D,hl} + k'_{D,hr})\dot{\phi}. \end{aligned} \tag{2.17}$$

Zur Verringerung des Wankwinkels sowie zur gezielten Gestaltung des Eigenlenkverhaltens kommen in PKW häufig sogenannte Drehstabilisatoren zum Einsatz. Diese sind zwischen Achse und Aufbau des Fahrzeugs angebrachte Torsionsstäbe. Bei gleichsinniger Einfederung der Räder an linker und rechter Fahrzeugseite verdreht sich der Stabilisator nicht; die Gesamt-Vertikalsteifigkeit bleibt unverändert.
Federn kurveninneres und kurvenäußeres Rad bei Lenkvorgängen gegensinnig ein bzw. aus, verdreht sich der Stabilisator, und die Drehfederrate an der jeweiligen Achse steigt. Das aus der Torsion des Drehstabs resultierende Moment reduziert die Wankneigung des Fahrzeugaufbaus bei Kurvenfahrt.
In (2.18) wird das Moment berechnet, das von den Stabilisatoren an Vorder- und Hinterachse bei Kurvenfahrt auf den Aufbau aufgebracht wird. Da die beiden Stabilisatoren jeweils eine gleich große Kraft in die linke und rechte Aufbauseite einleiten, können die Stabilisatormomente an Vorder- und Hinterachse zusammengefasst werden.

$$\begin{aligned} &- F_{S,vl} \cdot \frac{sw_v}{2} + F_{S,vr} \cdot \frac{sw_v}{2} - F_{S,hl} \cdot \frac{sw_h}{2} + F_{S,hr} \cdot \frac{sw_h}{2} = \\ &= M'_{S,v} + M'_{S,h} = \\ &= (c'_{S,v} + c'_{S,h})\phi. \end{aligned} \tag{2.18}$$

Dabei besteht zwischen der Drehsteifigkeit c'_S des Stabilisators und der entsprechenden vertikalen Steifigkeit c_S die Beziehung:

$$c'_S = c_S \cdot b_S^2, \tag{2.19}$$

mit b_S als der Schenkellänge des Stabilisators.
Mit den oben errechneten Momenten aus Tragfedern, Dämpfern und Stabilisatoren kann nun (2.4) entsprechend umgeformt werden, wonach die Bewegungs-Differenzialgleichung für das Wanken lautet:

$$\begin{aligned} &J_x\ddot{\phi} + (k'_{D,vl} + k'_{D,vr} + k'_{D,hl} + k'_{D,hr})\dot{\phi} + \\ &+ (c'_{F,vl} + c'_{F,vr} + c'_{F,hl} + c'_{F,hr} + c'_{S,v} + c'_{S,h} - m_A g h_{RZ})\phi = \\ &= m_A a_y h_{RZ}. \end{aligned} \tag{2.20}$$

Im quasistationären Fall, also beispielweise bei konstanter Kreisfahrt, wird $\ddot{\phi} = 0$ und $\dot{\phi} = 0$. Der stationäre Wankwinkel errechnet sich so zu

$$\phi = \frac{m_A h_{RZ}}{c'_{F,vl} + c'_{F,vr} + c'_{F,hl} + c'_{F,hr} + c'_{S,v} + c'_{S,h} - m_A g h_{RZ}} \cdot a_y. \tag{2.21}$$

Neben den Drehfedersteifigkeiten der Tragfedern sowie der Stabilisatoren an Vorder- und Hinterachse und der Aufbaumasse m_A besitzt nach (2.21) der Abstand zwischen Wankachse und Schwerpunkt h_{RZ} Einfluss auf die Höhe des Wankwinkels ϕ. Abbildung 2.9 zeigt dazu den Wankwinkelverlauf über ansteigender Querbeschleunigung bei unterschiedlichen Schwerpunktshöhen z_{SP} bezogen auf die Höhe der Wankachse z_{RZ} in der y-z-Ebene durch den Schwerpunkt.

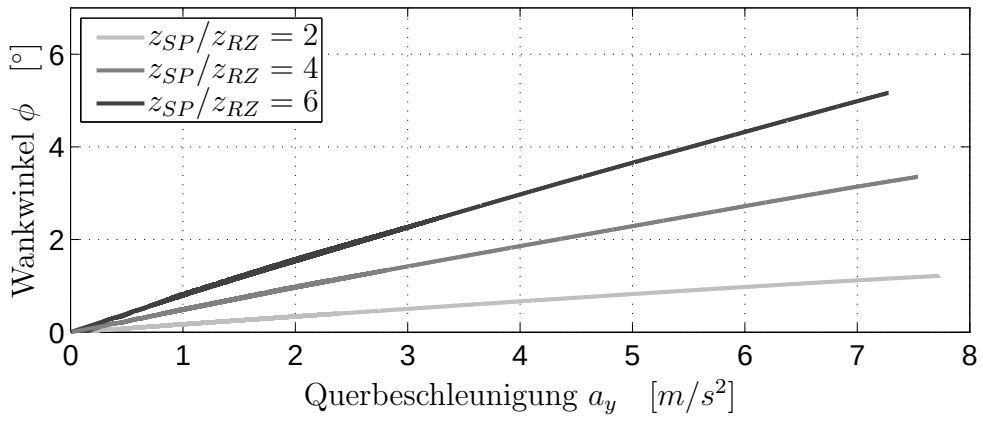


Abbildung 2.9: Auswirkungen der Schwerpunktshöhe auf den Wankwinkel (Simulation)

Gleiche Massenverhältnisse und Federsteifigkeiten vorausgesetzt, vergrößert sich der Wankwinkel mit steigender Schwerpunktshöhe.

Neben der Erhöhung der Federsteifigkeiten bietet somit die Absenkung des Schwerpunkts oder die Anhebung des Rollzentrums eine effektive Möglichkeit, den Wankwinkel bei stationärer Kreisfahrt zu reduzieren.

Ein Ziel dieser Arbeit ist es, den Einfluss von (Verstell-)Dämpfern auf das Wankverhalten von Fahrzeugen zu analysieren.
Während der Schwingungsdämpfer keinen Einfluss auf den stationären Wankwinkel besitzt, trägt die Dämpferabstimmung doch erheblich zur Gestaltung des dynamischen Wankverhaltens bei.

Das Lehr'sche Dämpfungsmaß D_x für die Wankbewegung des Aufbaus ergibt sich unter Berücksichtigung der Vertikalsteifigkeiten und -dämpfungen zu

$$D_x = \frac{(k_{D,vl} + k_{D,vr} + k_{D,hl} + k_{D,hr}) \cdot (sw/2)^2}{2\sqrt{(c_{F,vl} + c_{F,vr} + c_{F,hl} + c_{F,hr} + c_{S,v} + c_{S,h}) \cdot (sw/2)^2 \cdot J_x}}. \tag{2.22}$$

Die Abstimmung des Dämpfungsmaßes wirkt sich primär darauf aus, wie gedämpft der stationäre Zustand ϕ beim Anlenken erreicht wird. In diesem Fall ist also weniger der Wankwinkel von Interesse als vielmehr die Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}$.

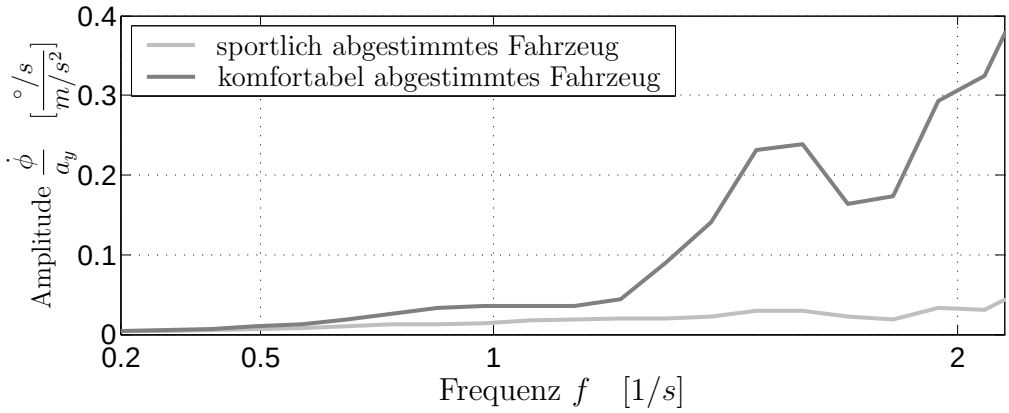


Abbildung 2.10: Gemessener Einfluss der Dämpferabstimmung auf den Frequenzgang $\frac{\dot{\phi}}{a_y}$

Abbildung 2.10 zeigt zum Vergleich der Auswirkungen unterschiedlicher Dämpferabstimmungen Meßergebnisse eines Fahrzeugs mit komfortabler und sportlicher Dämpferabstimmung. Dazu wurde das Fahrzeug auf ebener Strecke mit sinusförmigen Lenkbewegungen ansteigender Frequenz bis zu einer maximalen Lenkfrequenz von ca. $2Hz$ zu Wankschwingungen angeregt.
Der Frequenzgang $\frac{\dot{\phi}}{a_y}$ spiegelt wider, dass über die sportliche Fahrwerksabstimmung auf Grund der höheren Wankdämpfung das Niveau der Wankrate niedriger liegt, als

bei der komfortablen Abstimmung, d.h. vor allem beim Anlenken kann der Wankwinkelverlauf des Fahrzeugaufbaus bei sportlich ausgeprägten Fahrzeugen gedämpft werden, was den sportlichen Eindruck dieser Fahrzeuge unterstützt.

In Kapitel 2.1 wurde gezeigt, dass der Wankwinkelaufbau von vielen konstruktiven Größen sowie den Summendrehfederraten abhängig ist. Der Schwingungsdämpfer besitzt quasi-statisch keinen Einfluss auf den absoluten Wankwinkel, im dynamischen Fall ist er maßgeblich an der Ausprägung des Fahrzeugcharakters bzgl. der Wankdynamik beteiligt.
Im nachfolgenden Kapitel wird das Wankverhalten des Fahrzeugs auf unebener Fahrbahn dargestellt.

2.2 Fahrbahninduzierte Wankbewegung

Bei der Überfahrt von unebenen Strecken erzeugen asymmetrische Bodenunebenheiten an linken und rechten Rädern Wankbewegungen des Fahrzeugaufbaus. Die sogenannte fahrbahninduzierte Wankbewegung, die sich als Rotationsbewegung um die Längsachse des Aufbaus spüren lässt, wird als Kopieren bezeichnet. In [33] wird dies als das „Nachfahren“ der Straße ohne zu federn bezeichnet. Meist wird aber der Begriff „Kopieren“ nicht nur in diesem speziellen Fall bei sehr langsamer Fahrt oder geringer Erregerfrequenz verwendet, sondern bei allen Wankbewegungen des Fahrzeugaufbaus, die durch Bodenunebenheiten hervorgerufen werden.

Die Strassenanregung wird im folgenden Teil dieser Arbeit als Sinus-Welle mit konstanter Amplitude abgebildet. Die Anregung an den einzelnen Rädern wird mit der Variablen s_i bezeichnet, wobei i=(vl, vr, hl, hr).
Zunächst sei $s_{vl} = s_{vr} = s_{hl} = s_{hr} = s$, d.h. die Einträge in die Räder links und rechts sowie vorne und hinten in Amplitude und Phase identisch.
In der Realität ist ein PKW schwingungstechnisch an Vorder- und Hinterachse unterschiedlich abgestimmt, um beim Überfahren von Bodenunebenheiten keine Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus, sondern eine Hubbewegung zu erzeugen. Die Freiheitsgrade Huben, Nicken, Wanken lassen sich dadurch aber nicht entkoppelt voneinander betrachten. Um dies zu ermöglichen, wird in dieser Arbeit das Fahrzeug symmetrisch um den Schwerpunkt herum in x- und y-Richtung aufgebaut. Das Gewicht des Fahrers wird im Zuge der Simulationsuntersuchungen vernachlässigt [53]. Existiert unter eben genannten Randbedingungen beim Überfahren der Unebenheiten kein Zeitverzug zwischen Vorder- und Hinterachse, wird mit einer gleichsinnig und gleichzeitig auftretenden Anregung an allen vier Rädern des Fahrzeugs soganntes „reines Huben“ induziert, d.h. der Aufbau bewegt sich rein translatorisch entlang der z-Achse.

Nach [53] und [91] empfindet der Mensch die Einwirkung einer Schwingung frequenzabhängig nach deren Stärke, also beispielsweise der Höhe der Beschleunigungsamplitude, weshalb im weiteren Verlauf dieses Kapitels die am Aufbau wirkenden Beschleunigungen in z-Richtung aber auch um die x- und y-Achse in Form von Nick- und Wankbeschleunigungen zur Beschreibung der Auswirkungen fahrbahninduzierter Schwingungen verwendet wird. Ebenso wäre es aber denkbar, nicht die modalen Beschleunigungen, sondern Hub,- Nick- und Wankgeschwindigkeit auszuwerten, da der Informationsgehalt der Signale identisch ist.

Basierend auf den Bewegungsgleichungen des Plattenmodells in z-Richtung (siehe (A.42)) ergibt sich bei gleichphasiger Anregung an allen vier Eckpunkten des Fahrzeugaufbaus der in Abbildung 2.11 dargestellte Frequenzgang zwischen Anregungsamplitude s und Vertikalbeschleunigung des Aufbaus $\ddot{z}_A$ über der Erregerfrequenz.

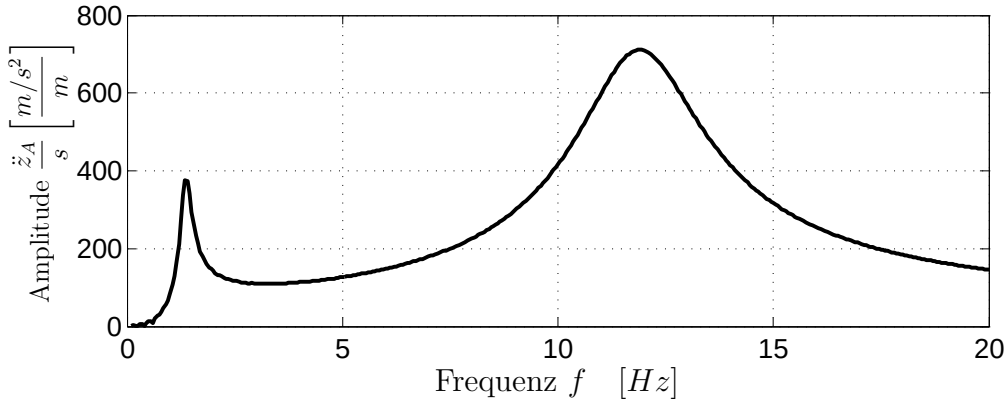


Abbildung 2.11: Gerechneter Frequenzgang $\frac{\ddot{z}_A}{s}$

Die beiden Maxima der Vergrößerungsfunktion resultieren aus den Resonanzfällen des gekoppelten Schwingungssystems für die Aufbau- sowie Radfreiheitsgrade. Ist die Reifenfeder sehr viel steifer als die Tragfeder des Aufbaus ist es nach [53] zulässig, die Eigenfrequenzen von Aufbau- und Radfreiheitsgrad entkoppelt zu betrachten. Die Eigenfrequenz des Fahrzeugaufbaus errechnet sich dabei aus der Aufbaumasse m_A und den Tragfedersteifigkeiten an Vorder- und Hinterachse $c_{F,vl}$, $c_{F,vr}$, $c_{F,hl}$ und $c_{F,hr}$ zu

$$\nu_{A,z} = \frac{\sqrt{\frac{c_{F,vl} + c_{F,vr} + c_{F,hl} + c_{F,hr}}{m_A}}}{2\pi}. \tag{2.23}$$

Entsprechendes gilt für die Eigenfrequenz des Rades mit der Masse m_R und der Reifensteifigkeit c_R

$$\nu_{R,z} = \frac{\sqrt{\frac{c_R}{m_R}}}{2\pi}. \tag{2.24}$$

Gemäß der Aufteilung der Vergrößerungsfunktion spricht man in diesem Zusammenhang auch vom aufbaufrequenten und radfrequenten Bereich, also dem Frequenzbereich um die Resonanzstellen von Aufbau- und Radschwingungen.

Im nächsten Schritt soll nun die Straßenanregung nicht mehr an allen Rädern identisch sein. So besteht beim Befahren einer unebenen Strecke zwischen den Anregungen an Vorder- und Hinterachse ein zeitlicher Verzug, der vom Radstand $l = l_v + l_h$ und der Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs v_x abhängt.

$$s_{hr}(t) = s_{vr}(t + \Delta t) \tag{2.25}$$

$$s_{hl}(t) = s_{vl}(t + \Delta t) \tag{2.26}$$

mit $\Delta t = l/v_x$. Der Zusammenhang zwischen der wegabhängigen Kreisfrequenz Ω und der zeitabhängigen Kreisfrequenz ω ergibt sich nach [53] zu

$$\omega t = \Omega v_x t. \tag{2.27}$$

Folglich ist

$$\omega = \Omega v_x = 2\pi \frac{v_x}{L}. \tag{2.28}$$

L steht dabei für die Wellenlänge der Fahrbahnunebenheit s_{vl} bzw. s_{vr}. Die Phasenverschiebung zwischen Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs beträgt demnach

$$\omega \Delta t = 2\pi l/L, \tag{2.29}$$

wobei die Amplituden der Anregung stets identisch bleiben.

Bei gültiger Annahme der absoluten Symmetrie und identischer Schwingungssysteme an Vorder- und Hinterachse des Fahrzeugs entsteht bei gleichzeitiger Anregung der linken und rechten Vorderräder keine Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus aus der Phasenverschiebung der Weganregung zwischen Vorder- und Hinterachse.
Vielmehr entsteht die Wankbewegung, also das Kopieren, aus unterschiedlichen Amplituden der Unebenheiten an linker und rechter Fahrzeugseite, d.h. $s_{vl} \neq s_{vr}$.

Im Folgenden wird das Befahren einer virtuellen Straße beschrieben, deren Anregungsamplituden an linker und rechter Fahrbahnseite exakt gegenphasig sind:

$$s_{vl} = -s_{vr} \tag{2.30}$$

Aus der Fahrgeschwindigkeit v_x und dem Wert des Radstandes l ergibt sich wie oben beschrieben ein Phasenwinkel $\omega \Delta t$. Dieser ist zur Verdeutlichung des Zusammenhangs in Abbildung 2.12 über der Erregerfrequenz $f = \omega/2\pi$ der Straße bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v_x = 20m/s$ aufgetragen.
Die resultierende Vergrößerungsfunktion $\frac{\ddot{\phi}}{s_{vr}}$ nimmt - bedingt durch den sich mit der Erregerfrequenz f ändernden Phasenwinkel - eine „Girlandenform“ an. Überall dort, wo die Phasendifferenz $\omega \Delta t$ ein ganzzahliges Vielfaches von 2π erreicht, Vorder- und Hinterachse also in etwa eine gleichphasige Bewegung ausführen, besitzt der Amplitudengang näherungsweise sein Maximum. Für den Fall, dass Vorder- und Hinterachse gegenphasig schwingen, d.h. $\omega \Delta t = (2n+1)\pi$, wankt der Aufbau nicht, und die Vergrößerungsfunktion geht gegen Null (Abbildung 2.12).

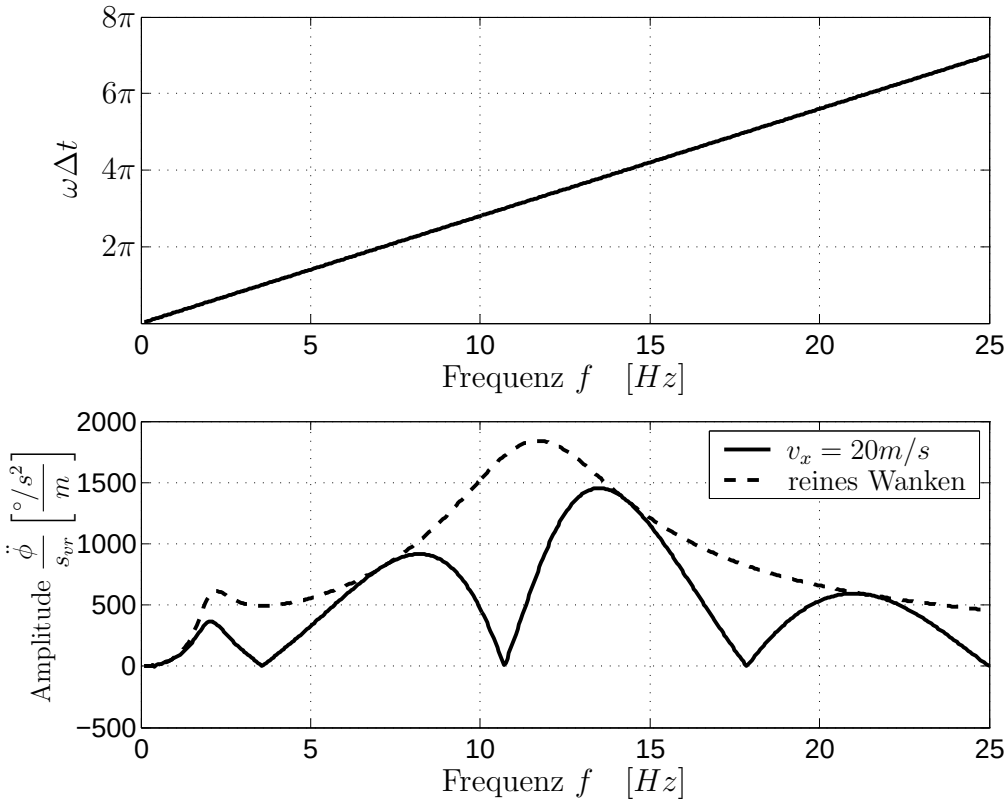


Abbildung 2.12: Girlandenkurve der Wankbewegung bei $v_x = 20m/s$ (Simulation)

Zum Vergleich wurde in Abbildung 2.12 auch die Kurve für reines Wanken eingetragen. Reines Wanken bezeichnet die Wankbewegung um die x-Achse des Fahrzeugaufbaus angeregt durch gegenphasige Amplituden an linker und rechter Fahrzeugseite ohne zeitlichen Verzug zwischen Vorder- und Hinterachse ($\omega\Delta t = 0$).
Diese Kurve umhüllt die Schar der Girlandenkurven und ähnelt der typischen, zweigipfeligen Form des Ampltiudengangs eines Zwei-Massen-Schwingers bei reiner Hubanregung (Abbildung 2.11), mit den Resonanzstellen für Aufbau- und Radmasse. Die Eigenfrequenz für die Aufbauwankbewegung unterscheidet sich dabei von (2.23) und berechnet sich so aus

$$\nu_{A,x} = \frac{\sqrt{\frac{(c_{F,vl} + c_{F,vr} + c_{F,hl} + c_{F,hr})(sw/2)^2}{J_x}}}{2\pi}. \tag{2.31}$$

Abbildung 2.13 zeigt den Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf das Wankverhalten des Fahrzeugs. Man erkennt, dass mit steigender Fahrgeschwindigkeit die Girlandenkurve weniger Nullstellen besitzt. Die Kurven bleiben jedoch stets unterhalb der Kurve für reines Wanken.

In Kapitel 2.1 wurde bereits erwähnt, dass im Fahrzeug häufig Drehstabilisatoren eingesetzt werden, um die Wankneigung des Fahrzeugs während Kurvenfahrt zu minimieren.

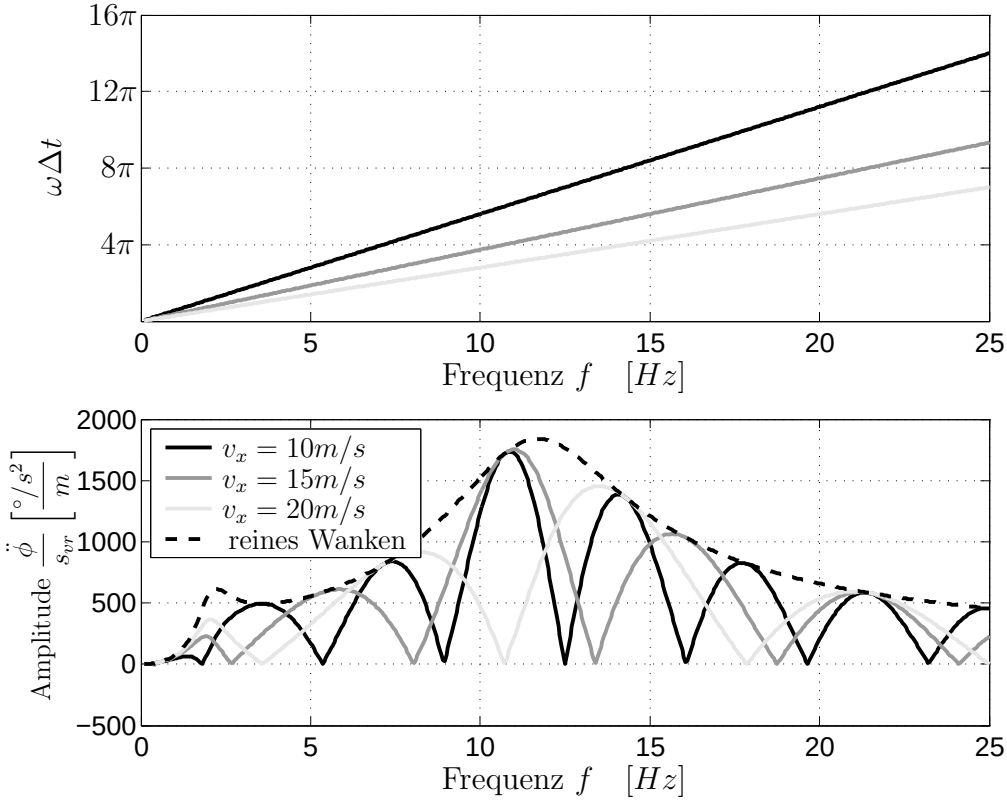


Abbildung 2.13: Girlandenkurve der Wankbewegung bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten (Simulation)

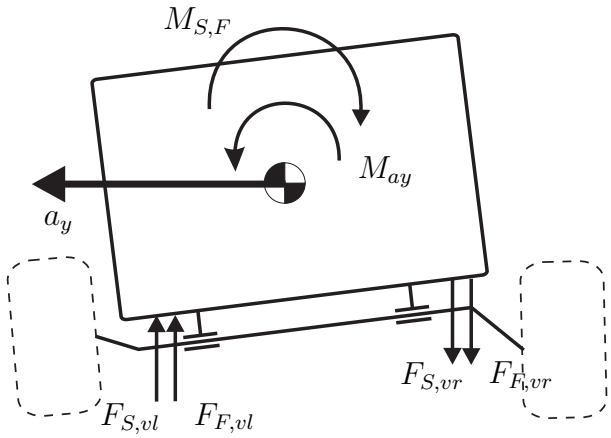


Abbildung 2.14: Wirkung des Stabilisators bei Kurvenfahrt

Durchfährt das Fahrzeug eine Kurve, so federt das kurvenäußere Rad ein, das kurveninnere Rad aus. Das aus dem Federungszustand entstehende Feder- und Stabilisatormoment ($M_{S,F}$) wirkt dem am Fahrzeugaufbau angreifenden Wankmoment aus der Querbeschleunigung a_y entgegen. Abbildung 2.14 zeigt die angreifenden Kräfte und Momente anhand eines Fahrzeugs in schematisierter Schnittdarstellung durch die y-z-Ebene des Schwerpunkts mit Blick in positive x-Richtung.

Beim Befahren von unebenen Strecken (in Abbildung 2.15 durch ein einseitiges Hindernis angedeutet) wird der negative Nebeneffekt des Stabilisators deutlich. Bedingt durch das einseitige Einfedern der Räder baut sich resultierend aus der Eindrückung der Tragfeder ein Wankmoment auf den Fahrzeugaufbau auf. Zusätzlich tordiert der Stabilisator und erzeugt so ein Moment, das in die selbe Richtung wirkt, wie das Federmoment. Somit führt der Einsatz eines Stabilisators letztendlich zu einer vermehrten Kopierbewegung des Fahrzeugaufbaus.

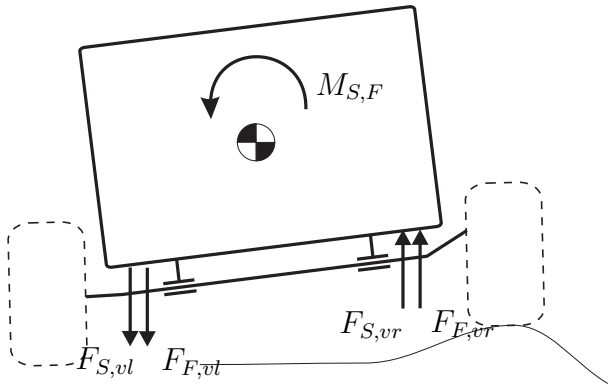


Abbildung 2.15: Wirkung des Stabilisators bei Überfahrt eines einseitigen Hindernisses

Dies läßt sich auch im Verlauf der Girlandenkurve für reines Wanken erkennen. Bedingt durch die höheren Federraten bei wechselseitiger Anregung der Räder durch die Fahrbahn, steigt der Vergrößerungsfaktor der Wankbeschleunigung im Bereich der nun höheren Eigenfrequenz (siehe Abbildung 2.16).

Setzt man einen Stabilisator zur Verringerung der Wankneigung im Fahrzeug ein, erhöht sich die in (2.31) definierte Wankeigenfrequenz des Fahrzeugs je nach Stabilisatorsteifigkeit $c_S \neq 0$:

$$\nu_{A,x} = \frac{\sqrt{\dfrac{(c_{F,vl} + c_{F,vr} + c_{F,hl} + c_{F,hr} + c_{S,v} + c_{S,h})(sw/2)^2}{J_x}}}{2\pi}. \tag{2.32}$$

Die vorangegangenen Ausführungen zeigen, dass durch den Einsatz eines Stabilisators ein Zielkonflikt entsteht: Je steifer der Stabilisator, desto geringer die Wankneigung des Fahrzeugaufbaus bei Kurvenfahrt, aber desto stärker das Kopieren.

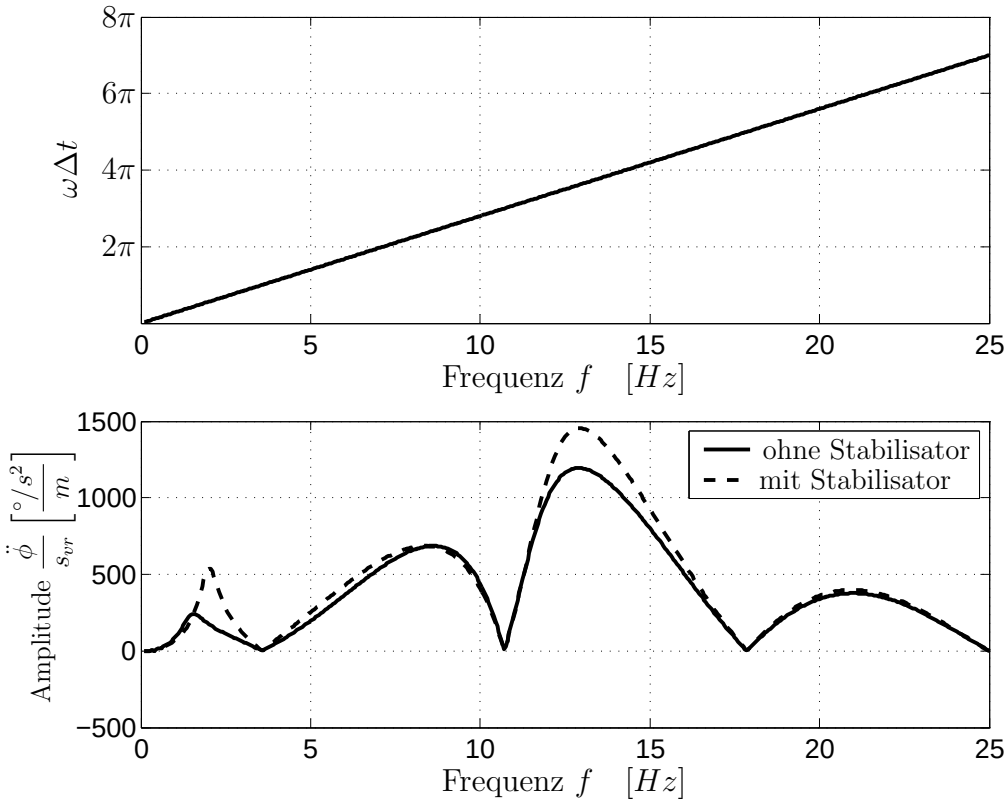


Abbildung 2.16: Girlandenkurve mit und ohne Stabilisator ($v_x = 20m/s$) (Simulation)

Um ein Abklingen der Schwingungen des Fahrzeugaufbaus auf Grund von Energieeinträgen durch die Federelemente der Achse zu gewährleisten, werden Schwingungsdämpfer eingesetzt. Der Begriff Stoßdämpfer wird heutzutage nicht mehr verwendet, denn es ist nicht Aufgabe des hydraulischen Dämpfers, Stöße zu dämpfen, sondern Schwingungen des Fahrzeugaufbaus und der Räder innerhalb einer definierten Zeit abklingen zu lassen.

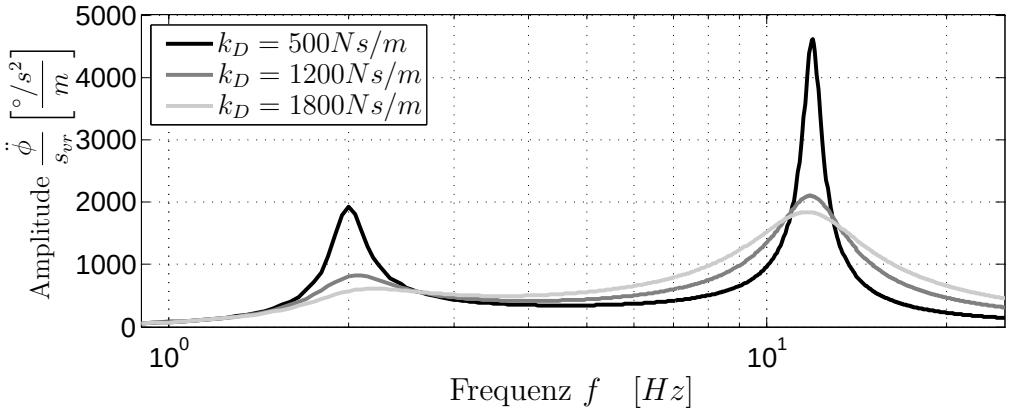


Abbildung 2.17: Einfluss der Dämpfung auf das Wankverhalten des Fahrzeugmodells (Simulation)

Bislang wurde in den Simulationsuntersuchungen stets eine lineare Dämpferkennung von $k_D = 1200Ns/m$ angenommen. Durch Variation der Dämpferkonstanten kann die Kopierneigung des Fahrzeugs im Bereich der Aufbau- und Radeigenfrequenz beeinflusst werden. So wandelt der Dämpfer mit steigender Kennung k_D zunehmend Energie in Wärme um, wodurch Wankschwingungen rascher abklingen, die mittenfrequenten Wankschwingungsanteile, d.h. im Frequenzbereich zwischen den beiden Resonanzstellen, allerdings ansteigen. Hier lautet die Aufgabe des Fahrversuchs, über die Gestaltung der Dämpferkennung einen für die Fahrzeuginsassen angenehmen Verlauf der Wankschwingung darzustellen (Abbildung 2.17). Kapitel 4.1 wird den Einfluss der Dämpfer auf die Wankschwingungen des Fahrzeugs ausführlich behandeln.

Bislang wurde in den Untersuchungen davon ausgegangen, dass die Haftreibung in der Radaufhängung vernachlässigbar klein ist. Tatsächlich existiert in der Aufhängung aber eine Reibkraft $F_{Reib} > 0$, so dass auch nachfolgend behandelter Sonderfall der fahrbahninduzierten Wankbewegung auftreten kann, das „Nachfahren“ der Straße ohne zu federn.
Zur Verdeutlichung des Bewegungsvorganges zeigt Abbildung 2.18 das Fahrzeug in der bereits bekannten schematisierten Schnittdarstellung bei langsamer Überfahrt einer einseitigen Bodenunebenheit mit großer Wellenlänge ($w\Delta t \to \infty$).

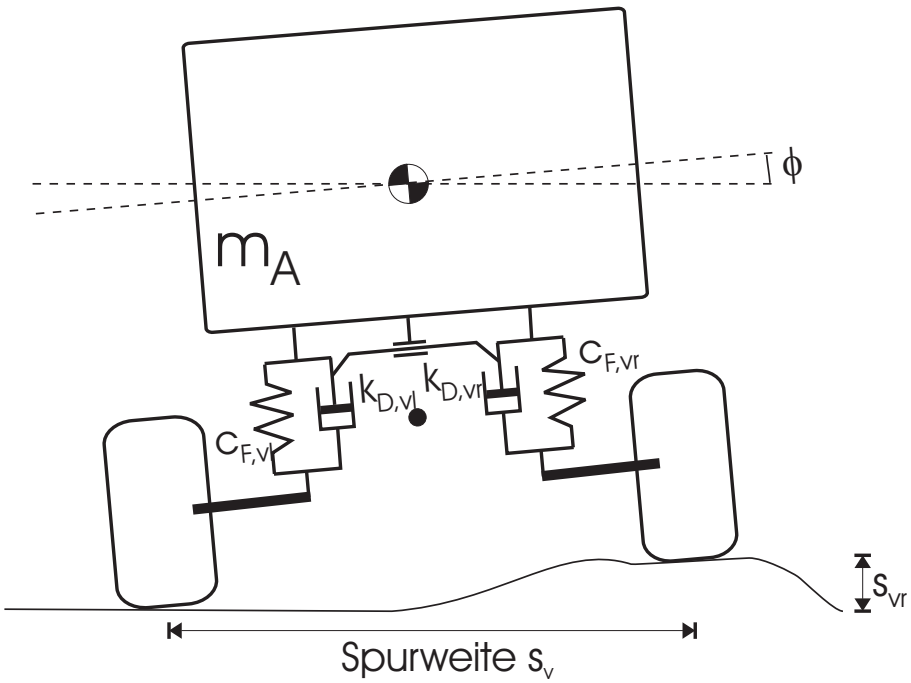


Abbildung 2.18: Überfahren einer einseitigen Bodenunebenheit mit langsamer Geschwindigkeit

Die in der gesamten Aufhängung vorkommende Reibung erzeugt nach [53] Reibungsdämpfung, die über die Gleichung

$$F_{D,Reib} = sgn(v_D) \cdot F_{Reib} \tag{2.33}$$

beschrieben werden kann (siehe auch Abbildung 2.19).

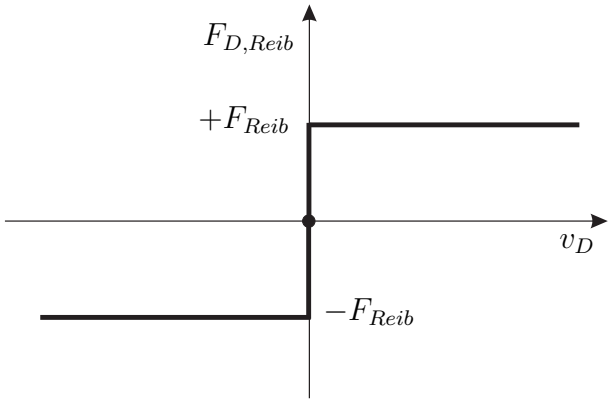


Abbildung 2.19: Kennung einer Reibungsdämpfung

Die in [53] beschriebene Gleichung zur Linearisierung von Kennlinien auf der Grundlage der energetischen Balance lautet nach Anwendung auf den Reibungsdämpfer

$$k_{lin,Reib} = \frac{\int F_{D,Reib} \cdot v_D dt}{\int v_D^2 dt}. \tag{2.34}$$

Allerdings ist es nicht möglich, für den Verlauf der Reibungsdämpfung eine linearisierte Dämpferkennung exakt auszurechnen. Mit (2.34) läßt sich aber die Wirkung der Reibungsdämpfung tendenziell abschätzen. Da das Produkt $F_{D,Reib} \cdot v_D$ definitionsgemäß stets positiv ist, vergrößert sich bei steigender Relativgeschwindigkeit auch der Flächeninhalt unter $F_{D,Reib} \cdot v_D$, also der Zähler von (2.34). Gleichzeitig erhöht sich aber der Nenner des Ausdrucks deutlich schneller, da hier die Relativgeschwindigkeit im Quadrat steht. Folglich wird die linearisierte Kennung des Reibungsdämpfers bei zunehmender Relativgeschwindigkeit kleiner und bei sinkender Relativgeschwindigkeit höher.

Da der Reibungsdämpfer parallel zum hydraulischen Dämpfer mit der Dämpferkonstanten k_D geschaltet ist, lässt sich nach [53] die linearisierte Dämpferkennung insgesamt darstellen zu:

$$k_{lin} = k_D + F_{Reib} \frac{\int sgn(v_D) v_D dt}{\int v_D^2 dt}. \tag{2.35}$$

Das heißt im Umkehrschluss, je ebener die Strasse, oder je kleiner die Fahrgeschwindigkeit ist, um so höher wird die Dämpfung, weil der Anteil der Reibungsdämpfung

relativ gesehen zunimmt.

Auf ebener Strasse kann es also bei einer hohen Haftreibung in der Aufhängung zu einem Blockieren der Relativbewegung zwischen Achse und Aufbau kommen.
Für das Fahrzeug in Abbildung 2.18 hat der Umstand zur Folge, dass die Achsaufhängung wie eine starre Verbindung zwischen Rad und Aufbau wirkt. Der idealisierte Zwei-Massen-Schwinger wird zum Ein-Massen-Schwinger und der Aufbau folgt so beim Überfahren der Unebenheit der Straße; er „kopiert“ die Straße.

Kapitel 3

Objektive Beurteilungskriterien

Zur Beurteilung des Fahrverhaltens von Strassenfahrzeugen existiert eine Vielzahl an Manövern und Methoden. Bisweilen bewerten speziell geschulte Testfahrer meist subjektiv die Fahrzeugeigenschaften [87].
Durch immer weiter verkürzte Entwicklungszeiten wird jedoch in der Automobilindustrie zunehmend der Einsatz simulativer Berechnungs- und Optimierungsmethodiken, und damit auch die Definition und Anwendung objektiver Kriterien wichtig, um in der frühen Entwicklungsphase noch vor den ersten Prototypenfahrzeugen Aussagen zu Fahrdynamik und Fahrkomfort treffen zu können.

Auch in dieser Arbeit sind objektive Kriterien notwendig, um die Performance der später vorgestellten Lösungsansätze beurteilen zu können. Dabei wird jeweils die Entwicklung eines objektiven Kriteriums für die fahrer- und fahrbahninduzierte Wankbewegung fokusiert. Zusätzlich soll ein Kriterium gefunden werden, das eine spezifische Komforteigenschaft (Stößigkeit) auf unebenen Strecken beschreibt.

Zur allgemeinen Beurteilung eines technischen Systems unterscheidet man zwischen zwei Arten von Eingangsfunktionen [53]:

- spezielle Einzelfunktionen
- harmonische Anregung

Zu den speziellen Einzelfunktionen gehört die Sprung- und die Impulsfunktion, im Fahrversuch durch Rampe und Dreieck angenähert. Einzelfunktionen werden meist als Lenkungseingangsgrößen zur Beurteilung des querdynamischen Fahrzeugverhaltens eingesetzt.
Im Fahrbetrieb auf öffentlichen Strassen wird das Fahrzeug meist mit stochastischen Anregungsformen beaufschlagt, die aus der Oberflächenbeschaffenheit der Straße resultieren.

Für beide Anregungsformen sollen in den nachfolgenden Abschnitten objektive Kriterien zur Beurteilung des fahrer- und fahrbahninduzierten Wankverhaltens des

Fahrzeugs erläutert werden.

3.1 Fahrerinduziertes Wankverhalten

Zur Charakterisierung des Verhaltens dynamischer Systeme werden Sprung- und Impulsantwort verwendet.
Nach Laplace-Transformation vom Zeit- in den Bildbereich können die zugehörigen Anregungungs-Funktionen folgendermaßen dargestellt werden:

$$\text{Sprungfunktion:} \quad \mathcal{L}\left[1(t)\right] = \frac{1}{s}; \tag{3.1}$$

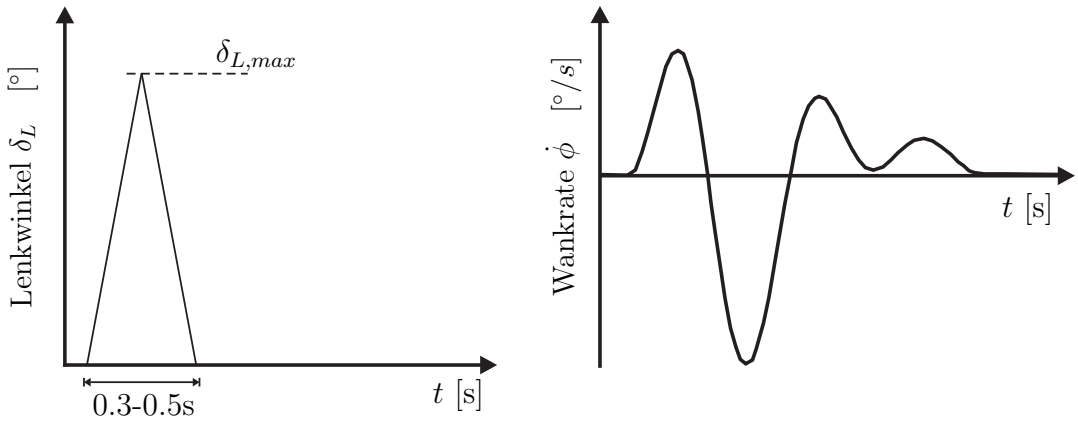
$$\text{Impulsfunktion(Dirac-Impuls):} \quad \mathcal{L}\left[\delta(t)\right] = 1 \tag{3.2}$$

Unter Anwendung eines Lenkwinkelsprungs ist es zwar möglich, den Wankwinkelaufbau, das Übergangsverhalten zum stationären Wankwinkel sowie die Wankstabilisierung eines Fahrzeugs zu bewerten, die Beurteilung der Wankdynamik bzw. der Wankdämpfung ist mit diesem Manöver aber nur schwer möglich. Dies liegt darin begründet, dass beim Lenkwinkelsprung - vor allem auf hohem Reibwert - Querbeschleunigungsaufbau und -amplitude die subjektiven Eindrücke der Wankdynamik beeinflussen.
Zur Beschreibung der Wankdämpfung wird deshalb in dieser Arbeit das Impuls-Antwort-Verhalten des Fahrzeugs untersucht.

Da in der Praxis der ideale Dirac-Impuls nach (3.2) nicht realisierbar ist, wird zur Annäherung auf einen Lenkwinkelimpuls zurückgegriffen, wie er beispielsweise in [90] definiert ist (Abbildung 3.1(a)).
Exemplarisch zeigt Abbildung 3.1(b) ein typisches Antwortverhalten des Fahrzeugs in Form der Wankrate dargestellt über der Zeit.

Während der Wankwinkel meist in der quasi-stationären Kreisfahrt [87] ermittelt und in einer Darstellung des Wankwinkels über der Querbeschleunigung quantifiziert wird (siehe Abbildung 2.9), hat sich zur Beurteilung der Wankdynamik noch kein Verfahren mit festen Beurteilungsgrößen etabliert.
Entsprechend der Argumentation aus Kapitel 2 soll ab hier die Zustandsgröße Wankrate $\dot{\phi}$ zur Beschreibung der Wankdynamik verwendet werden, wobei das Fahrzeug mit dem in 3.1(a) definierten Lenkwinkelimpuls angeregt wird. Da es in der Praxis möglich ist, die Wankrate mit Hilfe eines einfachen Drehratensensors nahe dem Fahrzeugschwerpunkt zu messen und die Wankrate in den folgenden Kapiteln eine übergeordnete Rolle spielen wird, ist die Auswertung dieser Größe der Wankbeschleunigung $\ddot{\phi}$ vorzuziehen.

Ursprünglich dazu entwickelt, das Gierübertragungsverhalten von Fahrzeugen zu beurteilen, eignet sich der Lenkwinkelimpuls gut zur Analyse des dynamischen Wank-



(a) Definition des Lenkwinkelimpulses (nach [90])

(b) Impulsantwortverhalten des Fahrzeugs

Abbildung 3.1: Lenkwinkelimpuls und Zeitantwort (qualitativ)

verhaltens. Bei der Durchführung ist darauf zu achten, dass die Impulsdauer zwischen 0.3 und 0.5s beträgt.

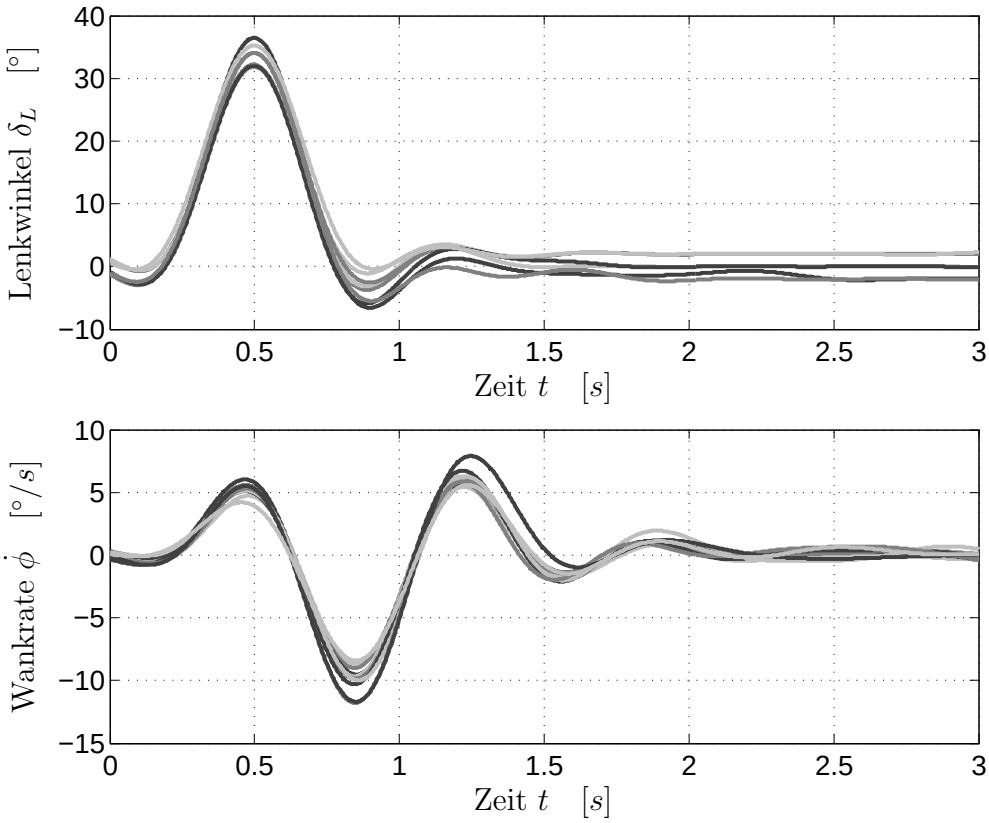


Abbildung 3.2: Reproduzierbarkeit der Anwankmanöver im Fahrversuch

In einem Praxisversuch wurde untersucht, wie sich der in Abbildung 3.1(a) dargestellte Lenkwinkelimpuls in die Praxis umsetzen und durch den Fahrer reprodu-

zierbar durchführen lässt. Ein Testfahrer versuchte dabei, bei konstanter Geschwindigkeit von $v_x = 100km/h$ mehrmals hintereinander einen maximalen Lenkwinkel $\delta_{L,max}$ von 30° zu erreichen, dabei aber Dauer des Impulses sowie das Überschwingen am Ende des Lenkvorgangs möglichst konstant zu belassen. Abbildung 3.2 zeigt das Ergebnis von zehn Lenkimpulsen. Zu beachten ist, dass die Signale nachträglich tiefpassgefiltert wurden, um eine bessere Darstellbarkeit zu erreichen.

Wie zu erkennen ist, bleibt zwar die Grundform des Lenkinputs stets ähnlich, reproduzierbar liegen die Verläufe jedoch nicht aufeinander.

Zur genaueren Analyse der Abhängigkeit stand ein mit einem Verstelldämpfersystem (siehe Kapitel 4) ausgerüstetes Versuchsfahrzeug zur Verfügung. Damit ist es möglich, die Dämpfercharakteristiken über die Einstellung einzelner Parameter zu verändern und den Fahrzeugaufbau in seiner Bewegung unterschiedlich stark zu bedämpfen.
Bei der Betrachtung mehrerer Anwankversuche mit unterschiedlichen Dämpfereinstellungen zeigen sich die in Abbildung 3.3 dargestellten Ergebnisse.

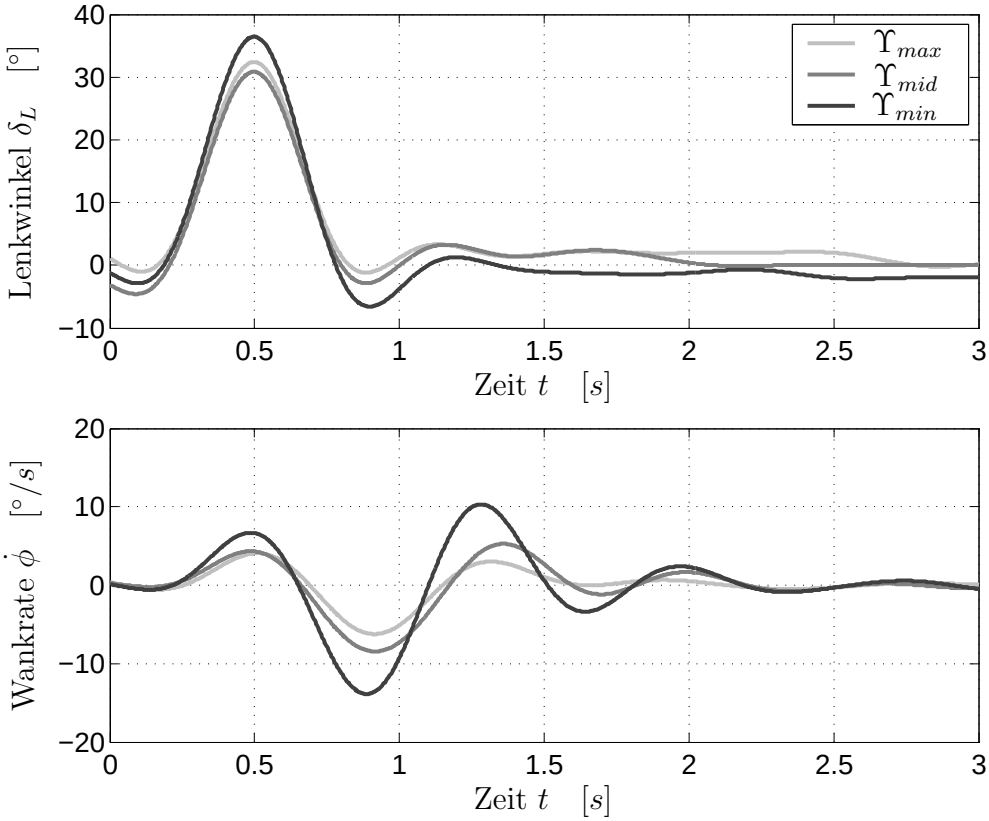


Abbildung 3.3: Auswirkung verschiedener Dämpfereinstellungen (Messung)

Der Unterschied zwischen den Dämpfkraftcharakteristiken „weich“, „mittel“ und „hart“ (Υ_{max}, Υ_{mid}, Υ_{min}) ist dabei für die Fahrzeuginsassen subjektiv deutlich spürbar.

Es ist zu erkennen, dass die Lenkwinkelvorgabe des Fahrers nicht immer gleich verläuft, weshalb aus Abbildung 3.3 direkt kein objektives Kriterium ableitbar ist und nur festgestellt werden kann, dass der Verlauf der Zustandsgröße $\dot{\phi}$ zur weiteren Analyse qualitativ in drei Bereiche I-III untergliedert werden kann (Abbildung 3.4 und Tabelle 3.1).

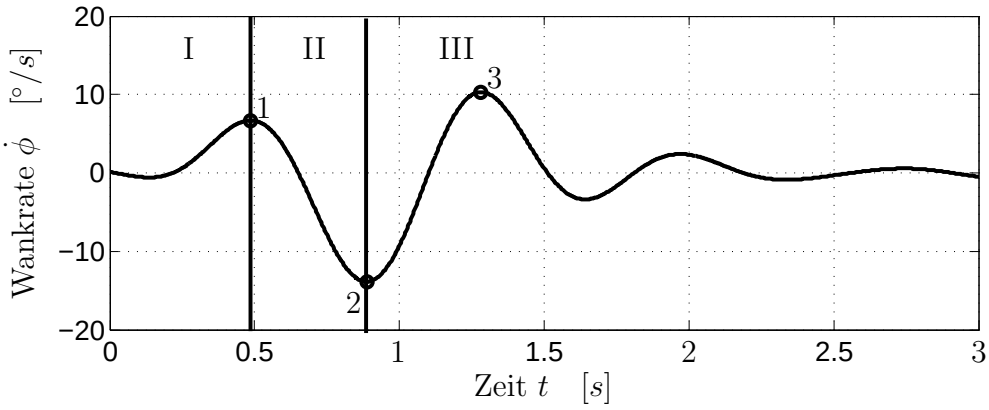


Abbildung 3.4: Aufteilung der Wankschwingungsbereiche

Tabelle 3.1: Definition der Wankschwingungsbereiche

Abschnitt	Bezeichnung
Phase I	Anwanken
Phase II	Nachwanken
Phase III	Ausschwingen

Phase I: Anwanken
Das Anwanken stellt die erste Bewegung des Fahrzeugaufbaus um die x-Achse nach einer Lenkwinkeleingabe dar. Diese „Kippbewegung“ des Aufbaus kann subjektiv beurteilt werden. Feine Unterschiede im Anwankverhalten, wie Sie beispielsweise für die Optimierung von Regelunsalgorithmen auftreten, lassen sich allerdings kaum auflösen. So erfordert zum Einen die Durchführung des Lenkwinkelimpulses die volle Aufmerksamkeit des Fahrers, zum Anderen beeinflusst die auf das Fahrzeug wirkende Querbeschleunigung den subjektiven Eindruck.
Das Maximum der Wankrate in Phase I der Wankbewegung - das sogenannte Anwankmaximum - liefert Aufschluss über die Wankdämpfung des Fahrzeugs beim Anlenken (Punkt 1, Abbildung 3.4).

Phase II: Nachwanken
In dieser Phase der dynamischen Schwingungsantwort übt der Fahrer mit seiner Lenkwinkeleingabe einen erheblichen Einfluss auf die Wankbewegung aus. Wie weiter oben bereits beschrieben, ist es nicht möglich, einen idealen Impuls nach Dirac

vorzugeben. Selbst bei Annäherung des Dirac-Impulses mit Hilfe des in [90] beschriebenen Dreieckimpulses ist es dem Menschen nicht möglich, diesen Verlauf 100% ideal umzusetzen: Das Ende der Lenkbewegung ist entgegen der qualitativen Darstellung in Abbildung 3.1(b) stets mit einem Überschwinger am Ende der Lenkbewegung verbunden (siehe Abbildung 3.2), dessen Höhe und Dauer sich zusätzlich zur Zeitdauer des Impulses auf den Wankratenverlauf in Phase II auswirkt.
Auf Grund der vielen Einflussfaktoren auf den Verlauf der Wankrate in Phase II wird dieser Abschnitt der Wankbewegung nicht zur Beurteilung der Wankdynamik herangezogen. Vielmehr stellt dieser Bereich des Nachwankens den Übergang vom Anwanken zum Ausschwingen dar.

Phase III: Ausschwingen
Der Ausschwingvorgang charakterisiert das Abklingen der Wankschwingung in dem Bereich, in dem keine Lenkwinkeleingabe mehr stattfindet. Dieser Bereich ist kennzeichnend für das subjektiv empfundene Maß an Wankdämpfung.
Zur Beurteilung spielt zum Einen die maximale Amplitude und zum Anderen die Abklingzeit der Schwingung eine Rolle.

Es konnte oben gezeigt werden, dass das qualitative Antwortverhalten des Fahrzeugs auf einen angenäherten Impuls stets ähnlich ist. Damit wurde es möglich, drei Wankschwingungsbereiche zu definieren, wobei die Phasen I und III das subjektive Empfinden prägen. Diesen Abschnitten der Wankbewegung des Fahrzeugs können nun Mess- und Bezugsgrößen zugewiesen werden. So gelingt es, ein objektives Abbild des subjektiven Fahreindrucks zu erzeugen.
Dazu werden im Folgenden Anwanken und Ausschwingen separat beleuchtet.

3.1.1 Phase I: Anwanken

Nachfolgende Abbildung 3.5 zeigt den Zusammenhang zwischen den Lenkwinkeleingaben des Fahrers und der am Fahrzeug angreifenden Querbeschleunigung. Wie in Kapitel 2 gezeigt, entsteht aus der am Schwerpunkt des Aufbaus angreifenden Querbeschleunigung und den dort definierten geometrischen Parametern ein Moment um die x-Achse, welches das Fahrzeug zu Wankschwingungen anregt.

Ein Kriterium zur Bewertung des Wankverhaltens, das den Absolutwert der Wankgeschwindigkeit als objektives Maß verwendet, ist nicht geeignet, da diese von der Querbeschleunigung und diese wiederum von der Lenkwinkeleingabe des Fahrers abhängt (siehe Abbildung 3.5).
Eine Möglichkeit, robuste und zuverlässige Aussagen über das Wankverhalten unterschiedlicher Fahrzeuge zu erzielen, ist die Ausgangsgröße $\dot{\phi}$ auf eine geeignete Eingangsgröße des Systems zu beziehen.
Dafür ist der Lenkwinkel nicht geeignet, da z.B. auf Grund von

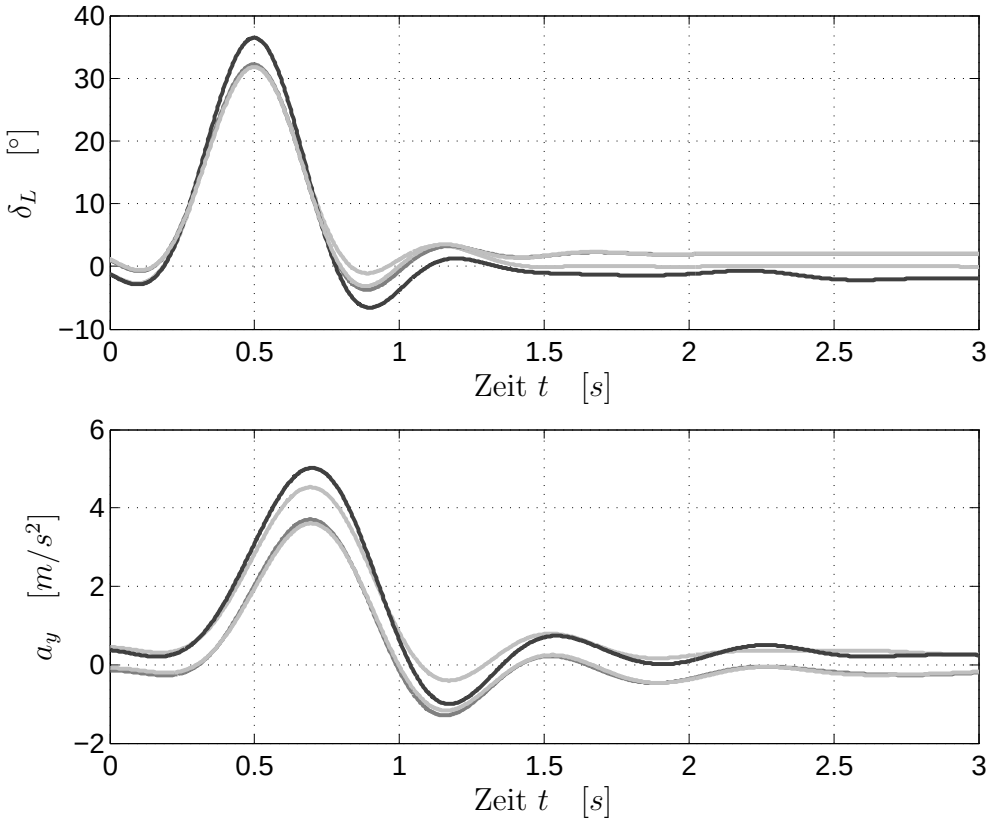


Abbildung 3.5: Zusammenhang zwischen Lenkwinkel und Querbeschleunigung (Messung)

- Elasitizitäten im Lenkstrang
- Fahrzeug zu Fahrzeug wechselnder Lenkgetriebeübersetzung
- Fahrzeug zu Fahrzeug wechselnder Achskonzepte
- unterschiedlicher Massen und Massenverteilungen
- aktiven Vorder- oder Hinterachslenkungen
- Fahrzeuggeschwindigkeit
- Reifentyp, -dimension und -zustand

der Lenkwinkel stets zu einer unterschiedlichen Fahrzeugreaktion führt und so der direkte Vergleich verschiedener Fahrzeugtypen untereinander nicht möglich wäre. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit die Wankrate in Phase I auf das am Fahrzeug angreifende Querbeschleunigungsmaximum bezogen.

Zur Analyse des Zusammenhangs wurden mit dem Versuchsfahrzeug Anlenkversuche durchgeführt, das für diesen Zweck mit einer Lenkmaschine ausgerüstet wurde, um vergleichbare Lenkmanöver zu generieren.

Abbildung 3.6 beweist, dass mit Hilfe der Lenkmaschine der in [90] vorgegebene Lenkwinkelimpuls reproduzierbar umgesetzt werden kann.

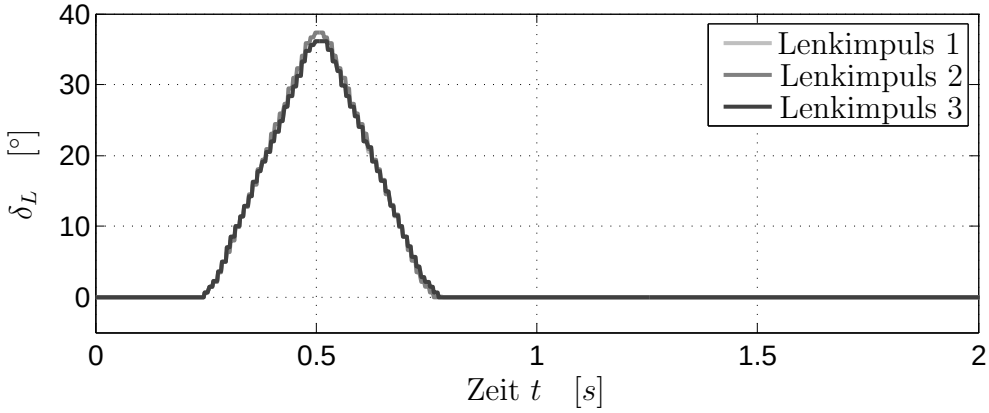


Abbildung 3.6: Wiederholgenauigkeit der Lenkwinkelimpulse bei Verwendung einer Lenkmaschine (Messung)

Die Ergebnisse der Anlenkversuche werden in einem sogenannten Streudiagramm [24] ausgewertet.
Maximawerte der Ausgangsgröße als Resultat mehrerer Anlenkmanöver werden im Streudiagramm auf die Eingangsgröße bezogen und graphisch als Punkte dargestellt. Jedes Anlenkmanöver ergibt so einen Punkt in der Diagrammebene. Der Abszisse wird das Maximum der Eingangsgröße (Querbeschleunigung $a_{y,max}$), der Ordinate das Maximum der betrachteten Ausgangsgröße ($\dot{\phi}_{I,max}$) zugeordnet.

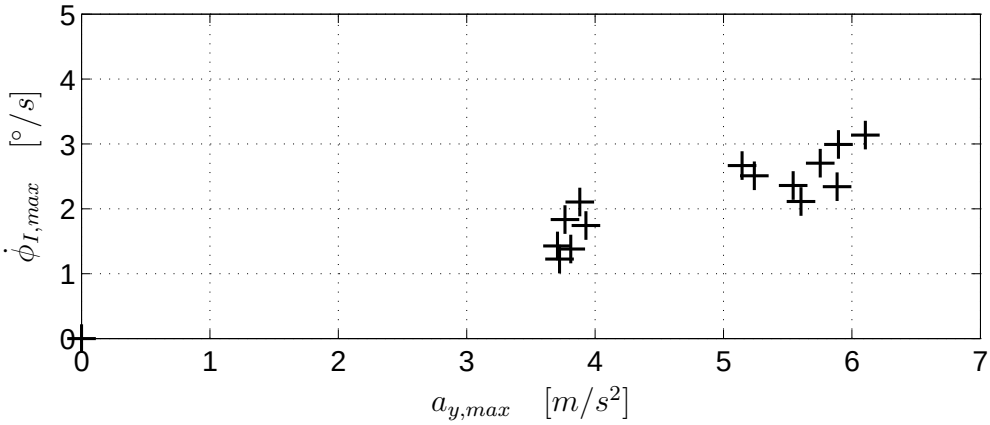


Abbildung 3.7: Streudiagramm Anwanken - Durchführung an zwei Betriebspunkten (Messung)

Die in Abbildung 3.7 dargestellten Ergebnisse wurden aus Messungen an zwei Betriebspunkten mit unterschiedlichen Amplituden für die Lenkwinkeleingabe erzeugt, bei $4m/s^2$ und $6m/s^2$, weshalb sich auch die Punktewolken um diese Betriebspunkte herum gruppieren. Der Ursprung (0/0) ist Bestandteil jeder Messung.

Es fällt auf, dass die erhaltenen Werte trotz exakter Lenkwinkelvorgabe durch die Lenkmaschine sowohl in x- als auch in y-Richtung streuen. In x-Richtung ist dies damit zu erklären, dass die Fahrgeschwindigkeit nicht reproduzierbar gleich gehalten werden konnte. So entstehen trotz identischem Lenkwinkel durch unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten Streuungen in der Querbeschleunigung.
Die Streuung der Werte in y-Richtung ist damit zu erklären, dass die Fahrbahnoberfläche nicht gleichmäßig eben ist. Obwohl die Fahrdynamikfläche, auf der die Messungen durchgeführt wurden, optisch sehr eben ist, treten durch Unebenheiten doch geringe Wankbewegungen auf, die von der Fahrzeugsensorik mitgemessen werden.

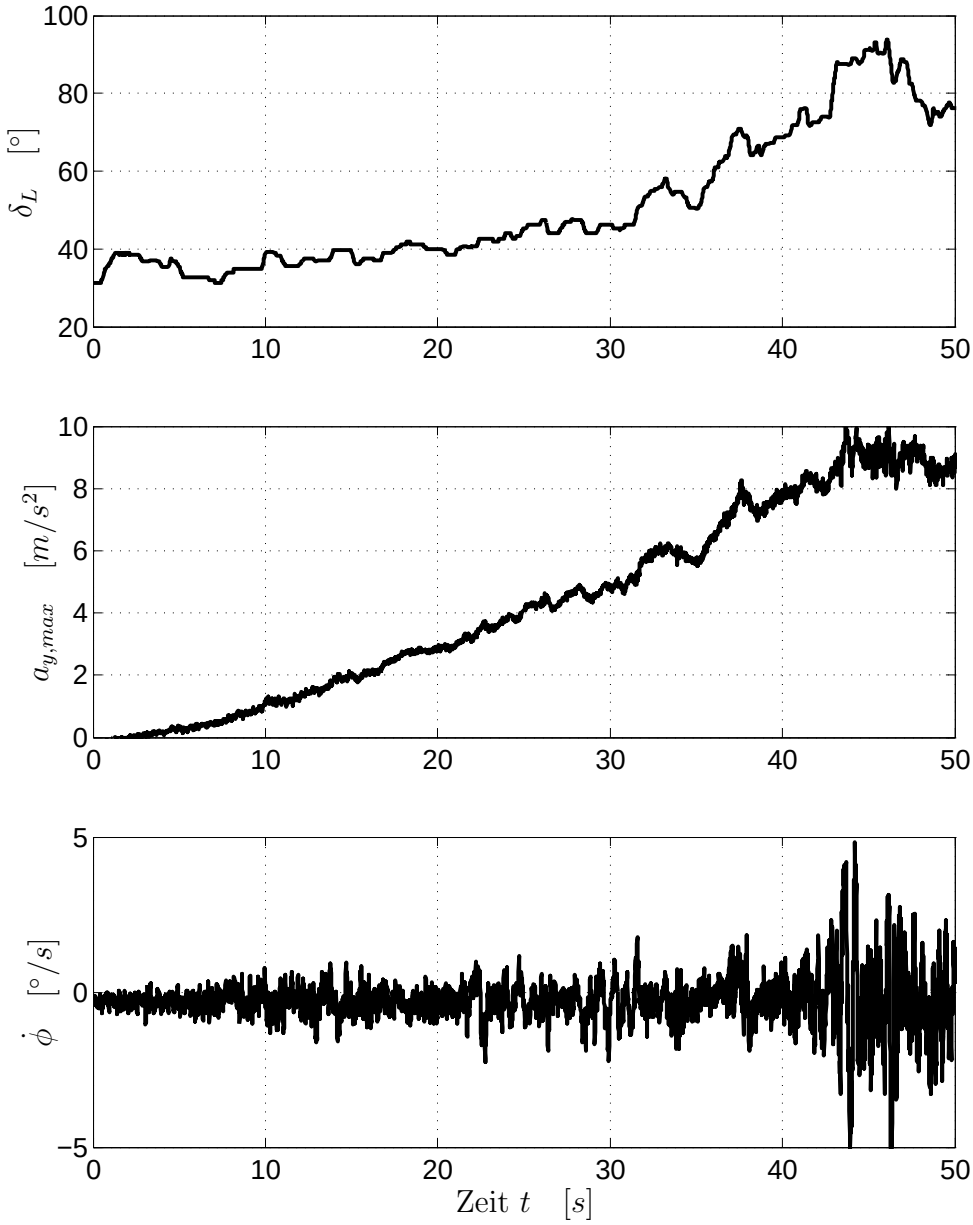


Abbildung 3.8: Quasi-stationäre Kreisfahrt (Messung)

Zur Verdeutlichung zeigt Abbildung 3.8 die Messgrößen Lenkwinkel δ_L, Querbeschleunigung a_y und Wankrate $\dot{\phi}$, die bei der Durchführungen einer quasi-stationären Kreisfahrt auf der Fahrdynamikfläche aufgezeichnet wurden.

Zu erkennen ist, dass die Wankratenamplituden über der Querbeschleunigung ansteigen, obwohl das Fahrmanöver rein quasi-stationär durchgeführt wurde und so keine Wankgeschwindigkeiten aus der Lenkwinkeleingabe des Fahrers resultieren können. Der Effekt entsteht also ausschließlich aus der Anregung durch die Fahrbahn, wobei sich die Fahrbahneinflüsse mit zunehmender Querbeschleunigung verstärken, was mit der zunehmenden Verhärtung der Federelemente der Achsen erklärbar ist. Vor allem die stark progressive Kennungen der Zusatzfeder- und Zuganschlagelemente erhöhen auf Grund ihrer zunehmenden Verhärtung bei steigender Querbeschleunigung den Stoßeintrag von der Strasse. Auch die Federkräfte der Reifen unterscheiden sich bei Kurvenfahrt durch die stärkere Eindrückung der kurvenäußeren Räder und induzieren somit eine Wankbewegung von der Strasse her.

Abbildung 3.9 stellt den Zusammenhang zwischen Wankrate und Querbeschleunigung in einem Diagramm dar.

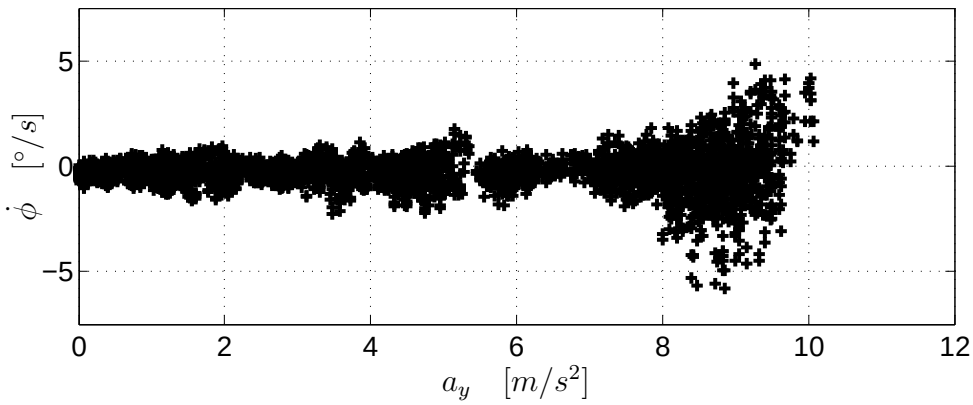


Abbildung 3.9: Messgrößen aus der quasi-stationären Kreisfahrt (Messung)

Die Standardabweichung σ der Wankrate bis zu einem Querbeschleunigungsbereich von $6m/s^2$ liegt in diesem Fall bei $\sigma = 0,8033°$. Dieser Wert deckt sich mit der Streuung um die Mittelwerte der Wankraten an beiden Betriebspunkten $\bar{\dot{\phi}}_{4m/s^2} = 2,8°$ und $\bar{\dot{\phi}}_{6m/s^2} = 4,05°$ in Abbildung 3.7.

Zur Analyse des Zusammenhangs des Anwankmaximums $\dot{\phi}_{I,max}$ und der Querbeschleunigung $a_{y,max}$ im Streudiagramm (Abbildung 3.7) bedient man sich der statistischen Methode der Regression.

Der Zusammenhang zwischen den x- und y-Werten im Streudiagramm kann durch folgende Gleichung konkretisiert werden:

$$Y = f(X) \tag{3.3}$$

Das heißt, die Ausgangsgröße Y hängt mit X über eine Funktion zusammen, die mit f bezeichnet ist. Da meist unklar ist, ob die Streuung der Messwerte durch Ungenauigkeiten in der Versuchsdurchführung oder durch tatsächliche Nichtlinearitäten im System hervorgerufen werden, behandelt man die Streuung der Einfachheit halber als statistischen Fehler.
D.h. der funktionale Zusammenhang zwischen Querbeschleunigung und Wankrate wird nicht als exakt angenommen, sondern man lässt einen zufälligen Fehlerterm ϵ zu. Geht man davon aus, dass dieser additiv ist, so erhält man die Beziehung

$$Y = f(X) + \epsilon. \tag{3.4}$$

Ziel muss es sein, eine Ausgleichsgerade $f(X)$ zu finden, die den funktionalen Zusammenhang zwischen den Größen X und Y mit einem möglichst geringen Fehler beschreibt; der Fehler ϵ soll also möglichst klein sein. Beziehungen dieser Art heißen „Regressionen“ [24].
Da die Regressionsgerade definitionsgemäß durch den Ursprung verlaufen muss ($\dot{\phi} = 0$ wenn $a_y = 0$), kann die Ausgleichsgerade durch die Punktewolke mit folgender Gleichung beschrieben werden:

$$f(X) = \beta X. \tag{3.5}$$

Wie in [24] ausführlich erläutert, berechnet sich die Ausgleichsgerade unter Zuhilfenahme der Methode der kleinsten Quadrate und erhält schließlich die Form

$$\hat{y} = \hat{\beta} x. \tag{3.6}$$

Dabei ist $\hat{\beta}$ der Kleinste-Quadrate-Schätzer, also der Wert, für den die Streuung der Werte um die Ausgleichsgerade ein Minimum annimmt. $\hat{\beta}$ ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$\hat{\beta} = \frac{\sum_{i=1}^{n} y_i x_i - n\bar{y}\bar{x}}{\sum_{i=0}^{n} x_i^2 - n\bar{x}^2}, \tag{3.7}$$

mit $\bar{y}$ und $\bar{x}$ als Mittelwerte der x- und y-Werte.
Nach Berechnung von (3.7) lässt sich die Ausgleichsgerade (3.6) durch die erhaltene Punktewolke legen (Abbildung 3.10).

Es wird davon ausgegangen, dass der Zusammenhang zwischen Wankraten- und Querbeschleunigungsmaximum bis zu einem Maximalwert von $6m/s^2$ mit der Regressionsgeraden ausreichend genau beschrieben werden kann.

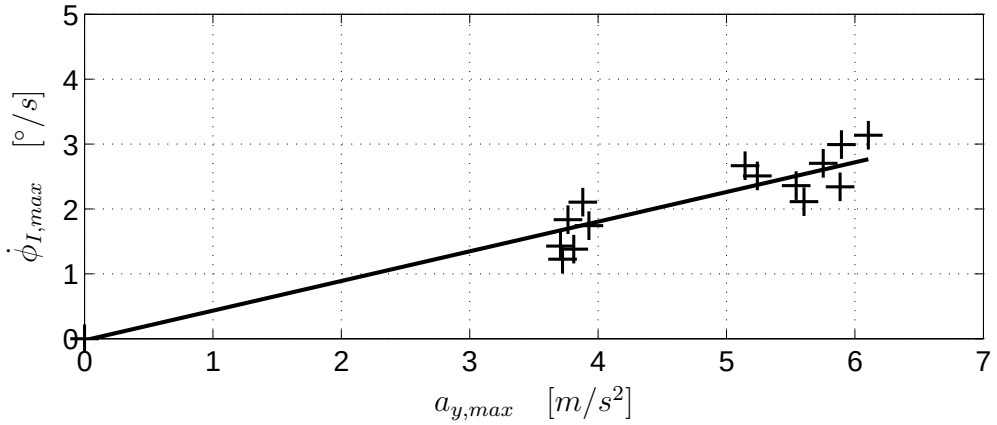


Abbildung 3.10: Streudiagramm Anwanken - Durchführung an zwei Betriebspunkten (Messung)

Da die Streuung der Wankrate aber mit wachsender Querbeschleunigung zunimmt (siehe Abbildung 3.9), werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit ausschließlich Lenkwinkelimpulse zur Erreichung eine maximalen Querbeschleunigung von $4m/s^2$ durchgeführt.

Die Steigung der gewonnenen Regressionsgeraden dient hier als objektives Vergleichsmaß für die Wankdämpfung in Phase I und wird mit Γ_I bezeichnet. Zur besseren Darstellbarkeit wird die Wankdämpfung Γ_I auf die maximal erreichbare Wankdämpfung $\Gamma_{I,max}$ bezogen und der Kehrwert gebildet. Das so entstandene Wankdämpfungsmaß $(\Gamma_I/\Gamma_{I,max})^{-1}$ wird zur Beschreibung der Wankdämpfung in Phase I verwendet, wie Abbildung 3.12 zeigt.

Abbildung 3.11 fasst die Anwankmaxima $\dot{\phi}_{I,max}$ verschiedener Versuche mit maximal und minimal erreichbarem Dämpfkraftniveau (Υ_{max} und Υ_{min}) des im Versuchsfahrzeug eingebauten Verstelldämpfersystems zusammen.

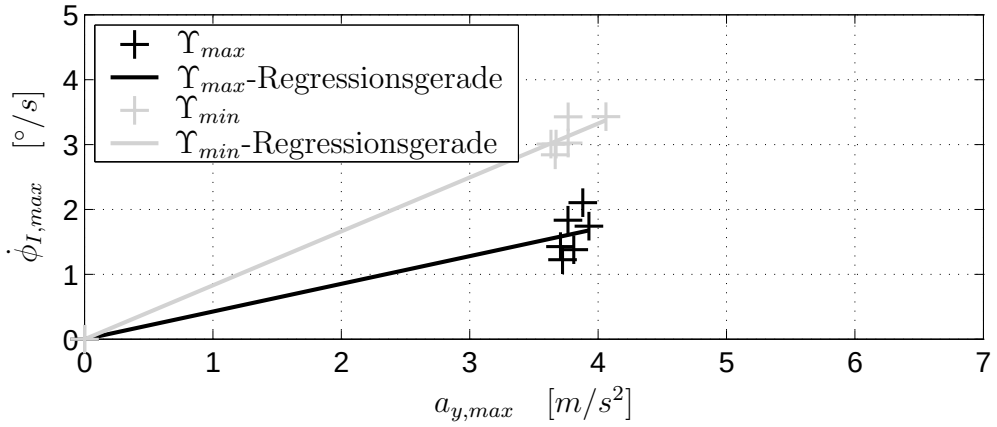


Abbildung 3.11: Streudiagramm Anwanken - Vergleich Υ_{max} und Υ_{min} (Messung)

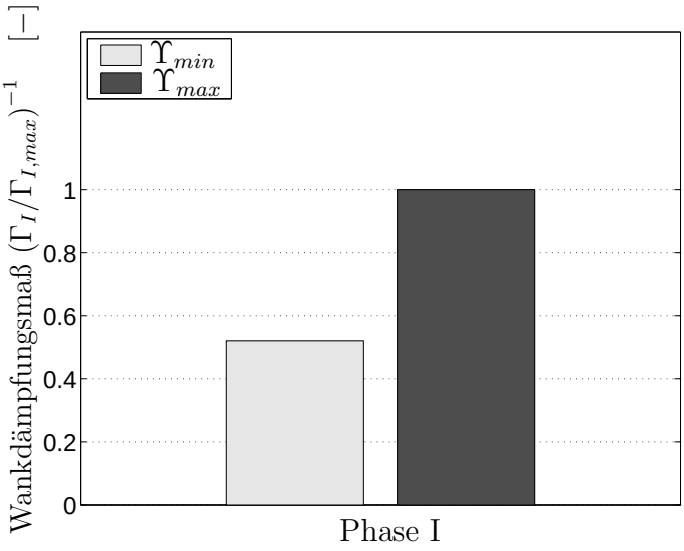


Abbildung 3.12: Wankdämpfungsmaß in Phase I - Vergleich Υ_{max} und Υ_{min} (Messung)

Beim Lenkwinkelimpuls mit einer maximalen Querbeschleunigung von $4m/s^2$ ist also mit der minimalen Kennung Υ_{min} beim Anwanken (Phase I) nur knapp 50% der Wankdämpfung der maximalen Kennung Υ_{max} erreichbar.

3.1.2 Bereich III: Ausschwingen

Das Ausschwingen des Fahrzeugaufbaus bei impulsartiger Lenkwinkeleingabe kann subjektiv leichter beurteilt werden als das Anwanken. Die Gründe hierfür sind, dass der Fahrer nicht mehr mit dem Lenkvorgang an sich beschäftigt ist und außerdem kaum Querbeschleunigungen auf den Körper wirken, was dazu führt, dass das Wankempfinden nicht von Querkräften überlagert wird.
In dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass das Maß der Wankdämpfung vom Beurteilenden sowohl nach Höhe der Ausschwing-Amplitude als auch der Schwingungsdauer beurteilt wird. Damit ist ein Einzelkriterium analog Kapitel 3.1.1 zur Beschreibung des Ausschwingens nicht ausreichend.

Abbildung 3.13 zeigt zwei Wankratenverläufe im Vergleich (Υ_{max} und Υ_{min}). Die Ergebnisse sind auch hier wieder aus zwei Messungen entstanden, die mit dem Versuchsfahrzeug und Lenkmaschine durchgeführt wurden.
In Phase III des Schwingvorgangs sind Unterschiede in Amplitude und Schwingungsdauer erkennbar.

Wendet man zur Analyse des Ausschwingens das Verfahren analog zu Kapitel 3.1.1 auf das Ausschwingmaximum $\dot{\phi}_{III,max}$ (Punkt 3 in Abbildung 3.4) an,
so erhält man aus dem Vergleich der beiden Dämpfer-Einstellungen Υ_{max} und Υ_{min} die in Abbildung 3.15 dargestellten Ergebnisse. Das heißt, mit Υ_{min} ist die Wank-

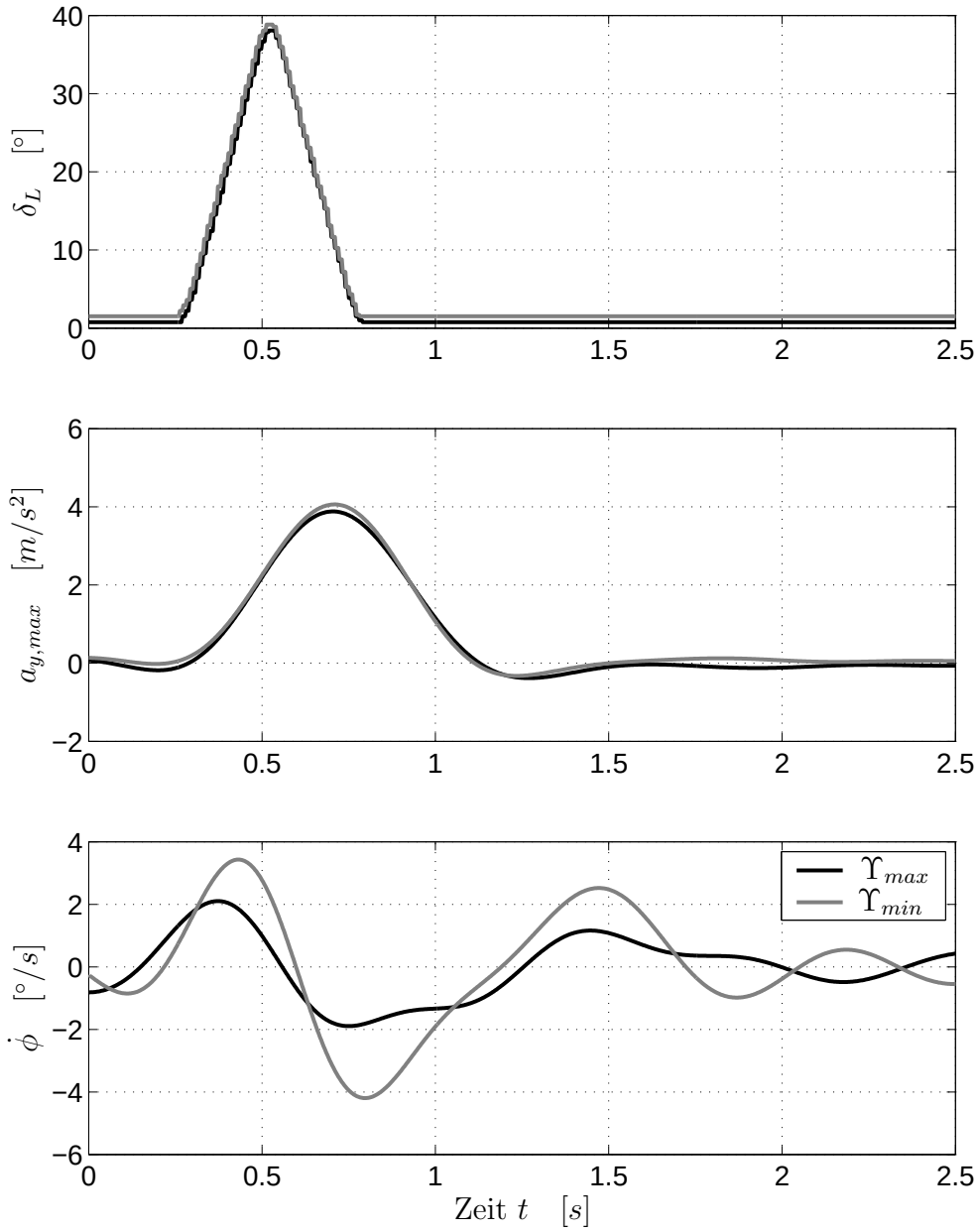


Abbildung 3.13: Verlauf der Wankrate - Vergleich Υ_{max} und Υ_{min} (Messung)

dämpfung in Phase III nur ca. 40% von Υ_{max}.

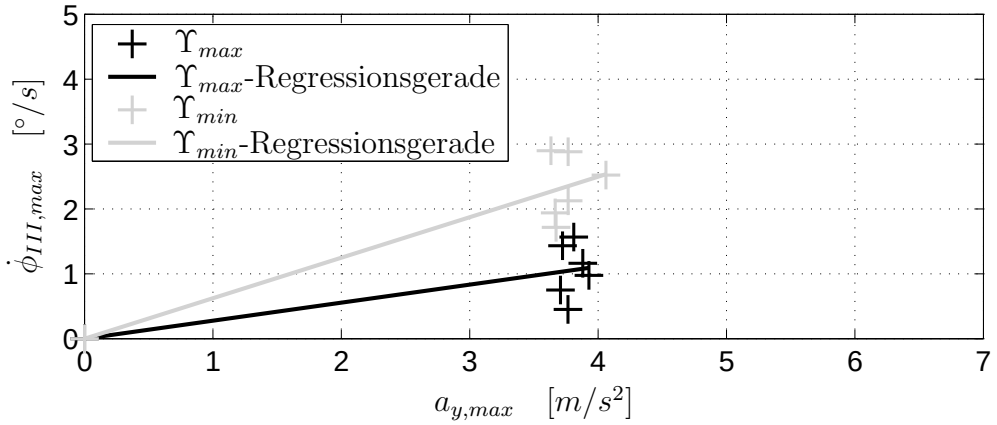


Abbildung 3.14: Streudiagramm Ausschwingen - Vergleich Υ_{max} und Υ_{min} (Messung)

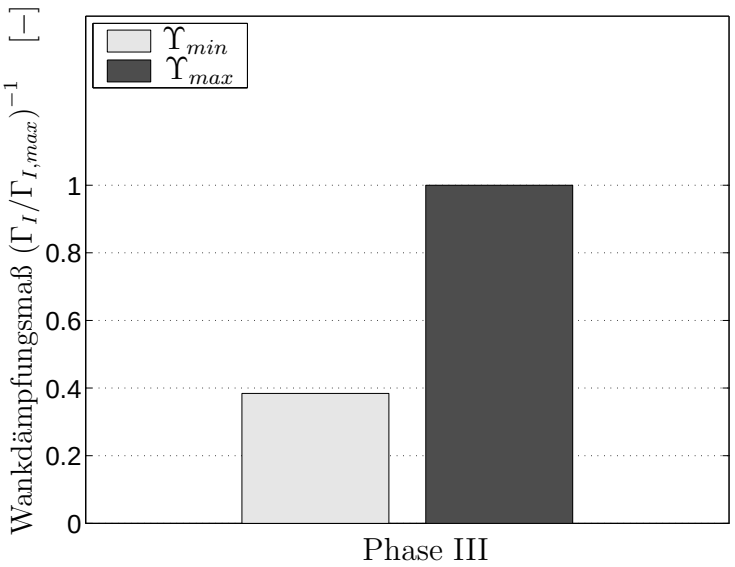


Abbildung 3.15: Wankdämpfung in Phase III - Vergleich Υ_{max} und Υ_{min} (Messung)

Wie bereits oben erwähnt, definiert sich die Beurteilung des Ausschwingens nicht allein über die Höhe des Ausschwingmaximums. Vielmehr spielt in der Erfassung des Schwingvorgangs auch die Abklingzeit eine Rolle.

Bezogen auf den qualitativen Verlauf der Wankschwingung (siehe Abbildung 3.16), berechnet sich die Abklingkonstante σ_{III} aus dem Betrag des Minimum Ausschwingen $|\dot{\phi}_{III,min}|$ mit den Koordinaten (x_2, y_2) und dem Maximum Ausschwingen $|\dot{\phi}_{III,max}|$ mit (x_3, y_3) zu

$$\sigma_{III} = \frac{ln(\frac{|y_2|}{|y_3|})}{x_3 - x_2}. \tag{3.8}$$

Abbildung 3.17 zeigt den gemessenen Wankratenverlauf eines Anlenkmanövers mit dem Versuchsfahrzeug. Die mittels (3.8) ermittelte Abklingkonstante σ_{III} ergibt die

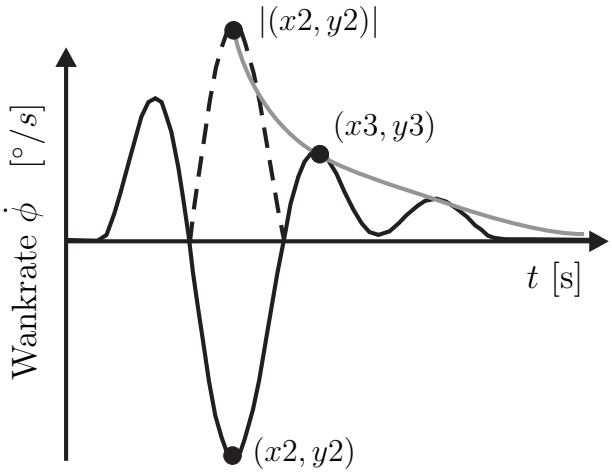


Abbildung 3.16: Berechnung der Abklingkonstante aus dem Wankschwingungsverlauf (qualitativ)

dargestellte e-Funktion für das Abklingen der Wankschwingung. Zur weiteren Verdeutlichung wurden die Punkte $|(x2, y2)|$ und $(x3, y3)$ aus Abbildung 3.16 mit eingetragen.

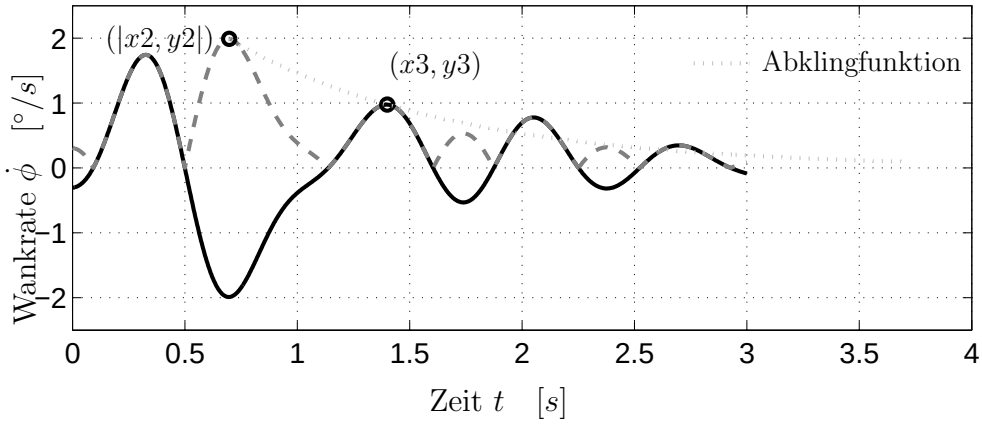


Abbildung 3.17: Darstellung der aus σ_{III} ermittelten Abklingfunktion an Hand eines gemessenen Wankratenverlaufs

Ermittelt man die Abklingkonstanten für alle Fahrmanöver, so lassen sich die Mittelwerte der Abklingkonstanten $\bar{\sigma}_{III}$ auf den Mittelwert der maximalen Abklingkonstanten $\bar{\sigma}_{III,max}$ bei Υ_{max} beziehen und im bekannten Balkendiagramm als Abklingmaß anschaulich darstellen. Abbildung 3.18 zeigt im Vergleich das Abklingmaß der beiden Dämpfereinstellungen Υ_{min} und Υ_{max}.

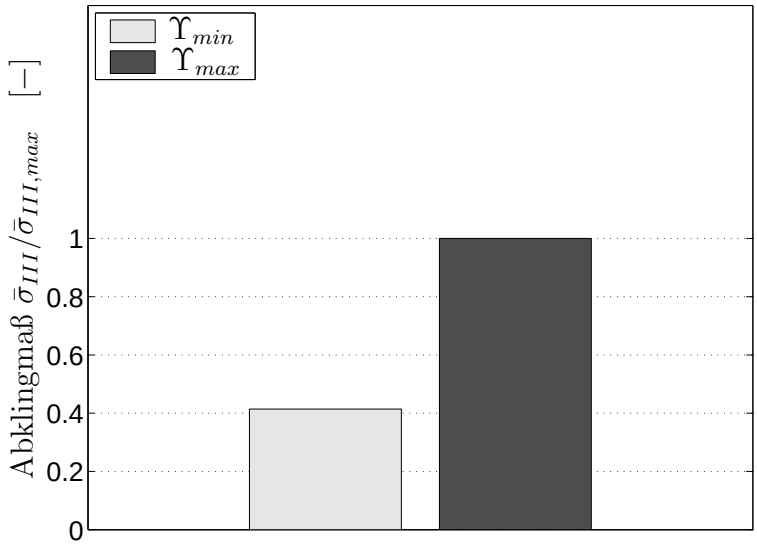


Abbildung 3.18: Abklingmaß $\bar{\sigma}_{III}/\bar{\sigma}_{III,max}$ - Vergleich von Υ_{max} und Υ_{min} (Messung)

Nachdem in diesem Kapitel mit Hilfe von Fahrversuchen mit Lenkmaschine objektive Kriterien zur Beschreibung des fahrerinduzierten Wankverhalten bezüglich den dominanten Phasen Anwanken und Ausschwingen entwickelt wurden, erläutert der nächste Abschnitt Kriterien zur Bewertung des fahrbahninduzierten Wankverhaltens.

3.2 Fahrbahninduziertes Wankverhalten

Beim Befahren unebener Fahrbahnen erfährt das Fahrzeug in jeder Fahrspur ein stochastisch verteiltes Anregungsspektrum, das neben der Nick- und Hubbewegung des Fahrzeugaufbaus auch zum sogenannten Kopieren führt.
Diese Wankbewegung kann grundsätzlich durch die Zustandsgrößen Wankwinkel, Wankgeschwindigkeit und Wankbeschleunigung charakterisiert werden [31].
In der Literatur (wie beispielsweise in [49],[74]) erfolgt dabei die Auswertung eines Signals stets im Frequenzbereich durch die Bildung des Effektiv- oder auch RMS-Werts. [91] verankert die Methodik auch in einer Norm.

Der RMS-Wert (root mean square) berechnet sich aus der Wurzel über dem Mittelwert des Signalquadrats $x^2(t)$

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T}\int_{t=0}^{t=T} x^2(t)dt}. \tag{3.9}$$

Die Beobachtungsdauer oder auch zeitliche Länge T des Signals hat starken Einfluss auf die Höhe des RMS-Wertes. Nach [91] sollte bei stochastischen Anregungen T

groß gegenüber den statistischen Schwankungsdauern des Signals sein.

Da die RMS-Berechnung mit einem PC durchgeführt wird, der ausschließlich mit diskreten Werten arbeiten kann, muss das kontinuierliche Signal $x(t)$ durch das zeitlich normierte, diskrete Signal $|x[n]|$ ersetzt werden. (3.9) schreibt sich somit als

$$RMS_d = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{n=0}^{N-1}|x[n]|^2} \tag{3.10}$$

mit $N = Tf_s$.
Zeitdiskret wird ein Signal aufgrund der Abtastung des kontinuierlichen Signals mit einer bestimmten Abtastfrequenz $f_s = 2\pi/T_s$ und der anschließenden Normierung des Signals. Dazu wird das Signal $x(t)$ zunächst in das abgetastete Signal $x[t]$ überführt.

Mathematisch kann die Abtastung eines Signals durch die Multiplikation mit einer unendlichen Folge von Einheitsimpulsen mit dem Abstand T_s beschrieben werden.

$$x[t] = \sum_{m=-\infty}^{\infty} x(t)\delta[t - mT_s] = \sum_{m=-\infty}^{\infty} x(mT_s)\delta[t - mT_s] \tag{3.11}$$

Anschließend erfolgt die zeitliche Normierung des Signals, d.h. $x[t]$ wird zu $x[n]$ mit $n = t/T_s$.
Das Ergebnis wird in eine komplexe Reihe transformiert und als diskrete Fourier-Transformierte (DFT) dargestellt

$$X[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n]e^{-j\frac{2\pi kn}{N}}. \tag{3.12}$$

k definiert darin die Frequenzabstände.
Nach Parseval besteht ein Zusammenhang zwischen dem Frequenz- und dem Zeitbereich eines Signals. Das Parseval'sche Theorem sagt aus, dass die Energie eines Signals im Frequenz- und Zeitbereich gleich groß ist

$$\sum_{n=0}^{N-1}|x[n]|^2 = \frac{1}{N}\sum_{k=0}^{N-1}|X[k]|^2. \tag{3.13}$$

Da die einzelnen Werte des DFT-Spektrums normalerweise komplex sind, ist es oft eine elegantere Lösung, das Leistungsspektrum des Signals zu bilden, welches nur reelle Werte enthält. Als Leistungsspektrum $P[k]$ bezeichnet man das reelle Betragsquadrat der Fouriertransformierten $X[k]$.

$$P[k] = \frac{1}{N}|X[k]|^2 \tag{3.14}$$

Das Amplitudenquadrat eines Signals ist proportional zu dessen Energie [6]. Aus diesem Grund wird das Betragsquadrat der Spektralfunktion auch als Leistungsspektrum bezeichnet. Häufig wird dabei die Abkürzung PSD für Power Spectral Density verwendet.

In [18] wurde zusammenfassend festgestellt, dass sich der RMS-Wert eines Signals am besten aus dessen Leistungsdichtespektrum berechnen lässt

$$RMS_{x(t)} = \sqrt{\frac{1}{N/2} \sum_{n=0}^{(N/2)-1} P[k]}. \tag{3.15}$$

Der RMS-Wert eines Signals ist also nichts anderes als die Wurzel aus der Fläche unter der Kurve der spektralen Leistungsdichte. Die Frequenz wird dabei im Intervall $0 < f < \infty$ aufintegriert, unter der Annahme einer einseitigen spektralen Leistungsdichte [15]

$$RMS_{x(t)} = \sqrt{\int_0^\infty P[k]df}. \tag{3.16}$$

Zur Identifikation spezieller Schwingungseingeschaften des PKW werden an dieser Stelle nun die sogenannten Teileffektivwerte (TRMS) eingeführt. Dazu errechnet man den RMS-Wert ausschließlich für ein zuvor vorgegebenes Frequenzband. Solange das Frequenzband unterhalb der Nyquist-Frequenz des Signals liegt, kann es beliebig groß gewählt werden $[f_u; f_o]$

$$TRMS_{x(t)} = \sqrt{\int_{f_u}^{f_o} P[k]df}. \tag{3.17}$$

Die Frequenzbewertung dient nach [91] dazu, die auf den Menschen einwirkenden Schwingungen entsprechend der frequenzabhängigen Beanspruchung zu gewichten und in Ihrer Bandbreite zu begrenzen.
Inhalt dieses Kapitels ist es, die oben vorgestellte Methodik auf die Rotationsschwingung Wanken anzuwenden.

Da in der Messtechnik Beschleunigungsaufnehmer weit verbreitet sind, hat sich in den meisten Publikationen für die Beschreibung des vertikalen (Un-)komforts in z-Richtung die Messung der Aufbaubeschleunigung durchgesetzt.

Die Kopierbewegungen des Fahrzeugaufbaus sollen in dieser Arbeit durch die Auswertung der Wankrate im Frequenzbereich objektiviert werden. Mittlerweile stehen der Automobilindustrie Drehratensensoren zur direkten Messung der Wankrate zur Verfügung. Dieses Vorgehen besitzt eine Reihe von Vorteilen gegenüber der Berechnung der Wankbeschleunigung aus mehreren Vertikalbeschleunigungssensoren, nicht zuletzt deshalb, weil die Messung der Beschleunigung keine zusätzlichen Informationen über den Bewegungszustand enthielte. So genügt ein einzelner schwerpunktsnaher Drehratensensor, um die Wankrate zu ermitteln, ohne die Notwendigkeit der Anwendung spezieller Offsetfilter. Außerdem zeigt sich der Wankratensensor robust gegenüber Beschleunigungseinflüssen durch längs- und querdynamische Fahrmanöver.

Zur Bewertung des fahrbahninduzierten Wankens wird in der Praxis eine sogenannte „Kopierstrecke“ mit dem zu beruteilenden Fahrzeug befahren. Damit wird in den nachfolgenden Kapiteln ein unebenes Teilstück einer Landstraße bezeichnet. Wird die Kopierstrecke mit der Fahrgeschwindigkeit $v_x = 80$ km/h befahren, induziert dies hauptsächlich eine Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus.

In dieser Arbeit wird das Kopierverhalten des Fahrzeugs beim Befahren der Kopierstrecke in Form des Teileffektivwertes der Wankrate im Frequenzbereich $0.3 - 3Hz$ quantifiziert ($TRMS_x$). Je niedriger $TRMS_x$, desto besser wird auch das Kopierverhalten subjektiv beurteilt.

Um die Gültigkeit dieses objektiven Kriteriums zu zeigen, wurde eine Versuchsreihe mit zehn Testpersonen, zumeist speziell geschulte Versuchsfahrer, durchgeführt. Dazu stand ein Versuchsfahrzeug, ausgerüstet mit einem Verstelldämpfersystem (siehe Kapitel 4) zur Verfügung, womit es möglich war, die Wankdämpfung über die Anpassung einzelner Reglerparameter zu variieren. Insgesamt wurden fünf unterschiedliche Einstellung zur Beurteilung ausgewählt.
Die Versuchspersonen sollten nach Befahren der Kopierstrecke ihr Urteil bezüglich Kopieren abgeben und dieses in das in der Automobilindustrie gängige Beurteilungsschema [1] von 1 bis 10 Bewertungseinheiten (BI) einordnen. Trägt man die Mittelwerte der Teileffektiwerte $TRMS_x$ über den Mittelwerten aller subjektiven Beurteilungen zu den einzelnen Einstellungen auf, so erkennt man einen quasi-linearen Zusammenhang zwischen Subjektivurteil und objektiver Messgröße (Abbildung 3.19).

Mit Hilfe der linearen Regressionsgeraden errechnet sich ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,987$. Das heißt, der Zusammenhang zwischen den subjektiven und objektiven Werten lässt sich zu $98,7\%$ mit der dargestellten Geraden abbilden; das Kriterium ist also ausreichend gut als Beurteilungsgröße geeignet.

Wie Kapitel 2 gezeigt hat, ist der Schwingungsdämpfer zwischen Rad- und Auf-

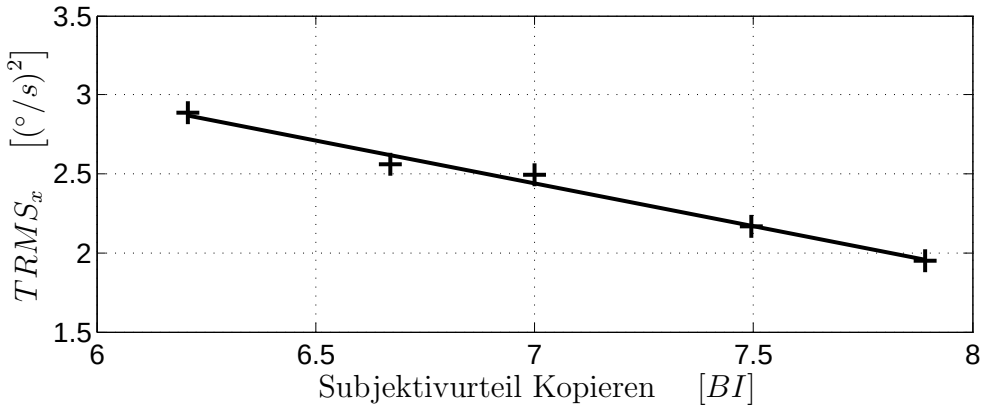


Abbildung 3.19: Regression der subjektiven Beurteilung und des objektiven Kennwerts für Kopieren

baumasse angebracht, beeinflusst bei Anregung des Rades in seiner Wirkung also sowohl das Schwingverhalten des Aufbaus als auch des Rades. Eine Entkoppelung des Fahrzeugaufbaus von der Straße ist niemals vollständig möglich.
Wird der Aufbau in seiner Bewegung bedämpft, können mitunter Stöße von der Straße verstärkt in die Karosserie eingeleitet werden, wie dies schon in Kapitel 2 in der Vergrößerungsfunktion des Zweimassenschwingers dargestellt wurde. Auf Grund des vorhandenen Zielkonflikts zwischen der Bedämpfung des Fahrzeugaufbaus und den Stoßeinträgen von der Straße wird im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit auch stets die Berücksichtigung des Fahrkomforts von Bedeutung sein.
Die globale, objektive Beschreibung des Fahrkomforts ist aber nicht so ohne weiteres möglich. So setzt sich der vom Fahrer empfundene Fahrkomfort neben dem Schwingungseintrag auf den menschlichen Körper aus einer Reihe weiterer haptischer, optischer und akustischer Eindrücke zusammen, die in ihrer Kombination einen gewissen Eindruck vom Fahrzeug vermitteln.
Analog zu den objektiven Kriterien zur Beschreibung von Fahreigenschaften des PKW nach [87], wonach je ein speziell definiertes Fahrmanöver zur Generierung eines objektiven Kennwerts verwendet wird, ist es auch bei der Objektivierung des Fahrkomforts von Vorteil, und teilweise auch unerlässlich, einzelne Fahrkomfortkriterien nur auf speziell dafür geeigneten Strecken zu objektivieren. Denn nur die Kenntnis über die Fahrbahnbeschaffenheit und die daraus angeregten Schwingungsformen lassen einen Abgleich zwischen subjektivem Eindruck und objektivem Kriterium überhaupt zu.
Da im Streckenprofil der Kopierstrecke den niederfrequenten Kopieranregungen radfrequente Anregungen überlagert sind, wird durch die Erhöhung des Dämpfungsmaßes, wie es zur Beruhigung der Wankbewegung notwendig ist, gleichzeitig auch der Stoßeintrag durch Bodenunebenheiten erhöht und der Fahrkomfort verringert. Dieses Phänomen soll im Folgenden als Stößigkeit bezeichnet werden.

Abbildung 3.20 zeigt das Ergebnis zweier Messungen mit unterschiedlichen Wank-

dämpfungen nach Befahren der Kopierstrecke ausgewertet nach dem Leistungsdichtespektrun der Vertikalbeschleunigung am Federbeindom vorne rechts $\ddot{z}_{A,vr}$.
Die Meßstelle ist bewußt gewählt, da auf der rechten Straßenseite Fahrbahnunebenheiten vorhanden sind, die maßgeblich dem Stroßeintrag in das Fahrzeug zuzuordnen sind und über den Vorderwagen vom Fahrer verstärkt wahrgenommen werden.

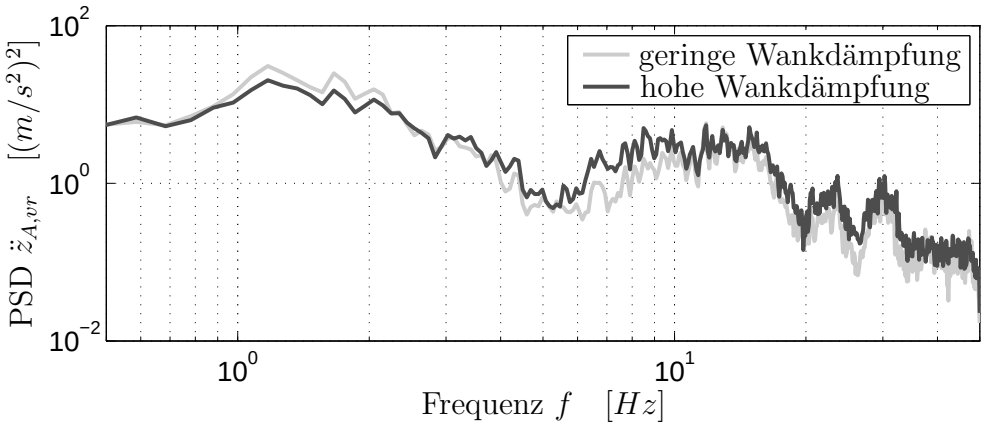


Abbildung 3.20: Leistungsspektren der Dombeschleunigung vorne rechts beim Befahren der Kopierstrecke mit unterschiedlichen Wankdämpfungen (Messung)

Die PSD-Verläufe in Abbildung 3.20 weisen Unterschiede im aufbaufrequenten, mitten- und hochfrequenten Bereich auf.
Im aufbaufrequenten Bereich um die Wankeigenfrequenz herum sinkt das Beschleunigungsniveau wie erwartet mit zunehmender Wankdämpfung. Im Frequenzbereich zwischen 3 und 8 Hz werden in vertikaler Richtung auftretende Vibrationen von den Insassen meist als sehr unangenehm empfunden, da in diesem Frequenzband die inneren Organe des Menschen verstärkt zu Schwingungen angeregt werden [53],[16],[91]. Zurückzuführen ist der zunehmende Beschleunigungseintrag im mittenfrequenten Bereich auf die erhöhte Aufbaudämpfung, die notwendig ist, um die Kopierbewegungen zu unterdrücken (siehe auch Abbildung 2.17).
Stoßeinträge hingegen sind im höheren Frequenzbereich zu suchen. Hier sieht man in Abbildung 3.20 größere Beschleunigungswerte bei hoher Wankdämpfung ab der Radeigenfrequenz, signifikant allerdings erst im Bereich zwischen 20 und 30 Hz. Aus diesem Grund wird im Folgenden die Stößigkeit beim Befahren der Kopierstrecke objektiv mit dem Teileffektivwert der Dombeschleunigung $\ddot{z}_{A,vr}$, gemessen am Federbeindom vorne rechts, im Frequenzbereich zwischen 20 und 30Hz beschrieben und mit $TRMS_z$ bezeichnet.

Zur Bestätigung des objektiven Kriteriums wurde wieder das Subjektivurteil der 10 Testpersonen nach Befahren der Kopierstrecke abgefragt und mit dem objektiven Kennwert verglichen (vgl. Abbildung 3.21).

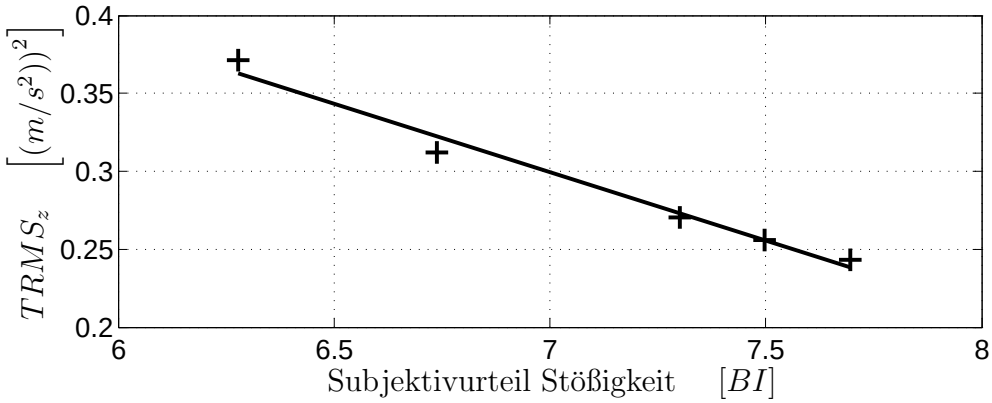


Abbildung 3.21: Regression der subjektiven Beurteilung und des objektiven Kennwerts für Stößigkeit

Mit einem Bestimmtheitsmaß der linearen Regressionsgeraden von $R^2 = 0,9805$ eignet sich auch der objektive Kennwert $TRMS_z$ gut zur Beschreibung der Stößigkeit auf der Kopierstrecke.

3.2.1 Anwendbarkeit der objektiven Kriterien auf das Simulationsmodell

In dieser Arbeit dient das Zweispurmodell dazu, die unterschiedlichen Regleransätze aus Kapitel 5 und Kapitel 6 hinsichtlich ihrer Performance zu beurteilen. Dazu ist es notwendig, die objektiven Kriterien auch auf die Simulationsergebnisse anwenden zu können, was im Folgenden überprüft werden soll.
Die Kopierstrecke liegt als digitales Straßenmodell vor. Durch Kenntnis der Fahrbahnanregung kann also mit Hilfe des Zweispurmodells das Befahren der Kopierstrecke simuliert werden.
Abbildung 3.22 zeigt den Vergleich der Teileffektivwerte der Dombeschleunigung vorne rechts $TRMS_z$ bei ansteigender Wankdämpfung, wobei diese in Versuch und Simulation identisch variiert wurde.
Mit einer maximalen Abweichung von $4,5\%$ liegt der Fehler unter der Reproduziergenauigkeit der Versuche von etwa 7%, d.h. das objektive Kriterium $TRMS_z$ kann auf das Simulationsergebnis angewendet werden.

Ein ähnlicher Vergleich wurde in Abbildung 3.23 durchgeführt, nur dass diesmal der Teileffektivwert der Wankrate aus Fahrversuch und Simulation herangezogen wurden.

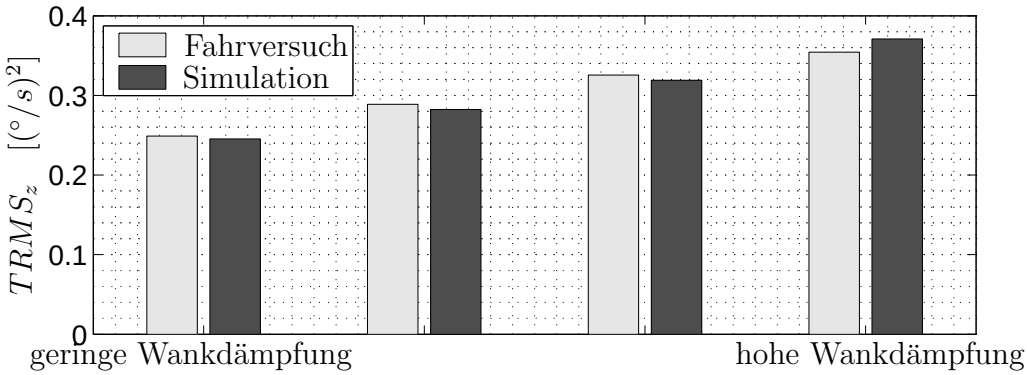


Abbildung 3.22: Vergleich der $TRMS_z$ aus Fahrversuch und Simulation

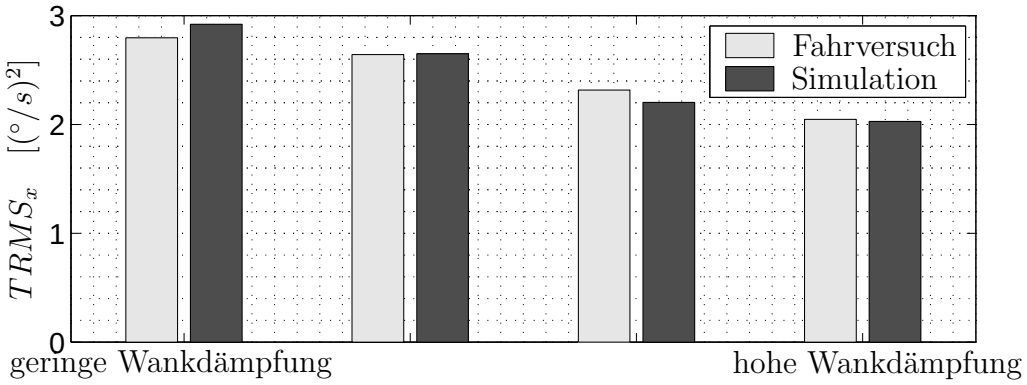


Abbildung 3.23: Vergleich der $TRMS_x$ aus Fahrversuch und Simulation

Mit einer maximalen Abweichung von $5,1\%$ lässt sich auch $TRMS_x$ auf das Simulationsergebnis anwenden.

Kapitel 4

Regelsysteme zur Beeinflussung des Wankverhaltens

Das Wankverhalten des Fahrzeugs wird durch dessen Grundabstimmung festgelegt. Darüber hinaus beeinflussen Regelsysteme das Wankverhalten zum Einen indirekt und zum Anderen direkt (Abbildung 4.1).

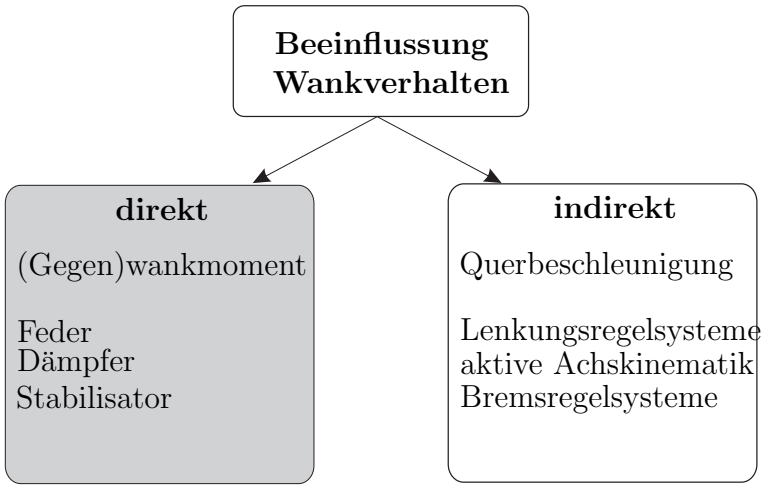


Abbildung 4.1: Beeinflussungsmöglichkeiten des Wankverhaltens

Die indirekte Beeinflussung des Wankverhaltens geschieht beispielsweise über quer- und längsdynamische Regelsysteme wie Lenkungs- und Bremsregelsysteme oder auch aktive Kinematiken. Diese erzeugen Kräfte, die zu einem veränderten Querbeschleunigungsaufbau führen und somit indirekt das Wankverhalten des Fahrzeugaufbaus definieren (siehe Kapitel 2).

Direkt erfolgt die Beeinflussung des Wankverhaltens über Systeme, die ein das Trägheits-Wankmoment kompensierendes Moment erzeugen können. Dazu gehören u.a. semiaktive Verstelldämpfer- und aktive Wankstabilisierungssysteme, die im Folgenden näher betrachtet werden.

4.1 Verstelldämpfersystem VDS

Bezugnehmend auf Kapitel 1 besteht, abstrakt betrachtet, bei der Auslegung eines Fahrzeugs unter anderem ein Zielkonflikt zwischen Sportlichkeit und Fahrkomfort. Mit der Feder-Dämpfer-Abstimmung kann der Charakter eines Fahrwerks je nach gewünschter Positionierung des Fahrzeugs in die eine oder andere Richtung geprägt werden. Die Gewährleistung der notwendigen Fahrsicherheit in Form von akzeptablen Radlastschwankungen muss dabei zu jeder Zeit gegeben sein.
Ein Verstelldämpfersystem hilft, den Zielkonflikt zwischen Sportlichkeit und Fahrkomfort unter ständiger Gewährleistung der Fahrsicherheit zu entschärfen.
An dieser Stelle sei aber darauf hingewiesen, dass sich auch mit Einsatz eines Verstelldämpfersystems der Grundcharakter des Fahrzeugs nicht komplett verändern lässt. Das heißt, je nach Achskonzept und Auslegung der Grundfederrate von Tragfedern und Stabilisatoren wird die Basisabstimmung des Fahrwerks entweder komfortabel oder sportlich ausgerichtet.
Aufbauend auf dem Basischarakter des Fahrzeugs kann mit dem im Weiteren betrachteten Verstelldämpfersystem, hier VDS genannt, radindividuell und bedarfsgerecht die Dämpfkraft abhängig von Fahrweise und Fahrbahnzustand angepasst werden.
Beispielsweise kann so ein Fahrzeug in der Geradeausfahrt komfortabler bewegt werden als ein vergleichbar abgestimmtes Fahrzeug mit passiven Schwingungsdämpfern, bei mindestens gleicher Sportlichkeit.

4.1.1 Aufbau des Systems

Prinzipiell besteht ein Verstelldämpfersystem aus vier kontinuierlich verstellbaren Schwingungsdämpfern (VD), einem Steuergerät (ECU) und geeigneter Sensorik (S) zur Berechnung der benötigten Regeleingangsgrößen, die im Weiteren aber nicht genauer spezifiziert sein muss (Abbildung 4.2).

4.1.1.1 Aktorik

Verstelldämpfer basieren auf der Funktionsweise passiver Schwingungsdämpfer, deren Funktionalität sowie mögliche Bauformen beispielsweise in [63] ausführlich erläutert sind. Der Unterschied besteht lediglich darin, dass zusätzlich zur Grundfunktionalität der Kolben- und Bodenventile eine Möglichkeit existiert, über eine externe Stellgröße ein aufgefächertes Dämpferkennfeld zu erzeugen. Dies ist entweder über ein veränderbares Medium (z.B. magneto- oder elektrorheologische Flüssigkeit) oder über ein Magnetventil (meist in Form eines Druckbegrenzungs- oder Wegeventils) realisierbar. Beiden Ansätzen ist dabei gemein, dass die Dämpfkraft nicht von der

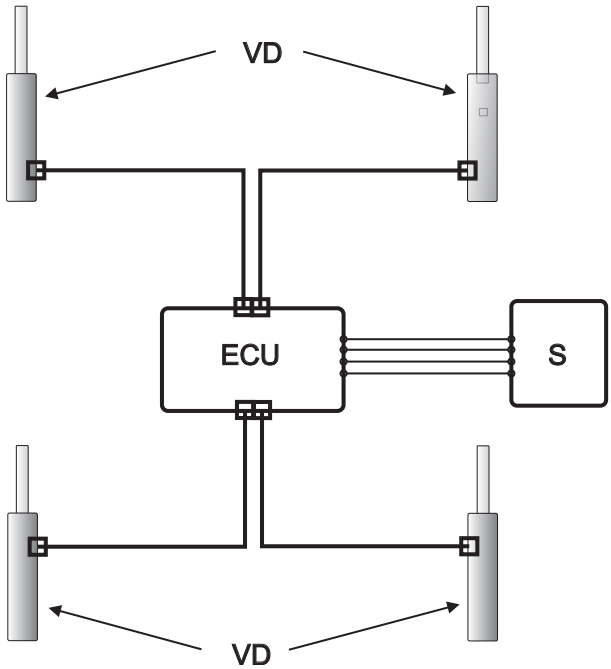


Abbildung 4.2: Prinzipaufbau des Verstelldämpfersystems (VDS)

Dämpfergeschwindigkeit allein, sondern auch von der Stromstärke, mit der das Medium zu Veränderungen angeregt oder das Magnetventil bestromt wird, abhängig ist. Zusätzlich bestimmt die Bewegungsrichtung des Dämpfers die Kraftrichtung, weshalb Kräfte nur in zwei Quadranten des Kraft-Geschwindigkeits-Diagramms erzeugt werden können (Abbildung 4.3). Ein Dämpfer dissipiert immer Energie.

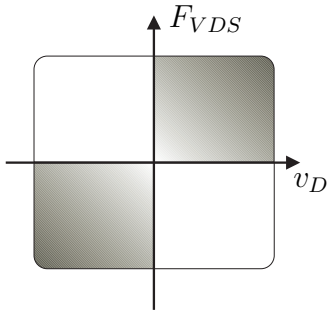


Abbildung 4.3: Aktionsbereiche des Verstelldämpfers

Auf Grund der Vielzahl unterschiedlicher Verstelldämpfertechnologien soll hier nicht genauer auf ein Einzelsystem eingegangen werden, sondern im weiteren Verlauf dieser Arbeit vielmehr die funktionalen Möglichkeiten der Verstelldämpfer genutzt werden, wobei für nachfolgende Ausführungen ein VDS mit verstellbarem Magnetventil herangezogen wird.
Für die Dämpfkraft eines hydraulischen Schwingungsdämpfers gilt nach [81] in guter Näherung folgender Zusammenhang:

$$F_D = k_D \cdot v_D^n. \tag{4.1}$$

Der Dämpfungsexponent n unterscheidet sich je nach konstruktiver Ausführungsform des Ventils, wodurch klar differenzierbare Kennungen darstellbar sind, wie in Abbildung 4.4 gezeigt.

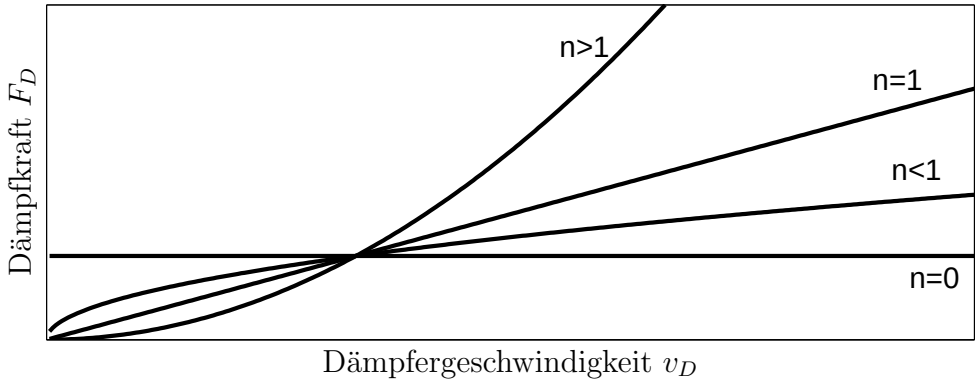


Abbildung 4.4: Dämpfercharakteristik in Abhängigkeit der Ventilbauform

Heute werden meist Kennungen mit $n < 1$ realisiert, wie sie sich bei Dämpfern mit vorgespannten Ventilfedern ergeben. Ein Dämpfer mit dieser Charakteristik generiert eine hohe Dämpfung bei niedrigen bis mittleren Dämpfergeschwindigkeiten. Dies sorgt für gute dynamische Aufbaustabilisierung, ohne jedoch zu hohe Kräfte bei höheren Dämpfergeschwindigkeiten in den Aufbau einzuleiten.

Verstelldämpfer besitzen eine minimale und maximale charakteristische Dämpfkraft-Kennlinie abhängig von Dämpfergeschwindigkeit und Stromstärke am Verstellventil (Abbildung 4.5), wobei die maximale Charakteristik über den Ventilstrom I_{max} und die minimale Charakteristik über I_{min} erreicht wird.
Im Regelbetrieb befindet sich der Dämpfer ständig innerhalb des durch Υ_{min} und Υ_{max} festgelegten Verstellbereichs.

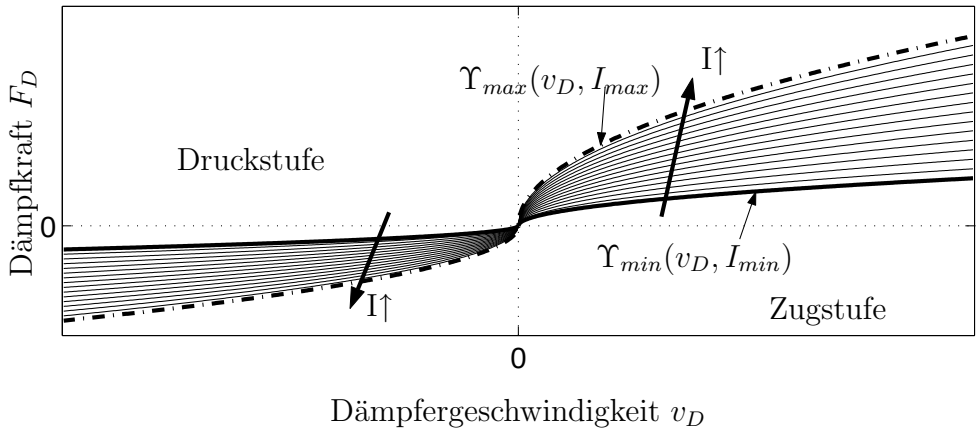


Abbildung 4.5: Kraft-Geschwindigkeitskennfeld eines Verstelldämpfers

Die Kennungen von Verstelldämpfern werden in Fahrversuchen meist nach folgenden

Gesichtspunkten abgestimmt:

- Asymmetrische Aufteilung der Zug- und Druckkennung, mit geringeren Druck- als Zugkräften, um den Stoßeintrag ins Fahrzeuginnere zu verringern [51] und die Belastung der Karosserie gering zu halten. Viele Jahre Erfahrung im Fahrversuch haben gezeigt, dass Zugkräfte von den Insassen meist als weniger unangenehm empfunden werden wie Druckkräfte.
- Die Form der Minimalkraftkennungen Υ_{min} in Zug- und Druckstufe ist darauf abgestimmt, ausreichend Raddämpfung bei geringen Stoßeinträgen während der Geradeausfahrt sicherzustellen.
- Die Maximalkennung Υ_{max} in Zug- und Druckrichtung ist in Ihrer Form für die Gewährleistung der Fahrstabilität bei dynamischer Fahrweise verantwortlich.
- Die maximale Fahrsicherheit, d.h. die Minimierung der Radlastschwankungen wird meist durch die Wahl einer Zwischenkennung gewährleistet.

Konstante Dämpfergeschwindigkeit vorausgesetzt, reagiert ein Verstelldämpfer auf einen Stromsprung mit einer Änderungen des Kraftniveaus. Die neue Kraft stellt sich dabei nach einer bestimmten Zeit ein. Auch wenn sich in der einschlägigen Literatur noch kein Standard etabliert hat, wird doch meist die Zeit T_{90} verwendet, um das dynamische Verhalten des Systems zu charakterisieren und beschreibt die Zeit, die bis zum Erreichen von 90% des Zielkraftniveaus verstreicht.
Zeitverzögerungen beim Kraftaufbau sind aber nicht nur eine Funktion der aktuellen Dämpfergeschwindigkeit, sondern auch von der Sprunghöhe, der Sprungrichtung und der aktuellen Bewegungsrichtung des Dämpfers abhängig. Zusätzlich wirken sich folgende Punkte auf das zeitliche Verhalten des Gesamtsystems aus:

- Zeitliche Schrittweite des Regelungsalgorithmus
- Zeitverzögerungen durch Signalaufbereitung und Kommunikation
- Elastizitäten der hydraulischen Flüssigkeit
- Steifigkeit der Dämpferrohre
- Elastizitäten und Steifigkeiten der Gummilager an den Anbindungsstellen des Dämpfers zu Karosserie

Die Kraftaufbauzeiten T_{90} liegen abhängig von der verwendeten Verstelltechnologie nach derzeitigem Stand der Technik regelbarer Verstelldämpfer zwischen 4ms und 80ms.

Abbildung 4.6 zeigt anhand einer Messung, wie sich ein Verstelldämpfer bei konstanter Dämpfergeschwindigkeit von $0.52m/s$ bei einem Schaltvorgang von Υ_{min} zu

Υ_{max} verhält (gestrichelte Linie). Dazu wurde der Dämpfer auf einem Komponentenprüfstand ohne Gummilager eingespannt. Anhand des vorgegebenen Dämpferweges (realisiert über einen Hydraulikzylinder) stellt sich die gewünschte Dämpfergeschwindigkeit ein, bei der dann der Schaltvorgang von Υ_{min} nach Υ_{max} stattfindet.

Charakteristisch ist zunächst, dass bei $v_D = 0$ ($\hat{=} z_D = konst$) keine Dämpfkraft gestellt werden kann. Das heißt, erst wenn der Dämpfer zu Bewegungen angeregt wird (ansteigende Rampe im Weg-Zeit-Plot), baut sich eine Kraft auf. In der konstanten Bewegung des Dämpfers ($v_D = konst$) findet die Änderung der Ventilbestromung statt, so dass der Verstelldämpfer das niedrige Kraftniveau $F_{D,min}$ verlässt und den neuen Kraftwert $F_{D,max}$ annimmt. Die Zeit, die der Dämpfer benötigt, um 90% von $F_{D,max}$ zu erreichen, soll hier $T_{90} = T_{90,VDS}$ betragen.

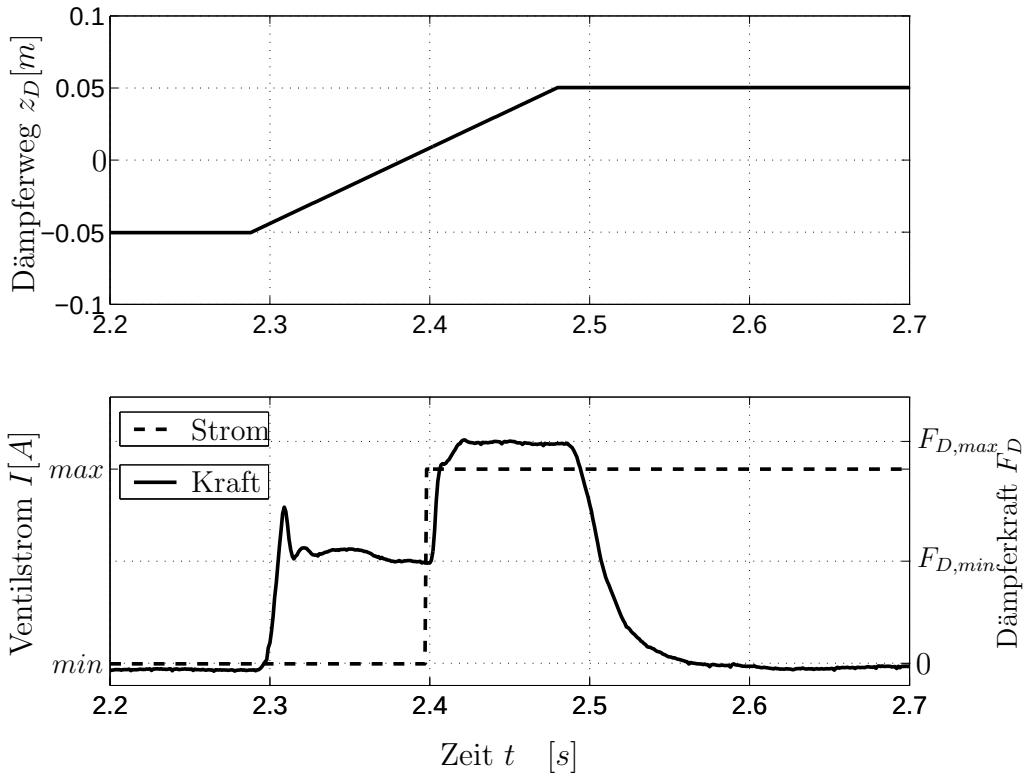


Abbildung 4.6: Stromsprung bei konstanter Dämpfer-Geschwindigkeit (Messung)

Nachdem das Sprungantwortverhalten aus Abbildung 4.6 die Dynamik des Verstelldämpfers an einem einzelnen Arbeitspunkt beschreibt, zeigt der Störfrequenzgang das gesamthafte Störübertragungsverhalten der Komponente.
Zur Generierung von Abbildung 4.7 wurde der Verstelldämpfer auf dem Komponentenprüfstand erneut ohne Verwendung von Gummilagern mit einem stochastischen Wegprofil angeregt.

Der Amplitudengang zwischen Dämpferweg z_D und Dämpferkraft F_D (meist auch

mit „dynamischer Steifigkeit“ bezeichnet) beschreibt zum Einen die mit der Erregerfrequenz (entspricht der Dämpfergeschwindigkeit) ansteigende Dämpferkraft. Zum Anderen erkennt man, dass sich die Ventilbestromung auf das Dämpfungsniveau auswirkt. Die dynamische Steifigkeit, also die „Versteifung“ des Dämpfers bei höheren Anregungsfrequenzen, ist bei Υ_{max} größer als bei Υ_{min}.

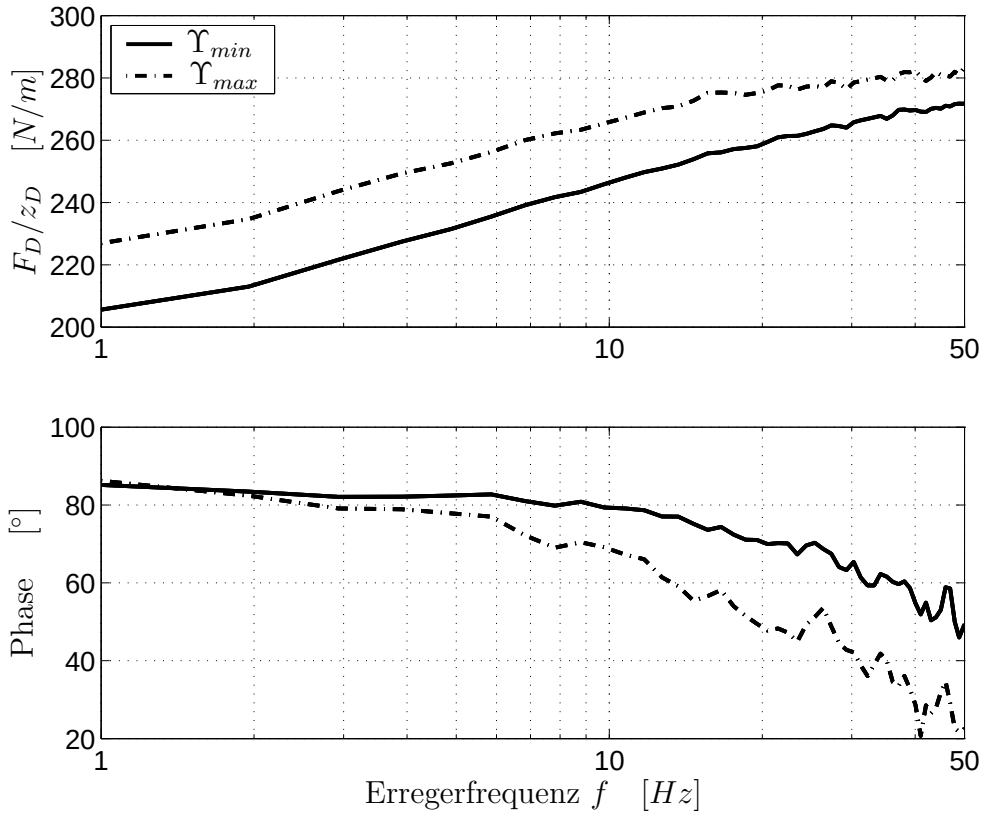


Abbildung 4.7: Störübertragungsverhalten eines Verstelldämpfers bei stochastischer Weganregung (Messung)

Die Phase wiederum sinkt mit zunehmender Erregerfrequenz. Dieser Effekt wird hauptsächlich durch die Kompressibilität des Dämpferöls und die Steifigkeit der Dämpferrohre hervorgerufen. Abhängig von der Ventilbestromung verstärkt sich der Effekt mit zunehmenden Dämpferkräften, so dass die Phase bei Υ_{max} deutlich schneller absinkt, als bei Υ_{min}, da das Dämpferöl im Falle hoher Dämpfkräfte stärker komprimiert wird.

4.1.1.2 Funktionslogik

In der Vertikaldynamik hat sich der so genannte Skyhook-Algorithmus zur Berechnung der zur Aufbauberuhigung benötigten Dämpfkräfte verbreitet und findet in fast allen Applikationen für semiaktive Verstelldämpfersysteme Verwendung. Die Theorie wurde erstmals in [41] veröffentlicht und 1973 patentiert.
Der damals entwickelte Ansatz stellt eine effiziente Methodik dar, den Aufbaukomfort positiv zu beeinflussen und baut auf dem Gedanken auf, dass ein Dämpfer nicht

wie im klassischen Sinne zwischen Aufbau- und Radmasse, sondern zwischen der Aufbaumasse und dem inertialen Raum wirkt.
Da dieser Ansatz praktisch nicht realisierbar ist, wendet man in der konkreten Implementierung den Regelungsansatz auf den Verstelldämpfer an, der zwischen Aufbau- und Radmasse sitzt (Abbildung 4.8).

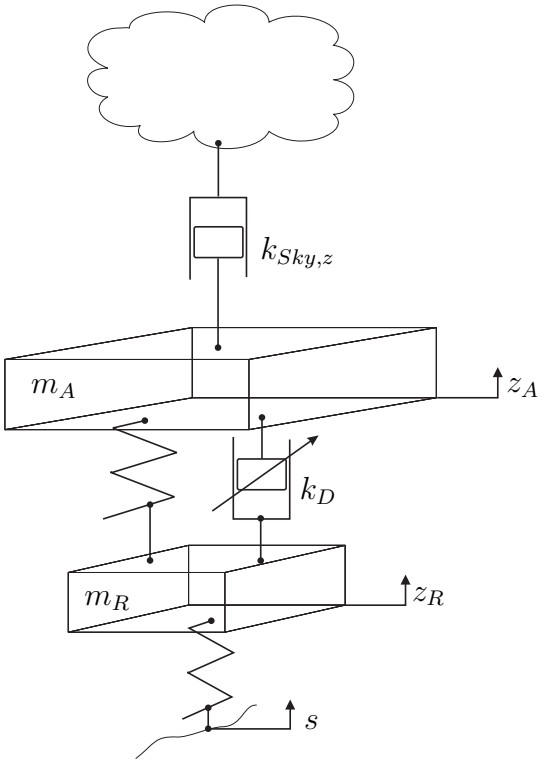


Abbildung 4.8: Der Skyhook-Ansatz (schematisch)

Unter Vernachlässigung der Federkräfte, kann die benötigte Skyhook-Kraft über das Aufstellen des Kräftegleichgewichts an der idealisiert dargestellten Aufbaumasse m_A approximiert werden. Die vom Skyhook-Dämpfer aufgebrachte Kraft

$$F_{Sky,z} = k_{Sky,z} \cdot \dot{z}_A \tag{4.2}$$

ist gleichzusetzen mit der vom Verstelldämpfer zwischen Aufbau- und Radmasse erzeugten Kraft

$$F_{D,VDS} = k_D \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_R). \tag{4.3}$$

Nach Gleichsetzen von (4.2) und (4.3) entsprechend

$$F_{D,VDS} = F_{Sky,z} \tag{4.4}$$

ergibt sich für den einzustellenden Dämpfungskoeffizienten am Verstelldämpfer

$$k_D = k_{Sky,z} \cdot \frac{\dot{z}_A}{(\dot{z}_A - \dot{z}_R)}. \tag{4.5}$$

Eingerahmt von den physikalischen Grenzen des Verstelldämpfersystems berechnet sich eine Dämpfkraftkonstante k_D, die zum einen vom Skyhook-Faktor $k_{Sky,z}$, zum anderen von den Regeleingangsgrößen Aufbaugeschwindigkeit $\dot{z}_A$ sowie der Dämpfer- oder Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau- und Radmasse $\dot{z}_A - \dot{z}_R = v_D$ abhängt.

$$k_D = \begin{cases} \Upsilon_{max} & wenn \quad k_D \geq \Upsilon_{max} \\ k_{Sky,z} \cdot \left(\frac{\dot{z}_A}{\dot{z}_A - \dot{z}_R} \right) & wenn \quad \Upsilon_{min} < k_D < \Upsilon_{max} \\ \Upsilon_{min} & wenn \quad k_D \leq \Upsilon_{min} \end{cases} \tag{4.6}$$

Die Skyhookkraft zur Bedämpfung der Aufbau-Vertikalbewegung errechnet sich nach (4.2) und (4.4) also aus dem Skyhook-Faktor multipliziert mit der Vertikalgeschwindigkeit des Aufbaus

$$F_D = k_{Sky,z} \dot{z}_A. \tag{4.7}$$

Zur korrekten Umsetzung der Vorgabe ist es notwendig, analog zu (4.6) vorzeichenrichtige Dämpferkräfte zu erzeugen, d.h. die Dämpferkonstante darf nur bei gleichem Vorzeichen von Aufbau- und Dämpfergeschwindigkeit verstellt werden. Bei ungleichem Vorzeichen der Geschwindigkeiten ist die Minimalkennung Υ_{min} des Verstelldämpfers anzuwählen, um den Störeintrag in das Fahrzeug zu minimieren. Abbildung 4.9 zeigt qualitativ, dass beim Überfahren einer unebenen Strecke ($\dot{z}_A \approx 1,5Hz, v_D \approx 13Hz$) häufiges Schalten des Verstellventils zwischen kontinuierlichem Verstellbereich k_D und der Minimalkennung Υ_{min} notwendig ist.

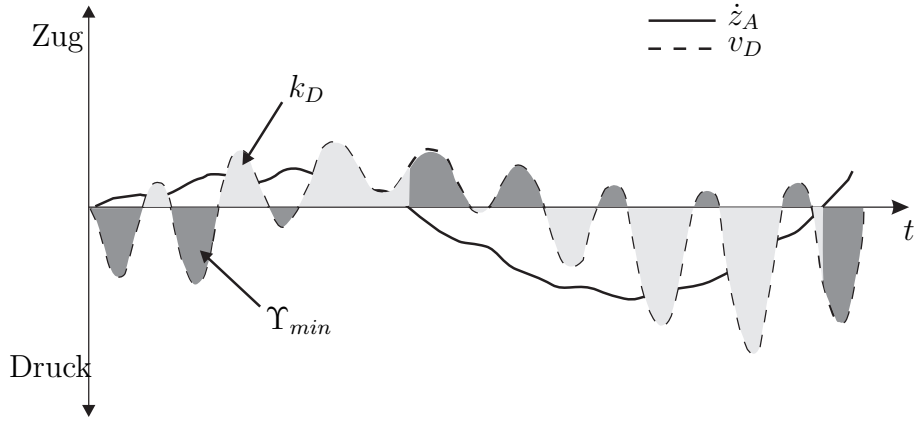


Abbildung 4.9: Schaltverhalten des Verstelldämpfers bei Aufbau- und Radanregung

Mit Hilfe des Skyhook-Ansatzes und der Verwendung von semiaktiven Dämpfern kann die Beschleunigung der gefederten Masse so im aufbau- und mittenfrequenten Bereich gegenüber passiven Dämpfern signifikant reduziert werden [77]. Abbildung 4.10 zeigt dazu Ergebnisse einer Simulationsuntersuchung mit passiven Dämpfern ggü. dem Einsatz von Verstelldämpfern mit Skyhook-Regelung beim Überfahren einer unebenen Strasse.

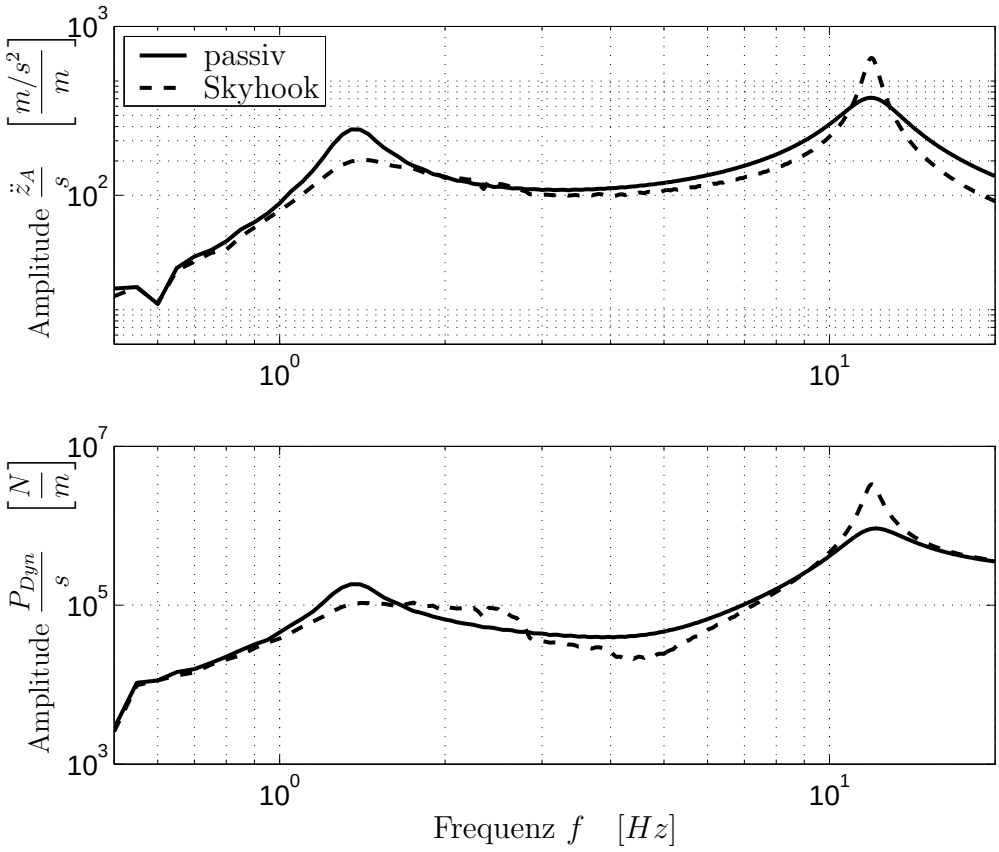


Abbildung 4.10: Verstelldämpfer mit Skyhook-Regelung im Vergleich zum passiven Dämpfer (Simulation)

Obwohl mit Hilfe des Skyhook-Ansatzes analog (4.7) nur auf den Aufbau Einfluss genommen werden soll, erhöht sich doch auch in der Nähe des radfrequenten Bereichs der Beschleunigungspegel (siehe (4.3)), weshalb hier auch die Radlastschwankungen steigen und somit die Fahrsicherheit gefährdet sein kann. Die Radlastschwankung P_{Dyn} ist dabei über die Reifenfederrate proportional zum Einfederweg des Reifens definiert (4.8): Je geringer die Reifeneindrückung, desto geringer die dynamische Radlastschwankung

$$P_{Dyn} = c_R \cdot (s - z_R). \tag{4.8}$$

Weiterentwicklungen des Skyhook-Ansatzes beschäftigen sich damit, bei unverändertem Potenzial des reinen Skyhook-Ansatzes im aufbau- und mittenfrequenten

Bereich Radlastschwankungen gering zu halten ([3], [12], [36]).

In dieser Arbeit wird der oben beschriebene Skyhook Ansatz weiterverfolgt, wobei davon ausgegangen wird, dass die Grunddämpfung des Systems ausreicht, um die Radlastschwankungen gering zu halten.

Im Weiteren überträgt man die aus den Grundüberlegungen am vereinfachten, vertikalen Fahrzeugmodell (Abbildung 4.8) erhaltenen Ergebnisse auf das zweispurige Gesamtfahrzeug, um mit vier semiaktiven Dämpfern die drei Freiheitsgrade des Fahrzeugaufbaus Huben, Nicken und Wanken unabhängig voneinander zu bedämpfen. Dies ist aber nur möglich, wenn diese Bewegungen des Aufbaus tatsächlich Modalbewegungen des Systems sind. Dies trifft bei der Wankbewegung zu, da bei heutigen Fahrzeugen das Fahrwerk längssymmetrisch an der Karosserie angeordnet ist und die Hauptträgheitsachsen des Fahrzugaufbaus mit seinen x-, y- und z-Achsen übereinstimmen. Bei der Hub- und Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus ist nur dann eine entkoppelte Beeinflussung möglich, wenn gilt [59]:

$$\frac{l_v(c_{F,vl} + c_{F,vr})}{l_h(c_{F,hl} + c_{F,hr})} \approx 1. \tag{4.9}$$

Analog zu (4.7) kann so mit (4.10) das Moment berechnet werden, das benötigt wird, um die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus zu bedämpfen.

$$M_{x,SH} = k_{Sky,x} \cdot \dot{\phi} \tag{4.10}$$

Abbildung 4.11 zeigt schematisch die in dieser Arbeit verwendete Struktur des Regelungsalgorithmus für die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus. Die Logikstrukturen zur Bedämpfung von Nicken und Huben werden hier nicht betrachtet.

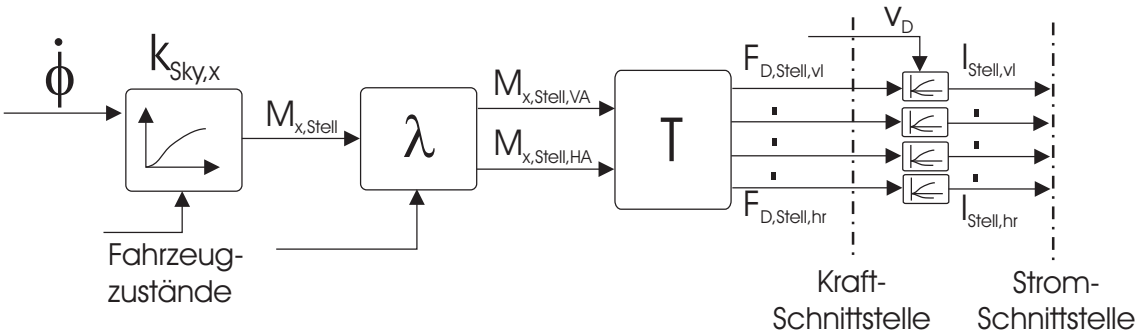


Abbildung 4.11: Struktur des Wank-Skyhook-Reglers (R_{VDS})

Entsprechend (4.10) errechnet der Regler die Stellgröße $M_{x,Stell}$, die in diesem Fall dem Skyhook-Moment $M_{x,SH}$ entspricht und gemäß der gewünschten Wankmomentenaufteilung λ auf Vorder- und Hinterachse verteilt werden kann (4.11).

$$\lambda = \frac{M_{x,Stell,VA}}{M_{x,Stell,VA} + M_{x,Stell,HA}} \tag{4.11}$$

Der Skyhookfaktor $k_{Sky,x}$ kann dabei entweder ein fester Wert sein, oder in Abhängigkeit bestimmter Fahrzeug-Zustände, wie Fahrzeuggeschwindigkeit oder Querbeschleunigung über hinterlegte Kennfelder variiert werden.
Mittels geometrischer Transformationsmatrix T errechnen sich aus den zwei Stellmomenten für Vorder- und Hinterachse anschließend vier Stell-Dämpfkräfte $F_{D,Stell}$.

Auf Grund der derzeit hohen Kosten intelligenter Aktoren mit unterlagerter Kraftregelung, wie sie zur Realisierung einer Kraft-Schnittstelle notwendig wären, werden diese kaum im PKW-Bereich verbaut. Hier bedient man sich in den meisten Fällen einer sogenannten Strom-Schnittstelle, d.h. die Kraft $F_{D,Stell}$ wird zusammen mit der aktuellen Dämpfergeschwindigkeit v_D in einem inversen Dämpferkennfeld verarbeitet und daraus der Ventilstrom I_{Stell} errechnet, der zur Einstellung der Kraft am Dämpfer benötigt wird.

Abbildung 4.12 zeigt das Verstelldämpfersystem VDS im Fahrzeugregelkreis. Zu beachten ist, dass in Abbildung 4.12 nur der Wankdämpfungsanteil von VDS zur Erzeugung des Wankdämpfungsmomentes $M_{x,ist,VDS}$ dargestellt ist. Die übrigen Anteile der Verstelldämpferregelung werden hier nicht betrachtet.

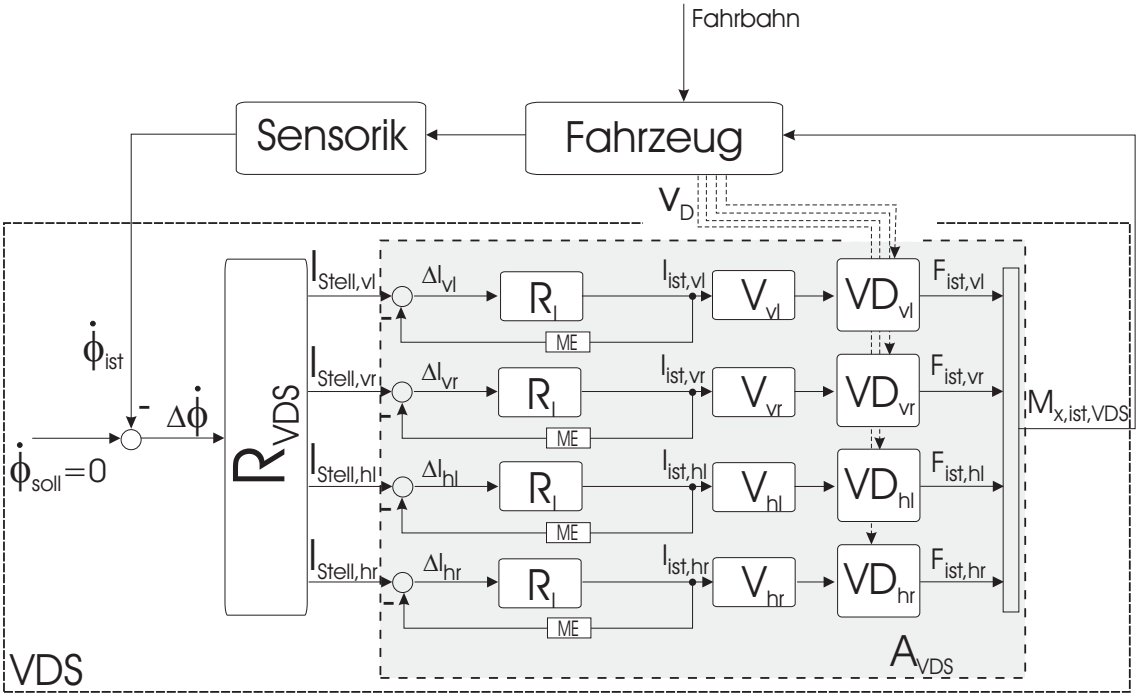


Abbildung 4.12: VDS im Fahrzeugregelkreis (Wankdämpfungsteil)

Geht man davon aus, dass die Wankrate des Fahrzeugs minimiert werden soll, dann lässt sich das gewünschte Fahrzeugverhalten mit $\dot{\phi}_{soll} = 0$ beschreiben. Die Rege-

leingangsgröße $\Delta\dot{\phi}$ ergibt sich aus der Differenz zwischen Soll- und Ist-Wankrate, die über entsprechende Senorik errechnet oder gemessen wird. Für den Fall, dass $\dot{\phi}_{soll} = 0$ gilt sogar $\Delta\dot{\phi} = -\dot{\phi}_{ist}$. Da die Vorzeichendrehung auch innerhalb des VDS-Reglers R_{VDS} geschehen kann, wird in allen weiteren schematischen Darstellungen, wie schon in Abbildung 4.11, die Regeleingangsgröße mit $\dot{\phi}$ bezeichnet.
Im VDS-Regler (R_{VDS}, siehe Abbildung 4.11), wird ein Strom I_{Stell} für jeden einzelnen Dämpfer ermittelt. Dieser wird in der Aktorik des VDS (A_{VDS}) mittels unterlagertem Stromregelkreis mit dem Stromregler R_I und einer Messeinrichtung (ME) zur Messung des Ist-Stroms am jeweiligen Verstellventil (V), eingeregelt. Die Verstelldämpfer (VD) setzen die Stromvorgabe bei entsprechender Anregung durch die Fahrbahn (Dämpfergeschwindigkeit v_D) in eine Ist-Kraft (F_{ist}) um. Unter Berücksichtigung der entsprechenden Vorzeichen entsteht so ein Wankmoment $M_{x,ist,VDS}$, das auf das Fahrzeug wirkt. Damit ist der Regelkreis geschlossen.

Wie nun das Wankverhalten des Fahrzeugs mit VDS beeinflusst werden kann, wird in den folgenden Abschnitten genauer untersucht.

4.1.2 Einfluss auf fahrbahninduziertes Wanken

Analog zu Kapitel 2 und 4.1.1.2 ist die vom hydraulischen Schwingungsdämpfer erzeugte Kraft und damit auch das erzeugbare Wank-Gegenmoment abhängig von Dämpfergeschwindgkeit- und richtung sowie Bestromung des Magnetventils des Verstelldämpfers.

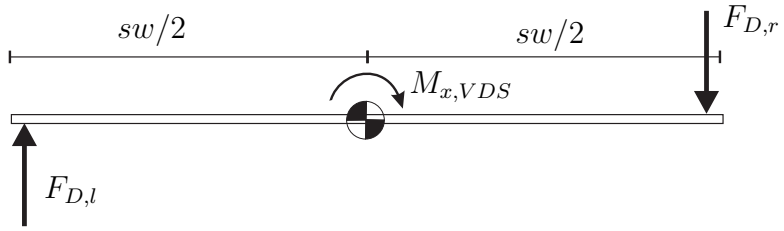


Abbildung 4.13: Entstehung des Wankmomentes aus Dämpferkräften (schematisch)

Der Zusammenhang kann unter Zuhilfenahme von Abbildung 4.13 über folgende Gleichung charakterisiert werden:

$$M_{x,VDS} = \frac{F_{D,r} \cdot sw}{2} + \frac{F_{D,l} \cdot sw}{2}, \tag{4.12}$$

wobei davon ausgegangen werden kann, dass die Dämpfkräfte F_D direkt am Aufbau im Abstand s voneinander angreifen.

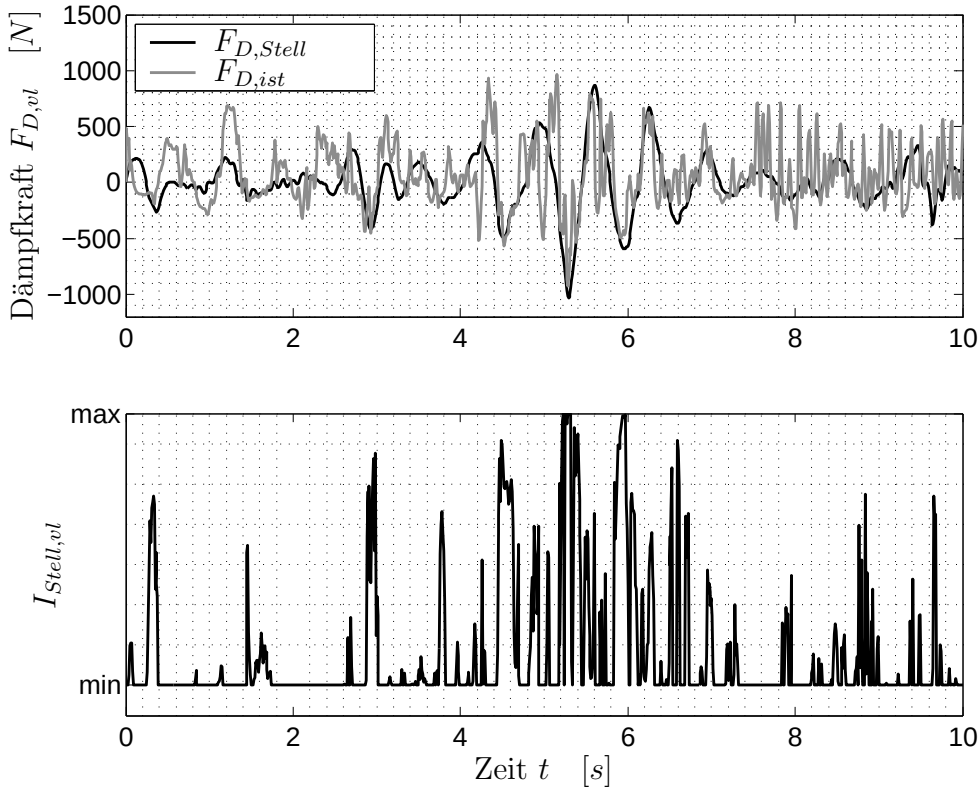


Abbildung 4.14: Vergleich von $F_{D,Stell}$ und $F_{D,ist}$ auf unebener Strecke (Simulation)

Abbildung 4.14 zeigt den Dämpfkraftverlauf des Dämpfers an der vorderen linken Ecke des Fahrzeugaufbaus bei simulierter Überfahrt einer unebenen Strecke mit dominanter Wankanregung im Vergleich zum Verlauf der vorgegebenen Dämpfkraft $F_{D,Stell}$.
Bei genauer Betrachtung folgt die Istkraft weitgehend der Vorgabe. Allerdings sind Kraftschwankungen auffällig, die daher resultieren, dass der Dämpfer keine Kräfte unterhalb von Υ_{min} bereitstellen kann, auch wenn sie auf Grund der Aufbaubewegung erforderlich wären. Wird demnach eine sehr geringe Aufbaukraft vom Regler gefordert, kann der Ventilstrom nur auf I_{min} reduziert werden, d.h. es wird stets eine minimale Dämpferkraft analog Υ_{min} gestellt. Treten auf Grund von Bodenunebenheiten hohe Dämpfergeschwindigkeiten v_D auf, resultieren diese in den dargestellten Kraftspitzen.
Stimmt analog zu Abbildung 4.9 zusätzlich Dämpfer- und Wankgeschwindigkeit vorzeichenmäßig nicht überein, wird auch die Minimalkennung Υ_{min} des Dämpfers angewählt. Durch wechselnde Dämpfergeschwindigkeiten kommt es zu diesen Zeiten ebenfalls zu Kraftschwankgungen. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 4.14 der Ventilstrom $I_{Stell,vl}$ eingetragen, um die Phasen der Minimalbestromung hervorzuheben.

Bedingt durch die asymmetrische Aufteilung der Zug- und Druckkräfte des Verstelldämpfers (siehe Abbildung 4.5) werden bei konstanter Dämpfergeschwindigkeit

mehr Zug- als Druckkräfte gestellt. Im Falle konstanter Minimalbestromung, wie sie in Abbildung 4.14 mehrmals auftritt, würde so rein theoretisch der Fahrzeugaufbau bei ständiger Anregung der Dämpfer durch das Unebenheitsprofil der Strasse langsam in negativer z-Richtung näher an die Straße gezogen werden. Dieser Effekt ist zwar tatsächlich vorhanden, kann aber in der Praxis in seiner Wirkung vernachlässigt werden [51].

Zur weiteren Untersuchung des Einflusses von VDS auf das fahrbahninduzierte Wankverhalten des Fahrzeugs, wurde die bereits in Kapitel 2 vorgestellte Kopierstrecke mit dem mit Verstelldämpfersystem VDS ausgerüsteten Versuchsfahrzeug mehrmals befahren, wobei für jede Fahrt der Wank-Skyhookfaktor $k_{Sky,x}$ zur Bedämpfung der Kopierbewegung gemäß (4.10) variiert wurde.

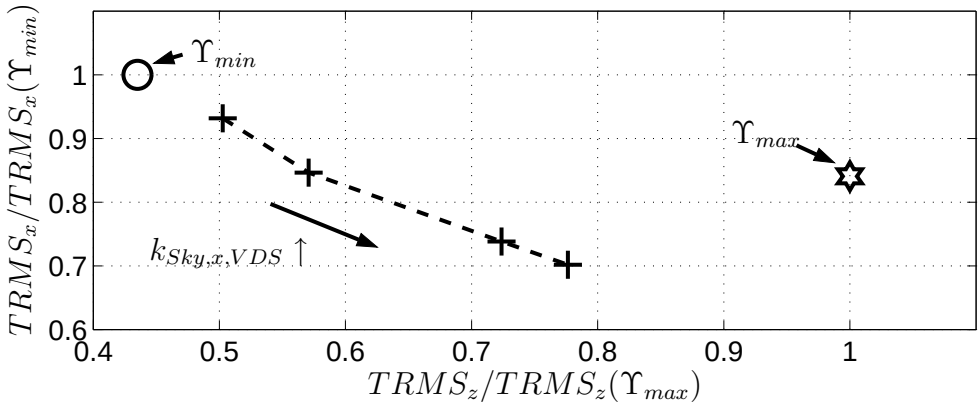


Abbildung 4.15: Einfluss von $k_{Sky,x,VDS}$ auf Wankrate und Stößigkeit (Messung)

Abbildung 4.15 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen Kopierbewegung und Stößigkeit bei Erhöhung des Wank-Skyhookfaktors.
Zusätzlich zu den Eckpunkten des Variationsbereichs von $k_{Sky,x}$ sind die Grenzkennungen des Verstelldämpfers Υ_{min} und Υ_{max} im Diagramm gesondert gekennzeichnet. Die Skala der x-Achse zeigt den Teileffektivwert $TRMS_z$ (siehe Kapitel 3.2) bezogen auf den Wert, der mit der Maximalkennung des Dämpfers Υ_{max} erzielt werden kann als Maß für Stößigkeit des Fahrzeugs. Die Skala der y-Achse zeigt den Teileffektivwert $TRMS_x$ bezogen auf den Wert, der mit der Minimalkennung Υ_{min} erreicht wird, als Maß für die Kopierneigung. Dabei bedeutet eine Erhöhung von $TRMS_z/TRMS_z(\Upsilon_{max})$ eine Zunahme der Stößigkeit, also eine Verschlechterung des Radkomforts. Eine Erhöhung von $TRMS_x/TRMS_x(\Upsilon_{min})$ bedeutet eine Zunahme der Kopierbewegungen und somit eine Verschlechterung des Aufbaukomforts.
Zwar ist Υ_{min} bezüglich der Stößigkeit den anderen Einstellungen überlegen, die Kopierneigung des Fahrzeugs liegt allerdings auf Grund der mangelhaften Wankdämpfung auf dem höchsten Niveau innerhalb dieses Vergleichs. Basierend auf der Skyhook-Regelgung kann die Kopierbewegung des Fahrzeugs durch eine Erhöhung

von $k_{Sky,x}$ signifikant gegenüber dem Niveau mit minimaler Dämpferkennung Υ_{min} reduziert werden. Gleichzeitig lässt sich aber auch eine Zunahme der Stößigkeit mit dem Wank-Skyhookfaktor erkennen.
Zusätzlich wird ersichtlich, dass Υ_{max} nicht die besten Ergebnisse hinsichtlich der Minimierung der Kopierneigung des Fahrzeugs liefert, dafür aber den Stoßeintrag in das Fahrzeug maximiert.

Trotz erkennbarer Vorteile für die Skyhook-Regelung bleibt die Wahl eines geeigneten Wank-Skyhookfaktors letztendlich ein im Fahrversuch abzustimmender Parameter, da auch hier ein geeigneter Kompromiss zwischen Aufbauschwingkomfort und Stößigkeit erzielt werden muss.

4.1.3 Einfluss auf fahrerinduziertes Wanken

Die Wankbewegung des Fahrzeugs lässt sich mit Hilfe von Verstelldämpfern positiv beeinflussen. Je nach Spreizung des Verstelldämpfer-Kennfelds ist eine minimale und maximale Wankdämpfung möglich. Abbildung 4.16 zeigt das Ergebnis einiger durchgeführter Anlenkversuche in der Simulation.
Geht man davon aus, dass der in Kapitel 4.1.1.2 vorgestellte Skyhook-Algorithmus stets aktiv ist, kann das Wankdämpfungsmaß $(\Gamma/\Gamma_{max})^{-1}$ (siehe Kapitel 3.1) in dem in Abbildung 4.16 dargestellten Rahmen variiert werden.

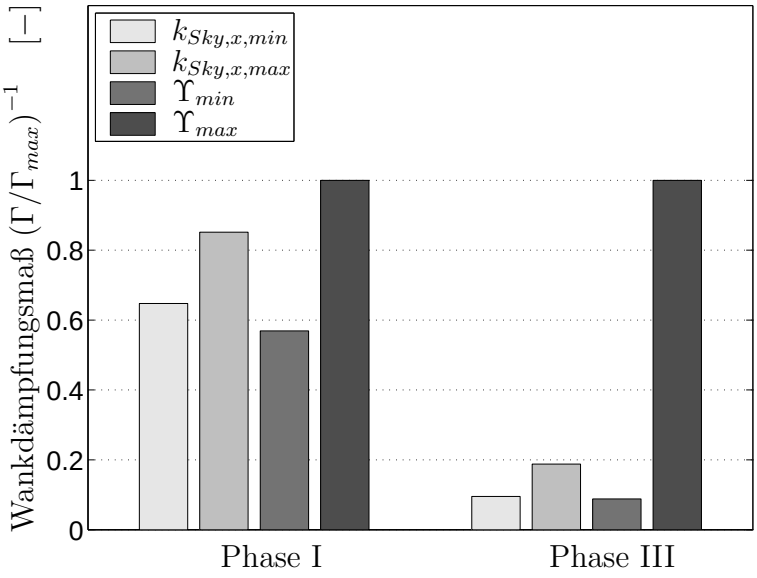


Abbildung 4.16: Einfluss von VDS auf das fahrerinduzierte Wankverhalten (Simulation)

Wie zu erkennen ist, kann man mit höheren Skyhookfaktoren $k_{Sky,x}$ die Wankdämpfung zwar in Phase I erhöhen. Wird aber weiterhin berücksichtigt, dass die Skyhook-Faktoren nicht über den Wert $k_{Sky,x,max}$ hinaus erhöht werden können, um den Gesamt-Komfort beim Befahren von unebenen Strecken nicht zu beeinträchti-

gen, wird so in Phase I nie das Niveau von Υ_{max} erreicht. Vor allem aber in Phase III (Ausschwingen) sind die Defizite deutlich erkennbar. Hier kann mit dem zur Optimierung des Kopierverhalten abgestimmten Skyhook-Algorithmus allein kaum Einfluss genommen werden.

Auf Grund der Eigenschaften der Verstelldämpfer, der Komfortanforderungen und der Ergbnisse mit reinem Skyhook-Ansatz, muss deshalb ein Regleranteil entwickelt werden, der es ermöglicht, die Wankdämpfung bei hochdynamischen Lenkmanövern zu erhöhen, den Komfort des Fahrzeugs in der Geradeausfahrt dabei aber nicht zu beeinträchtigen.
Die Lösung in Form eines Querdynamikreglers für das Verstelldämpfersystem ist in Kapitel 5 zu finden.

4.2 Aktive Wankstabilisierung AWS

Konventionelle als Torsionsstab ausgeführte Stabilisatoren, wie Sie in allen modernen PKW eingesetzt werden, reduzieren den Wankwinkel bei Kurvenfahrt. Bei unterschiedlichem Federweg an linken und rechten Rädern steigt aber auf Grund der erhöhten effektiven Federrate der Beschleunigungseintrag in das Fahrzeug; der Fahrkomfort nimmt ab. Zusätzlich erhöht sich die Kopierneigung des Fahrzeugs (siehe Kapitel 2).
Zur Entschärfung dieses Zielkonflikts zwischen Fahrkomfort und Aufbaustabilisierung bietet sich der Einsatz eines aktiven Wankstabilisierungssystems an, um den Wankwinkel bei Kurvenfahrt zu reduzieren, ohne den Fahrkomfort in der Geradeausfahrt bei Kopieranregungen zu verringern.

Als Erweiterung der bereits im Serieneinsatz befindlichen Systeme, wird in dieser Arbeit die sogenannte „aktive Wankdämpfung“ eingeführt. Dabei handelt es sich um eine zusätzliche Funktion des Stabilisierungssystems, wodurch auch in der Geradeausfahrt auftretende Wankmomente in Folge von Kopieranregungen aktiv bedämpft werden.

4.2.1 Aufbau des Systems

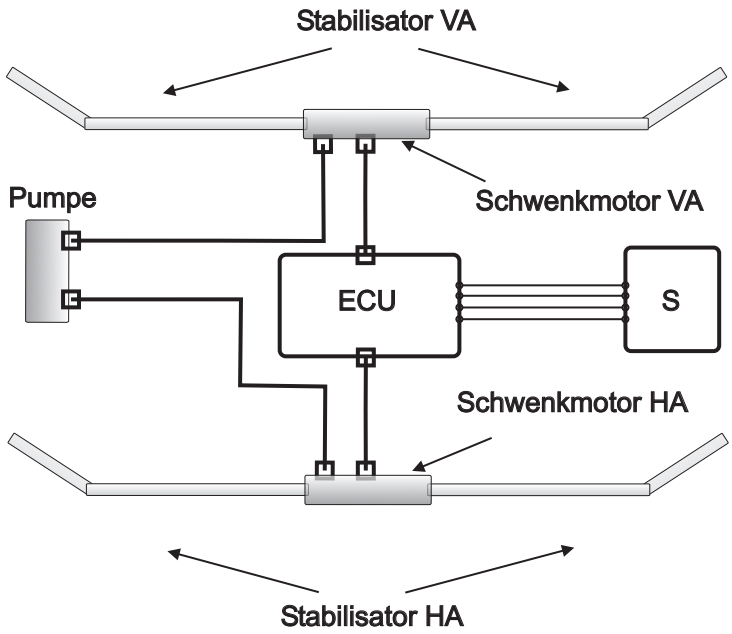


Abbildung 4.17: Prinzipaufbau der aktiven Wankstabilisierung (AWS)

AWS in der hier vorausgesetzten Funktionalität, besteht im Wesentlichen aus je einem modifizierten Torsionsstabilisator pro Achse, wobei jeder Stabilisator mittig aufgetrennt ist. Die beiden Stabilisatorhälften werden über einen sogenannten hydraulischen Schwenkmotor verbunden. Obwohl die Art oder Form des Aktors für die

Ergebnisse dieser Arbeit nebensächlich ist, wird im Folgenden von der Funktionalität hydraulischer Schwenkmotoren ausgegangen ([40], [8]).

Neben dem Steuergerät (ECU) besteht das System zusätzlich aus Sensoren (S), die den Fahrzeugzustand erfassen und so die Regeleingangsgrößen bereitstellen. Außerdem überwachen Sensoren den Systemzustand, um fehlerhaftes Eingreifen der aktiven Steller zu vermeiden.

4.2.1.1 Aktorik

Die Schwenkmotoren des AWS wandeln den hydraulischen Druck, der von einer Pumpe am Verbrennungsmotor des Fahrzeugs erzeugt wird, in ein Schwenkmotormoment um, das in die Stabilisatorhälften einleitet wird. Die erzeugte Kraft im Radaufstandspunkt ist proportional zum aufgebrachten Torsionsmoment.

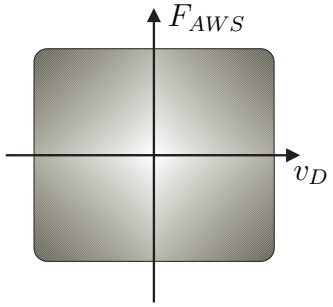


Abbildung 4.18: Aktionsbereiche des AWS

Im Unterschied zum semiaktiven VDS ist es mit dem aktiven System AWS möglich, unabhängig vom Vorzeichen der Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Rad ($\hat{=}v_D$) ein Moment auf den Aufbau aufzubringen, was in Abbildung 4.18 einer Markierung aller vier Quadranten des Kraft-Geschwindigkeits-Diagramms entspricht.

Wie dem Führungsfrequenzgang (Abbildung 4.19) entnommen werden kann, weist der hydraulische Aktor ein Verhalten auf, das an ein PT_1- oder PT_2-Glied mit einem Dämpfungsmaß $D \approx 0,7$ erinnert [62]. Während Momente bis zu einem Frequenzbereich von ca. $1,8Hz$ betragsmäßig umgesetzt werden können, fällt der Phasenwinkel bereits bei geringen Frequenzen ab. Daraus folgt, dass mit diesem System ausschließlich eine Stabilisierung des Fahrzeugaufbaus um die x-Achse in dessen Eigenfrequenzbereich möglich ist.

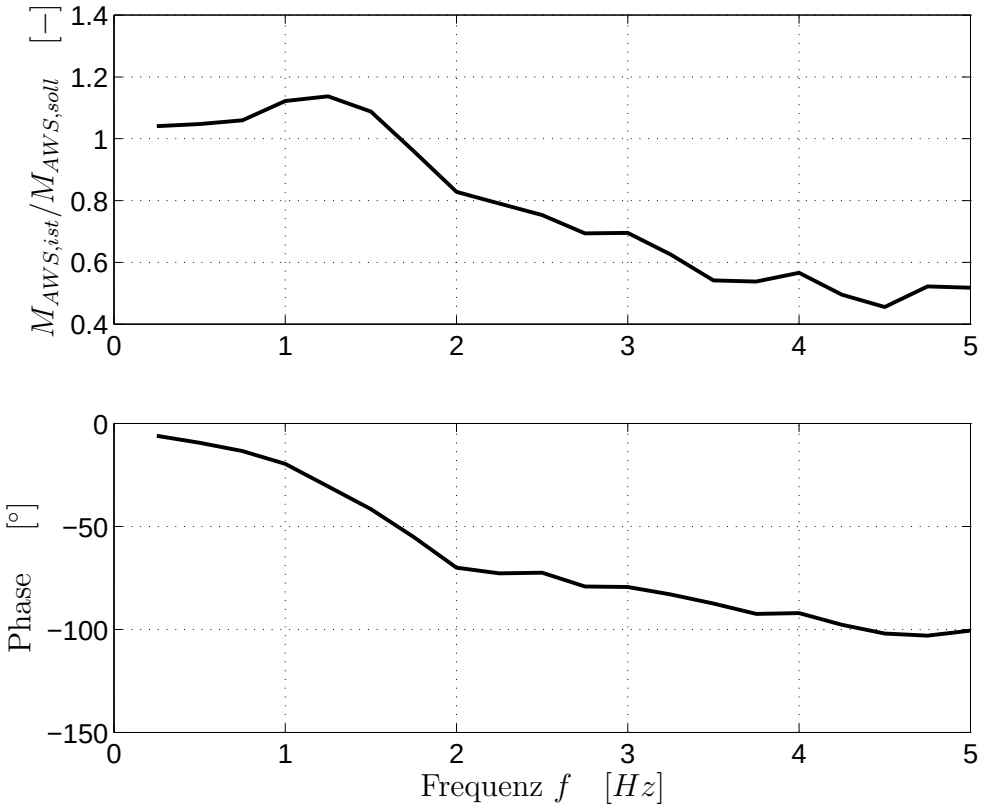


Abbildung 4.19: Führungsfrequenzgang des AWS (Messung)

Eine zweite aber gleichwertige Möglichkeit, das Führungsverhalten des aktiven Aktors zu beschreiben, ist die Betrachtung des Sprungantwortverhaltens (Abbildung 4.20). Bei Vorgabe eines Momentensprungs auf das maximale Schwenkmotormoment, erreicht das Ist-Moment erst nach einer Zeit von

$$T_{90,AWS} = 5 \cdot T_{90,VDS} \tag{4.13}$$

90% des endgültigen Momentenniveaus. Das dynamische Verhalten des AWS-Aktors unterscheidet sich so deutlich von dem des semi-aktiven Verstelldämpfers.

Um analog zu Kapitel 4.1.1.1 das Störübertragungsverhalten des AWS-Aktors beurteilen zu können, werden im Folgenden Prüfstandsmessungen ausgewertet. Bei der Versuchsdurchführung wurde dazu eine Stabilisatorhälfte des AWS Aktors der Vorderachse auf dem Prüfstand fest eingespannt und die andere Hälfte mit Hilfe eines Hydropulszylinders mit einem stochastischen Wegprofil s_{vr} und einer maximalen Amplitude von 5mm angeregt. Die gemessene Kraft am angeregten Stabilisatorende ist mit $F_{AWS,ist,vr}$ bezeichnet.
Abbildung 4.21 vergleicht das Störverhalten zweier AWS-Einstellungen miteinander. Bei maximalem Schwenkmotormoment $M_{AWS,max}$ steigt die dynamische Steifigkeit schon bei geringen Störfrequenzen deutlich an. Durch die Steifigkeitserhöhung kommt es in diesem Fall wie auch beim konventionellen Stabilisator mit hoher Torsi-

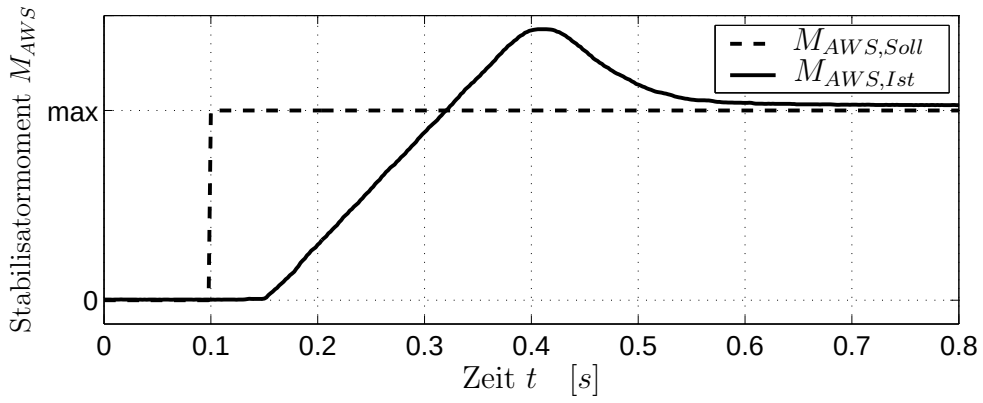


Abbildung 4.20: Sprungantwortverhalten des AWS (Messung)

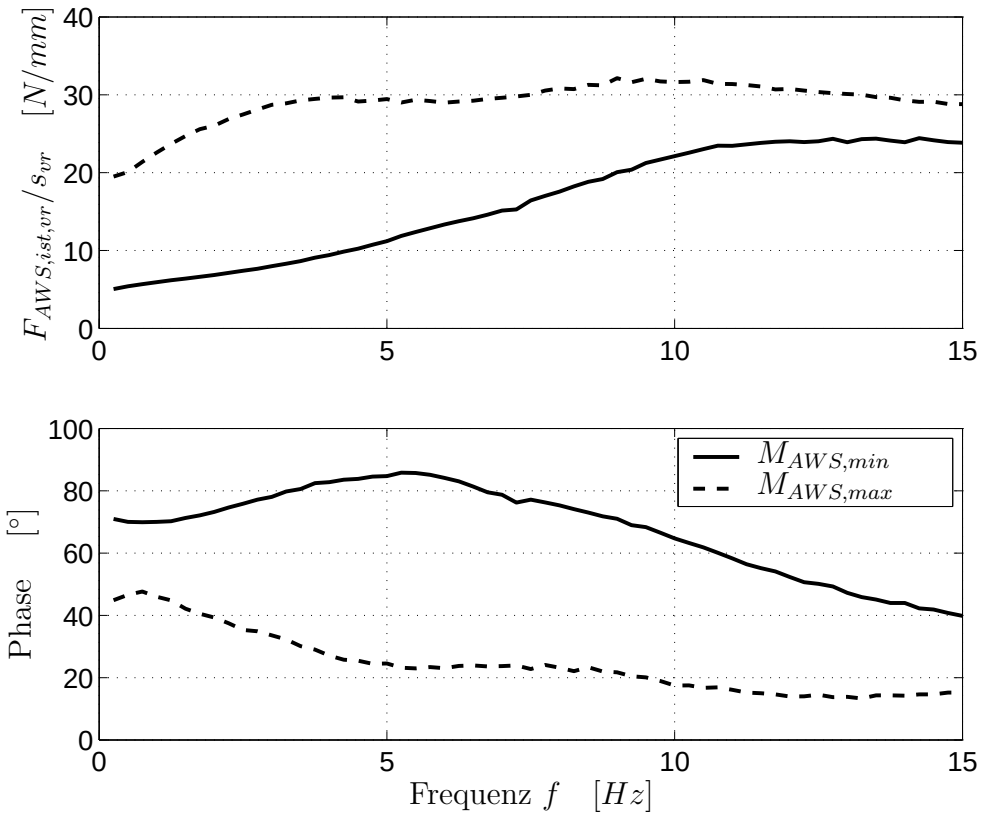


Abbildung 4.21: Störfrequenzgang des AWS (Messung)

onssteifigkeit zum Komfortverlust beim Befahren unebener Strassen (vgl. Kapitel 2). Bei minimaler Momentenanforderung $M_{AWS,min}$ hingegen, was der Einstellung bei Geradeausfahrt entspricht, bleibt die dynamische Steifigkeit auf geringem Niveau, was zu einem komfortablen Fahrverhalten führt.

4.2.1.2 Funktionslogik

Die Struktur der Funktionslogik beruht im Wesentlichen darauf, dass das zur Stabilisierung der Wankbewegung des Fahrzeugs benötigte Moment $M_{x,Stell}$ in Abhän-

gigkeit der Querbeschleunigung berechnet wird.
Ferner wird zur Kompensation der systeminhärenten Totzeiten und hydraulischen Kapazitäten mit Hilfe eines mathematischen Einspurmodells eine sogenannte „voreilende Querbeschleunigung“ berechnet, die als Regeleingangsgröße dient [5].
Die voreilende Querbeschleunigung $a_{y,vor}$ wird dabei mittels der Eingangssignale

- Fahrgeschwindigkeit v_x
- Lenkwinkel δ_L
- Querbeschleunigung a_y
- Gierrate $\dot{\psi}$

über ein hinterlegtes Einspurmodell ermittelt.
Die der Regelung zu Grunde liegende Struktur ist in Abbildung 4.22 skizziert.

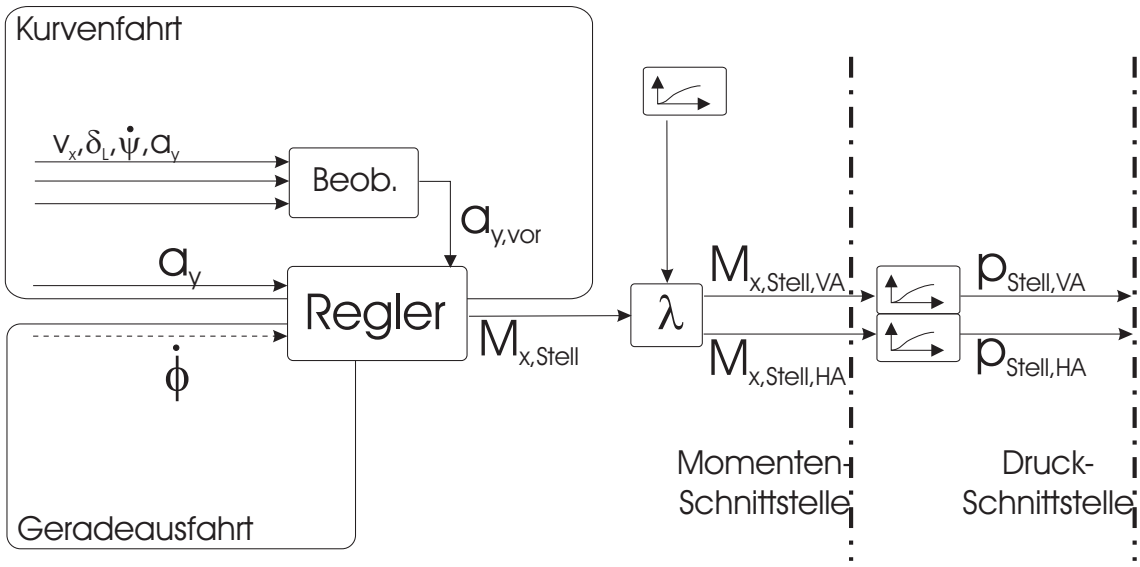


Abbildung 4.22: Struktur der AWS Funktionslogik (R_{AWS})

Zusätzlich dient in dieser Arbeit die Wankrate $\dot{\phi}$ zur Umsetzung der sogenannten „aktiven Wankdämpfung“. Analog zu dem in Kapitel 4.1.1.2 beschriebenen Wank-Skyhook kann so ein aktives Gegenwankmoment zur Bedämpfung der Wankbewegungen (Kopieren) des Fahrzeugaufbaus in der Geradeausfahrt berechnet werden.

Die beiden Stellmomente aus dem Anteil „Kurvenfahrt“ und „Geradeausfahrt“ werden addiert und in Analogie zum Verstelldämpfersystem auf an der Vorder- und Hinterachse abzustützende Momente aufgeteilt (4.11). Diese Wankmomentenverteilung kann entweder starr sein, oder in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit oder anderen Zustandsgrößen kennfeldabhänigig variiert werden (siehe z.B. [38],[37]). Handelt es sich beim Schwenkmotor um einen intelligenten Aktor, so kann das Stellmoment

an diesen direkt weitergeben werden. Ist dies nicht der Fall, muss das Stellmoment zunächst in eine hydraulische Druckanforderung umgerechnet werden. Dies geschieht unter Berücksichtigung der geometrischen Verhältnisse sowie der hydraulischen Übersetzung der Schwenkmotoren.

Abbildung 4.23 zeigt das AWS analog zu Abbildung 4.12 im Fahrzeugregelkreis. Auch hier ist zu beachten, dass nur der Teil der aktiven Wankdämpfung dargestellt ist.

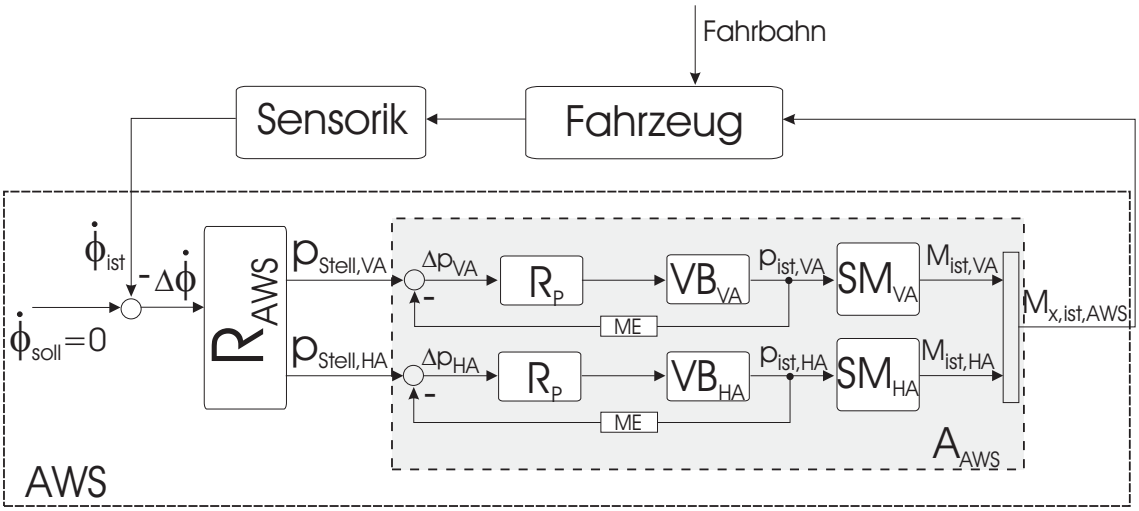


Abbildung 4.23: AWS im Fahrzeugregelkreis (nur Wankbedämpfungsteil)

Der Regler R_{AWS} errechnet aus der Regeleingangsgröße $\Delta\dot{\phi}$ Stelldrücke für Vorder- und Hinterachsstabilisator ($p_{Stell,VA}$ und $p_{Stell,HA}$). Diese werden mittels unterlagertem Druckregelkreis über den Druckregler R_P und den Ventilblock VB eingeregelt. Die Messeinrichtung ME ermöglicht die Messung des Ist-Drucks p_{ist} an Vorder- und Hinterachse. Die Schwenkmotoren (SM) setzen den Druck dann jeweils in ein Stabilisatormoment um, das in der Summe als $M_{x,ist,AWS}$ auf den Fahrzeugaufbau wirkt.

4.2.2 Einfluss auf das fahrbahninduzierte Wankverhalten

Wie bereits oben erwähnt, wirkt sich AWS positiv auf die Kopiereigenschaften des Fahrzeugs aus, da in der Geradeausfahrt keine Querbeschleunigung wirkt und somit die hydraulischen Schwenkmotoren linke und rechte Stabilisatorhälfen nahezu vollständig entkoppeln (siehe auch Abbildung 4.21). Durch Unebenheiten der Strasse hervorgerufene Wankbewegungen werden weniger angeregt. Die Auswirkungen sind dabei vergleichbar denen von Fahrzeugen mit sehr geringer Stabilisatorsteifigkeit (siehe Kapitel 2).

In der Geradeausfahrt soll nun die „aktive Wankdämpfung“ näher untersucht werden. Deren Einfluss kann am besten an Hand des bereits bekannten Konfliktdiagramms

zwischen Kopierbewegung und Stößigkeit bewertet werden (Abbildung 4.24), das aus einer Messung mit dem Versuchsfahrzeug auf der Kopierstrecke generiert wurde.

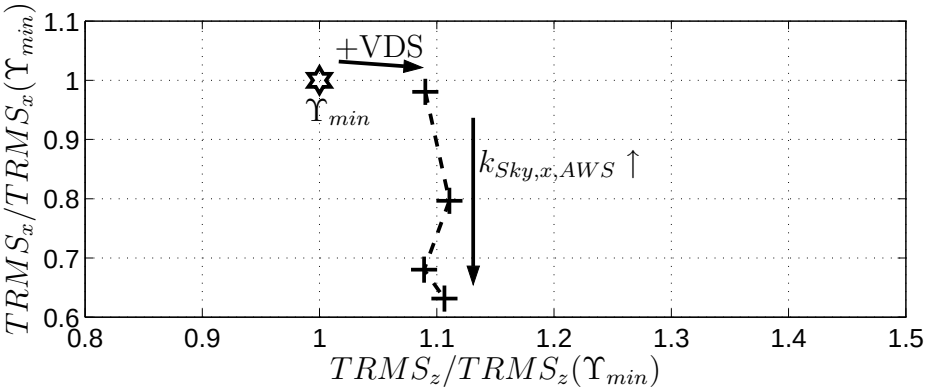


Abbildung 4.24: Einfluss der aktiven Wankdämpfung auf Wankrate und Stößigkeit (Messung)

Die errechneten Teileffektivwerte werden in Abbildung 4.24 auf den Punkt Υ_{min} bezogen, da dieser Wert nach Abbildung 4.15 als Optimum bezüglich Stößigkeit gilt und auch der Einfluss der aktiven Wankdämpfung anschaulich dargestellt werden kann.
Analog zu Abbildung 4.15 gilt auch in diesem Diagramm: eine Erhöhung von $TRMS_z/TRMS_z(\Upsilon_{min})$ bedeutet eine Verschlechterung des Radkomforts (Erhöhung der Stößigkeit) und eine Verringerung von $TRMS_x/TRMS_x(\Upsilon_{min})$ eine Verringerung der Kopierbewegung des Fahrzeugaufbaus und damit eine Komforterhöhung.
Ausgehend von der Basiskonfiguration des Fahrzeugs (Υ_{min}) wird im ersten Schritt in Abbildung 4.24 der VDS Regler hinzugeschaltet. Wie zu erkennen ist, reduziert sich die Kopierneigung des Fahrzeugaufbaus. Auf der Kopierstrecke bedeutet das Zuschalten des VDS-Reglers aber auch eine Erhöhung der Stößigkeit, da der Kopierregler des VDS das Dämpfungsmaß insgesamt, wie bereits in Kapitel 4.1 erläutert, erhöht.
Anschließend wird der Skyhookfaktor $k_{Sky,x,AWS}$ der aktiven Wankdämpfung sukzessiv erhöht. Die Auswertung der Messergebnisse zeigt, dass eine Erhöhung des Wank-Skyhookfaktors nicht wie beim VDS zu einer gleichzeitigen Erhöhung der Stößigkeit führt, sondern ausschließlich die Wankdämpfung erhöht werden kann, um die Kopierneigung des Fahrzeugs in der Geradeausfahrt zu minimieren, wie der Wert $TRMS_x/TRMS_x(\Upsilon_{min})$ zeigt.

4.2.3 Einfluss auf fahrerinduziertes Wanken

Um den Einfluss auf das vom Fahrer mit seinen Lenkbewegungen induzierte Wanken zu zeigen, wird zunächst der Wankwinkelaufbau des Fahrzeugs in der Simulation bei quasi-stationärer Kreisfahrt sowohl in passiver Konfiguration als auch mit aktiver Wankstabilisierung berechnet. Abbildung 4.25 zeigt das Ergebnis der Simulationsuntersuchung.

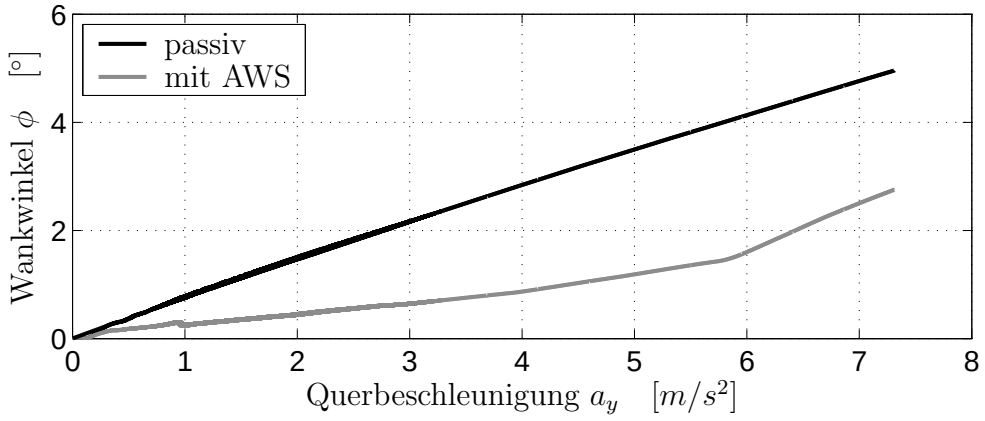


Abbildung 4.25: Einfluss des AWS auf den Wankwinkelverlauf des Fahrzeugs (Simulation)

Mit aktiver Wankstabilisierung reduziert sich der Wankwinkel gegenüber dem passiven Fahrzeug signifikant. Der Verlauf der Wankwinkelkurve kann je nach konstruktiver Auslegung der Aktoren an Vorder- und Hinterachse sowie Abstimmung des Regelungsalgorithmus innerhalb der physikalischen Grenzen frei gewählt werden.

Der Einfluss des AWS auf die Wankdämpfungseigenschaften des Fahrzeugs bei dynamischen Lenkmanövern wird nach Kapitel 3.1 mit Hilfe des Lenkwinkelimpuls und anschließender Auswertung der Ergebnisse beurteilt.
Die Simulationsergebnisse in Abbildung 4.26 zeigen Unterschiede zwischen dem Fahrzeug mit passiven Stabilisatoren und dem Fahrzeug mit aktiver Wankstabilisierung AWS.
Wie im Kapitel 4.2.1.2 definiert, bedämpft AWS die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus bei steigender Querbeschleunigung. Dies erklärt auch, dass das Fahrzeug mit AWS beim Anwanken besser gedämpft wirkt (Abbildung 4.26 - Phase I) als das passive Fahrzeug. Abbildung 4.26 (Phase I) zeigt das Ergebnis. Es ist zu beachten, dass hier die erzielte Wankdämpfung auf das mit passiven Stabilisatoren erreichbare Niveau bezogen dargestellt wurde. AWS bedämpft demnach die Wankbewegung in Phase I ca. 50% besser als passive Stabilisatoren.

Der Regelungsansatz des AWS (Stabilisierung nur unter Querbeschleunigung) führt allerdings dazu, dass im Bereich des Ausschwingens, in dem die Querbeschleunigung gegen Null geht, höhere Wankraten auftreten als beim Fahrzeug mit passiven Stabilisatoren, da die über die Schwenkmotoren eingeleiteten Stabilisierungsmomente fehlen und der Aufbau somit freier schwingen kann (Abbildung 4.26 - Phase III).

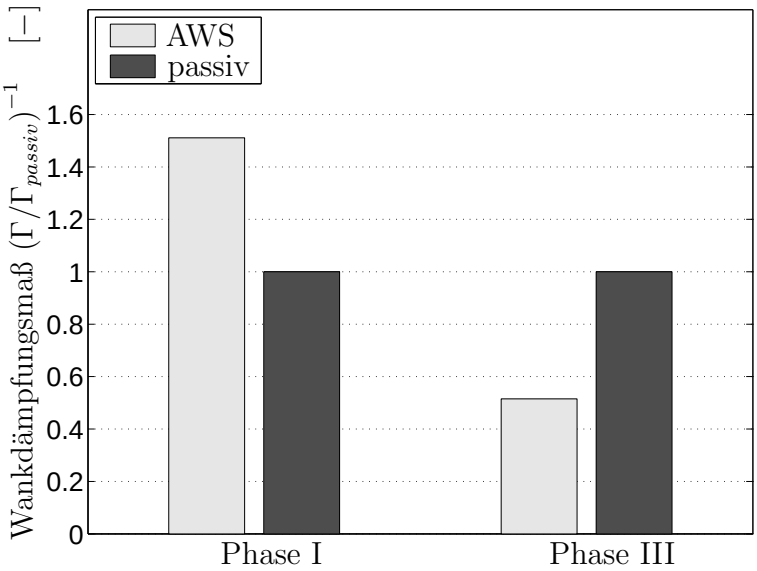


Abbildung 4.26: Einfluss von AWS auf die Wankdämpfung ggü. passivem Stabilisator (Simulation)

Kapitel 5

Auslegung des VDS-Querdynamikreglers

Der Skyhook-Regler des Verstelldämpfersystems VDS sorgt für die Bedämpfung der modalen Freiheitsgrade des Fahrzeugs: Huben, Nicken und Wanken.
Der Querdynamikregler (QDR) als zusätzlicher Anteil des Skyhook-Reglers übernimmt bei Fahrsituationen außerhalb der Geradeausfahrt ($|a_y| > 0$) die Funktion, die Aufbau-Wankbewegung bei hochdynamischen Anlenkvorgängen zu minimieren (fahrerinduziertes Wanken).
Dieses Kapitel beschreibt zunächst den grundsätzlichen Aufbau des QDR und zeigt anhand von Simulationsergebnissen Einflussmöglichkeiten einzelner Reglerparameter auf.
Anschließend werden mit Hilfe des errechneten Wankdämpfungs- und Abklingmaßes deren Einfluss auf das Fahrzeugschwingverhalten basierend auf Fahrversuchen analysiert. Zur Auslegung des QDR wird dabei auf das aus Kapitel 3.1 bekannte Lenkwinkel-Impuls-Manöver zurückgegriffen. Der Fahrerlenkwinkel wird dazu über die aus Kapitel 3 bekannte Lenkmaschine aufgeprägt. Abschließend erfolgt eine Zusammenstellung der wichtigsten Ergebnisse.

5.1 Wankdämpfung bei dynamischen Anlenkvorgängen

Alle bekannten Wankregelungskonzepte (siehe Kapitel 1.2) zielen darauf ab, die Wankbewegung des Aufbaus zu minimieren. Im Idealfall gilt:

$$\dot{\phi} = 0 \tag{5.1}$$

Der optimale Verlauf wird je nach verwendeter Aktorik und deren maximaler Dämpfkraftkennlinie Υ_{max} unterschiedlich gut angenähert. Mit dem Skyhook-Regler allein ist es aber nicht möglich, die Wankrate beim Anlenken aus der Geradeausfahrt heraus zu minimieren (siehe Kapitel 4.1.3).

Abbildung 5.1 zeigt das Antwortverhalten des Fahrzeugs auf den Lenkimpuls anhand von Simulationsergebnissen. Verglichen wird die reine Skyhook-Regelung mit unterschiedlichen Wankverstärkungsfaktoren ($k_{sky,x,low}$ und $k_{sky,x,high}$) mit den Grenzkennungen der Dämpfer Υ_{max} und Υ_{min}, wie sie mit einer Festbestromung der Magnetventile I_{max} und I_{min} erzielt werden.
Zwar ist es durch Erhöhung der Skyhook-Verstärkung $k_{sky,x,VDS}$ möglich, die Amplitude der Wankrate zu verringern, doch der Verlauf $\dot{\phi} = f(\Upsilon_{max})$ kann mit dem reinen Skyhook-Regler selbst mit hohen Skyhook-Faktoren nur unzureichend angenähert werden (siehe auch Kapitel 4.1.3). Eine Verbesserung kann ausschließlich erzielt werden, wenn die Dämpferkraft näherungungsweise Υ_{max} entspricht.

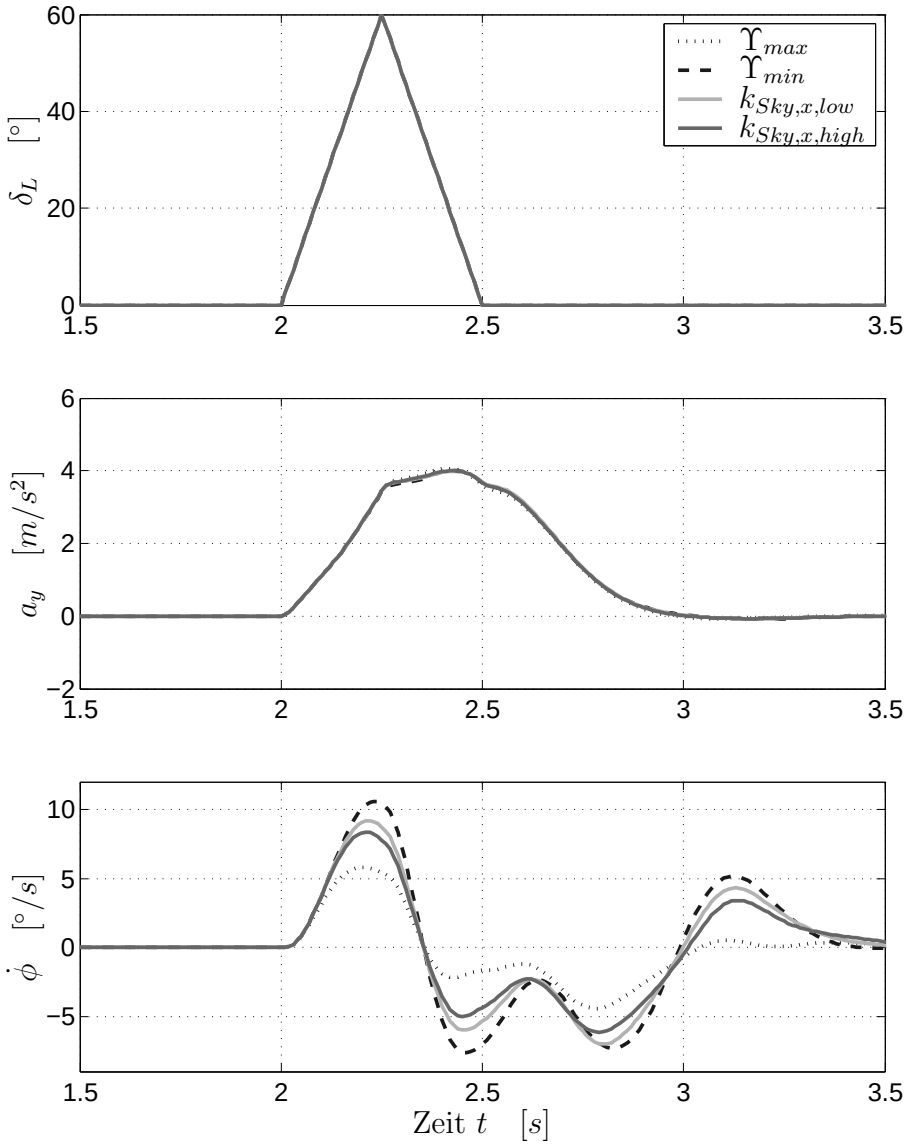


Abbildung 5.1: Vergleich verschiedener Skyhook-Verstärkungen ggü. Υ_{max} und Υ_{min} (Simulation)

Ziel der QDR-Entwicklung ist somit eine Erweiterung des Skyhook-Algorithmus zur

Bedämpfung des fahrerinduzierten Wankens. Dazu wird wie auch schon in Kapitel 3 Anwanken und Ausschwingen separat beleuchtet.

5.1.1 Anwanken

Zur Abstützung des Wankmoments beim Anlenken müssen möglichst frühzeitig Informationen über das zukünftige Wankverhalten zur Verfügung stehen, um mit den Verstelldämpfern entsprechend schnell reagieren zu können. Dazu wird eine „Stellgröße“ benötigt, die über verschiedene Ansätze erzeugt werden kann, beispielsweise:

- Verarbeitung der Lenkwinkelgeschwindigkeit. Das Lenkrad als Mensch-Maschine-Schnittstelle liefert sehr frühe Informationen über die Trajektorie, auf der sich das Fahrzeug bewegen soll. Da eine über das Lenkungsspiel hinausgehende Lenkbewegung auch eine Wankbewegung des Fahrzeugsaufbaus zur Folge hat, lässt sich auf Grund der Lenkwinkelgeschwindigkeit auf eine erwartete Wankbewegung schließen. Kenngrößen, Schwellen und Abstimmparameter werden im Fahrversuch gezielt angepasst, um über die Stellgröße das gewünschte Fahrzeugverhalten zu erzeugen.
  Diese Steuerung (keine Rückführung der Zustandsgröße $\dot{\phi}$) arbeitet jedoch nicht auf Basis der bedarfsgerechten Dämpfung im Sinne des Skyhook-Gedankens, sondern errechnet bei einer Lenkwinkeleingabe eine Stellgröße, losgelöst vom tatsächlichen Dämpfkraftbedarf.

- „Voreilende“ Berechnung von Zustandsgrößen. Über hinterlegte Fahrzeug- und Fahrdynamikmodelle können Zustandsgrößen wie die Querbeschleunigung und daraus auch ein Wankmoment mit zeitlicher Voreilung berechnet werden und als Regeleingangsgröße verwendet werden.

Im Hinblick auf die Potenziale einer Vernetzung sowie die Koordination der Aktoren von AWS und VDS wird im Folgenden der Ansatz über die Berechnung voreilender Größen verfolgt. Dieser bietet die Möglichkeit, eine sogenannte Wankmomentenschnittstelle zu definieren, die in den nachfolgenden Kapiteln genauer spezifiziert wird.

Greift eine Querbeschleunigung am Aufbau-Schwerpunkt an, so ergibt sich über den Abstand zur Rollachse des Fahrzeugs h_{RZ} mit der Aufbaumasse m_A ein Wankmoment M_{x,a_y} (siehe Abbildung 5.2 und Kapitel 2) nach

$$M_{x,a_y} = a_y \cdot m_A \cdot h_{RZ}. \tag{5.2}$$

Zur Aufbaustabilisierung muss ein kompensierendes Wankmoment aufgeprägt werden. Dieses besteht bislang aus dem Wank-Skyhookmoment $M_{x,SH}$. Da $M_{x,SH}$ aber

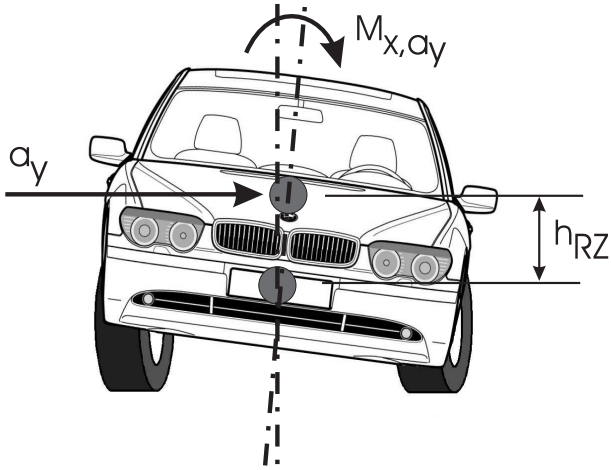


Abbildung 5.2: Entstehung des Wankmoments beim Anlenken

nach Abbildung 5.1 die Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus nicht ausreichend bedämpft, kann bei Kenntnis der voreilenden Querbeschleunigung ein abstützendes, voreilendes Wankmoment M_{x,a_y} aus

$$M_{x,vor} = a_{y,vor} \cdot m_A \cdot h_{RZ} \tag{5.3}$$

berechnet werden. Die voreilende Querbeschleunigung $a_{y,vor}$ erhält man aus einem sogenannten Querbeschleunigungsbeobachter (QBB), der Bestandteil der Regelungslogik der aktiven Wankstabilisierung AWS (siehe Kapitel 4.2.1.2) ist. Normalerweise ist der QBB dabei so abgestimmt, dass die Voreilung der Querbeschleunigung der Kraftaufbauzeit des gesamten hydraulischen Systems entspricht. In dieser Arbeit wird von einem ideal applizierten AWS ausgegangen.
Das über (5.3) aus $a_{y,vor}$ errechnete voreilende Wankmoment muss vor der weiteren Verwendung im Regler aufbereitet werden, da ein Verstelldämpfersystem im Gegensatz zum AWS prinzipbedingt keine stationären Kräfte aufbringen kann, was zu der Notwendigkeit führt, die stationären Anteile in $M_{x,vor}$ zu eliminieren. Dies geschieht mittels Hochpassfilterung der voreilenden Querbeschleunigung in Form eines DT_1-Gliedes. Dabei entsteht ein sogenanntes dynamisches Wankmoment $M_{x,vor,dyn}$ aus $a_{y,vor,dyn}$, dessen Verlauf über die Parameter $k_{Mx,vor}$ und $f_{ay,vor}$ festgelegt werden kann (siehe auch Kapitel 5.1.1.1 und 5.1.1.2).

Im Skyhook-Regler, der für die Bedämpfung der Wankschwingungen während der Geradeausfahrt sorgt, wird ein Stellmoment $M_{x,SH}$ berechnet, das proportional zur Wankrate $\dot{\phi}$ ist (Abbildung 5.3 und (4.10)).
Das aus QBB und DT_1 berechnete voreilende Wankmoment zur Bedämpfung des Fahrzeugaufbaus beim Anlenken $M_{x,vor,dyn}$ wird zum Skyhookmoment addiert. Die Additionsstelle der beiden Momente wird im Folgenden als Momentenschnittstelle bezeichnet und kann beliebig erweitert werden, wie die nachfolgenden Kapitel zeigen.

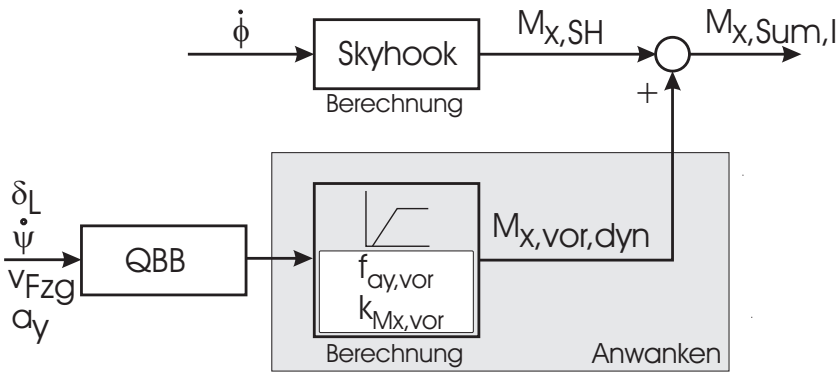


Abbildung 5.3: Querreglerstruktur zur Bedämpfung des Wankens in Phase I

Das Summenmoment für VDS zur Bedämpfung von Phase I der Wankbewegung lautet demnach:

$$M_{x,Sum,I} = M_{x,SH} + M_{x,vor,dyn}. \tag{5.4}$$

Abbildung 5.4 zeigt den Verlauf des Gegenwankmoments und des Stellstroms (exemplarisch an Hand des Ventilstroms des linken vorderen Verstelldämpfers) mit und ohne Aufschaltung des voreilenden Wankmoments sowie die Auswirkung auf das Fahrzeugschwingungsverhalten in Form von Simulationsergebnissen.
Während der Stellmomentenverlauf bei Regelung mit reinem Skyhookmoment $M_{x,SH}$ der Wankrate folgt (4.10), erhöht sich bei Aufschaltung des voreilenden Wankmoments die Amplitude des Stellmoments. Gleichzeitig sorgt der voreilende Anteil in $M_{x,vor,dyn}$ dafür, dass das gesamte Stellmoment früher aufgebaut, der Stellstrom rascher erhöht wird und schließlich der Dämpfkraftaufbau früher stattfindet. So wird früher Energie aus dem System dissipiert und die maximale Amplitude des Anwankvorgangs abgesenkt. Als Resultat sinkt die Wankrate in Phase I deutlich gegenüber der reinen Skyhook-Regelung und liegt in Abbildung 5.4 in Phase I sogar deckungsgleich mit Υ_{max}.
Zu sehen ist auch, dass sich dieser Anteil ausschließlich auf das Anwanken in Phase I der Wankschwingung (siehe auch Abbildung 3.4) beschränkt. Die Auswirkungen des voreilenden Wankmoments sind in Phase III des Schwingungsverlaufs kaum noch zu erkennen.

Mit Hilfe der hier verwendeten Parameterkombinationen konnte eine Abstimmung des Querdynamikreglers erzielt werden, die gute Ergebnisse hinsichtlich des Anwankverhaltens des simulierten Fahrzeugs liefert.
Mit diesem Parametersatz, der in der Simulation gute Ergebnisse liefert, werden nun Potenzial und Abstimmbarkeit des Querdynamikreglers für Phase I im Versuchsfahrzeug unter realen Bedingungen analysiert.

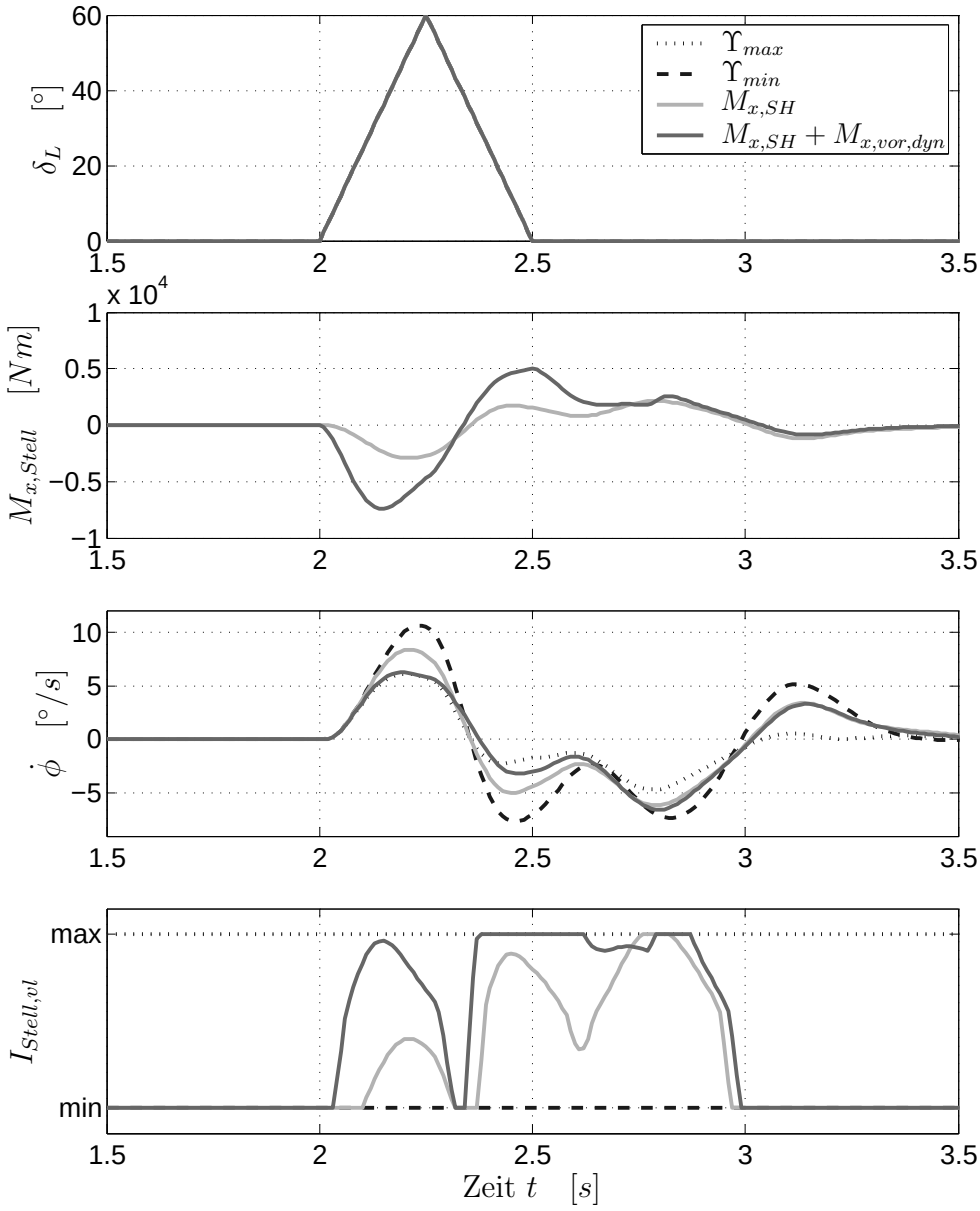


Abbildung 5.4: Einfluss des $M_{x,vor,dyn}$ auf den Verlauf der Wankrate in Phase I (Simulation)

Zur Optimierung des Anwankverhaltens stehen dabei folgende Parameter zur Verfügung:

- Proportionalverstärkung des gesamten Vorsteuerzweiges $k_{M_x,vor}$
- Eckfrequenz des Hochpassfilters $f_{ay,vor}$ zur Bestimmung der dynamisch voreilenden Querbeschleunigung

Dabei ist zu beachten, dass in den folgenden Kapiteln die o.g. Parameter separat variiert werden. Der Skyhook-Regler wird mit der Wankverstärkung $k_{Sky,x,VDS}$ betrieben.

Die Auswirkung der isolierten Parametervariationen auf die Wankdämpfung wird anschließend anhand des objektiven Wankdämpfungsmaßes Γ/Γ_{max} bewertet.

5.1.1.1 Gesamtverstärkung des Vorsteuerzweiges

Mit dem Parameter $k_{Mx,vor}$ ist es möglich, das im Vorsteuerzweig berechnete Stellmoment beliebig zu skalieren. Somit kann die Höhe des Stellmoments und damit der Stellkraft an jedem einzelnen Dämpfer beeinflusst werden.
So ist es zwar einerseits möglich, über einen hohen Wert von $k_{Mx,vor}$ ein Maximum an Aufbaudämpfung zu erreichen, andererseits erhöht sich bei Lenkmanövern auf unebenen Strecken auf Grund des höheren Dämpfkraftniveaus der Energieeintrag in den Fahrzeugaufbau. Der Fahrkomfort sinkt dann zu Gunsten der Erhöhung der Aufbaudämpfung.
Eine Entschärfung des Zielkonflikts ist an dieser Stelle nur möglich, wenn $k_{M_x,vor}$ so gering wie möglich gewählt wird, ohne dass Verschlechterungen im Wankverhalten auftreten.
Zur näheren Untersuchung werden dazu im Simulationsmodell zunächst verschiedene Verstärkungen $k_{Mx,vor}$ auf deren Auswirkung hin getestet und letztlich im Fahrversuch verifiziert.
Ausgehend von einer sehr geringen Verstärkung sinkt die maximale Amplitude der Wankrate mit steigendem Verstärkungsfaktor $(k_{Mx,Vor,1}, \ldots, k_{Mx,Vor,4})$ ab, bis letztendlich eine Amplitude erreicht wird, die auch durch noch höhere Verstärkungsfaktoren nicht verringert werden kann (Abbildung 5.5). Dies entspricht dann der Amplitude der Wankrate in Phase I, wie sie mit Υ_{max} erreicht wird.
Die Auswertung des Fahrversuchs (Abbildung 5.6) bestätigt die Simulationsergebnisse: Selbst bei stetiger Erhöhung von $k_{Mx,vor}$ nähert sich das Wankdämpfungsmaß ab $k_{Mx,vor,3}$ asymptotisch an ein globales Maximum an. Es macht also keinen Sinn, $k_{Mx,vor}$ weiter zu erhöhen: Verbesserungen der Aufbaudämpfung beim Anwanken könnten nicht erreicht werden.

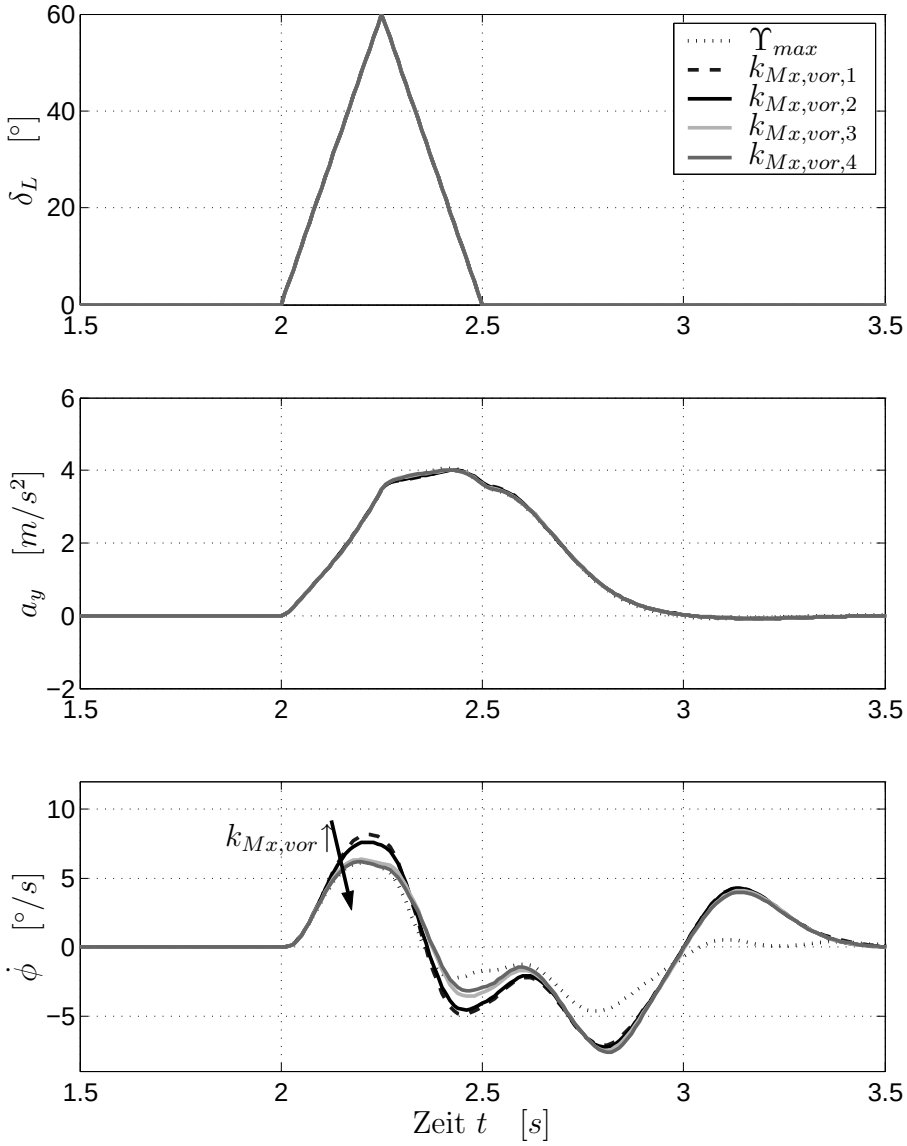


Abbildung 5.5: Einfluss von $k_{Mx,vor}$ auf den Verlauf der Wankrate in Phase I (Simulation)

5.1.1.2 Eckfrequenz zur Filterung der voreilenden Querbeschleunigung

Abbildung 5.7 zeigt den Einfluss der Eckfrequenz zur Filterung der voreilenden Querbeschleunigung in der Simulation, wobei zu beachten ist, dass $f_{ay,vor,1}$ sehr viel kleiner ist als $f_{ay,vor,4}$.

Je nach Eckfrequenz des DT_1-Glieds ergeben sich in Abbildung 5.7 unterschiedliche Verläufe für das voreilende Wankmoment $M_{x,vor,dyn}$: Mit sinkender Eckfrequenz erhöht sich sowohl die Amplitude als auch der Gradient des voreilenden Wankmoments, sowie die Schwingungsdauer. Da $f_{ay,vor}$ zur Bedämpfung des Anwankvorgangs eingesetzt wird, muss an dieser Stelle eine Eckfrequenz gewählt werden, die einen hohen Gradienten im voreilenden Wankmoment $M_{x,vor,dyn}$ erzeugt.

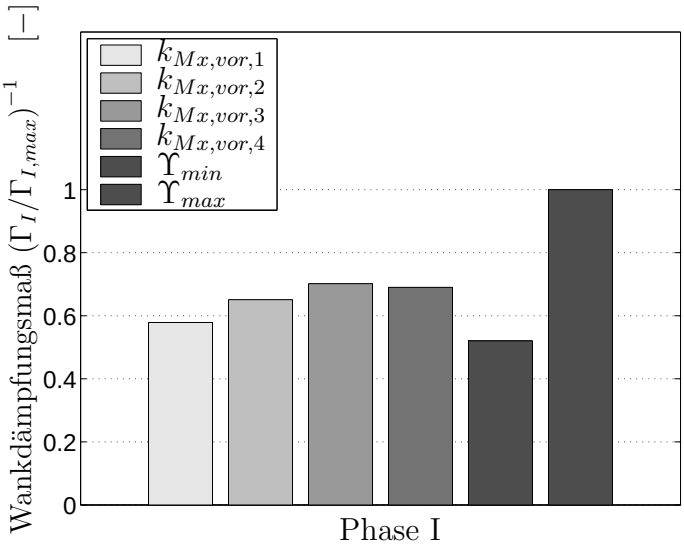


Abbildung 5.6: Parametervariation von $k_{Mx,vor}$. Ergebnisse des Fahrversuchs.

Andererseits muss darauf geachtet werden, dass die Schwingungsdauer - und damit auch der Nulldurchgang der ersten Halbwelle von $M_{x,vor,dyn}$ - in etwa mit dem Nulldurchgang der Zustandsgröße $\dot{\phi}$ des Fahrzeugs zusammenfällt. Diese Anpassung ist notwendig, damit zwischen Summenmoment $M_{x,Sum,I}$ (5.4) und Skyhook-Moment $M_{x,SH}$ keine Phasendifferenz auftritt. Wäre dies der Fall, könnte es sein, dass $M_{x,Sum,I}$ gegen Null geht, obwohl die Wankrate nicht Null ist. Zwar ist dies beim Einsatz von semiaktiven Systemen nicht von Bedeutung für die Stabilität des Regelkreises, dennoch werden am Dämpfer zum falschen Zeitpunkt nur minimale Kräfte ($F_{Dmp} = f(\Upsilon_{min})$) gestellt und die systemtechnisch optimale Wankrate $\dot{\phi} = f(\Upsilon_{max})$ kann nicht erreicht werden.

Zu überprüfen ist dies durch Auswertung eines sogenannten „Lenkwinkel Sinus-Sweep“, ein Fahrmanöver das mit dem Versuchsfahrzeug unter Zuhilfenahme der Lenkmaschine durchgeführt wurde. Dabei wird der Lenkwinkel sinusförmig geändert, wobei die Lenkamplitude beibehalten wird und die Lenkfrequenz stetig steigt (Abbildung 5.8).

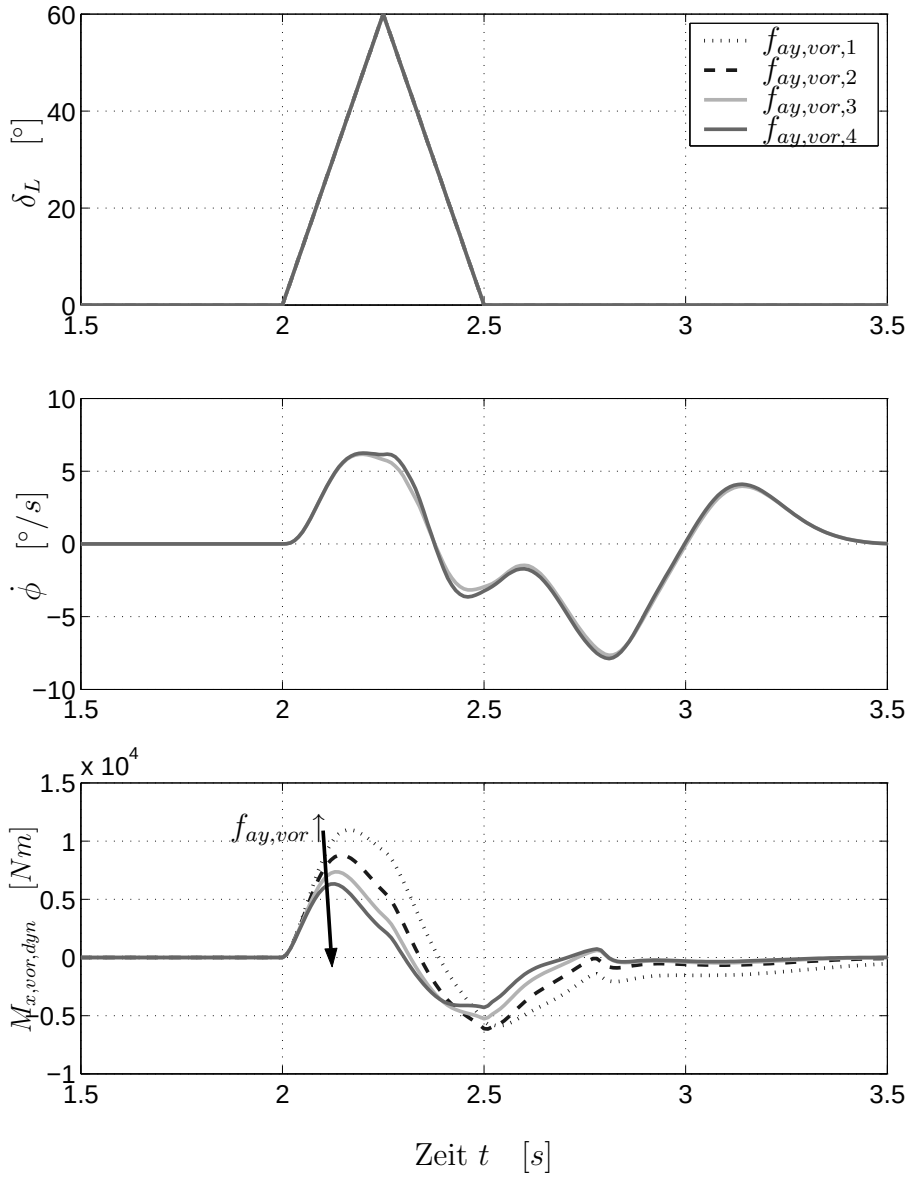


Abbildung 5.7: Einfluss von $f_{ay,vor}$ auf das voreilende Wankmoment $M_{x,vor,dyn}$ (Simulation)

Wie zu erkennen ist, verlaufen $M_{x,Sum,I}$ und $M_{x,SH}$ beinahe synchron. Es kommt bei der zugrundegelegten Reglerabstimmung zu keiner Auslöschung des Skyhook-Moments. Zur Verdeutlichung zeigt Abbildung 5.9 den Phasenverlauf zwischen $M_{x,Sum,I}$ und $M_{x,SH}$. Dieser bestätigt, dass zwar zu höheren Lenkfrequenzen hin, das Summenmoment $M_{x,Sum,I}$ etwas dem Skyhook-Moment und damit der Wankrate voreilt. Die Reglerfunktionalität wird allerdings dadurch nicht eingeschränkt.
Im Anschluss werden nun anhand von Abbildung 5.10 die Ergebnisse des Fahrversuchs zur Variation von $f_{ay,vor}$ ausgewertet.

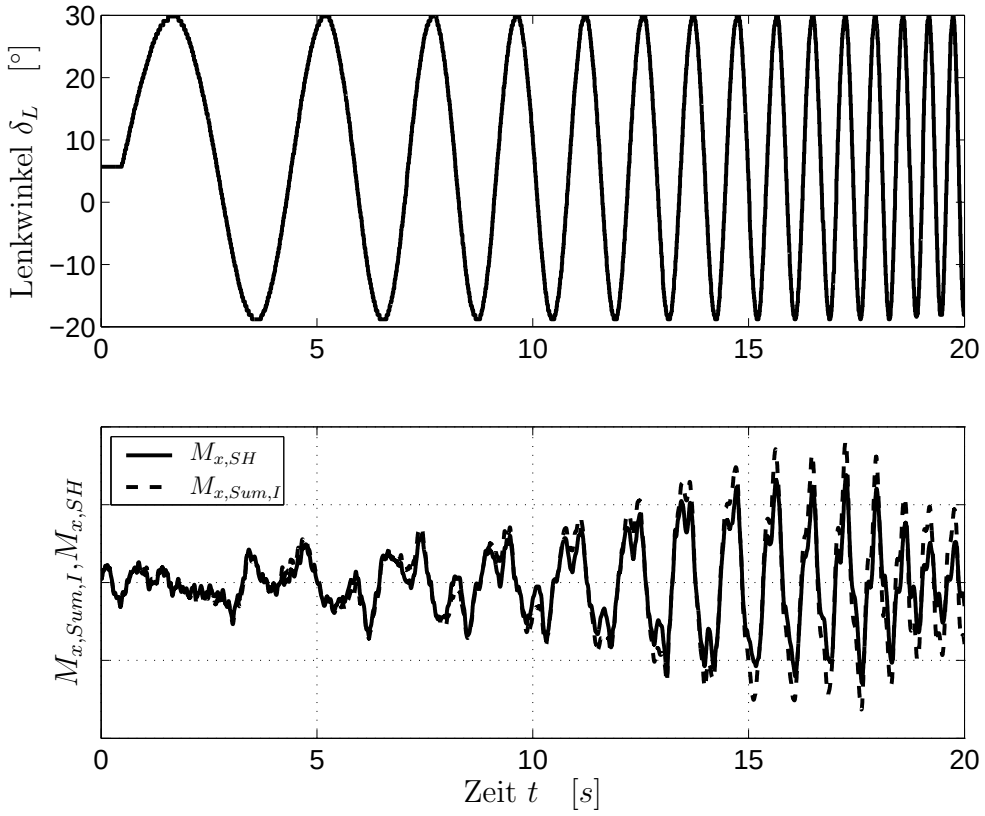


Abbildung 5.8: Zeitlicher Zusammenhang zwischen $M_{x,SH}$ und $M_{x,Sum,I}$ (Messung)

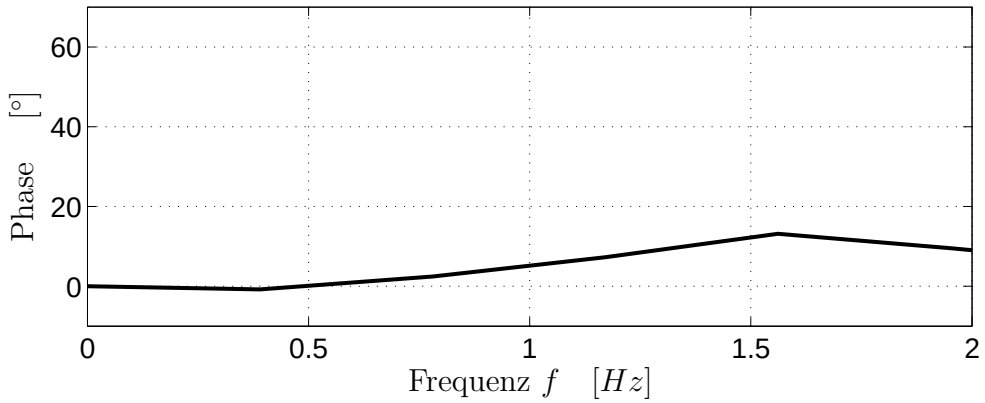


Abbildung 5.9: Phasengang von $M_{x,Sum,I}$ zu $M_{x,SH}$ (Messung)

Während der Einfluss von $f_{ay,vor}$ auf den Verlauf der Wankrate beim Anlenken gering ist, erkennt man im Wankdämpfungsmaß aus den Ergebnissen des Fahrversuchs deutliche Unterschiede. So lässt sich prinzipiell aus den Versuchen ableiten, dass ein DT_1-Glied mit geringer Eckfrequenz (siehe $f_{ay,vor,1}$) die besten Ergebnisse hinsichtlich Anwanken liefert.

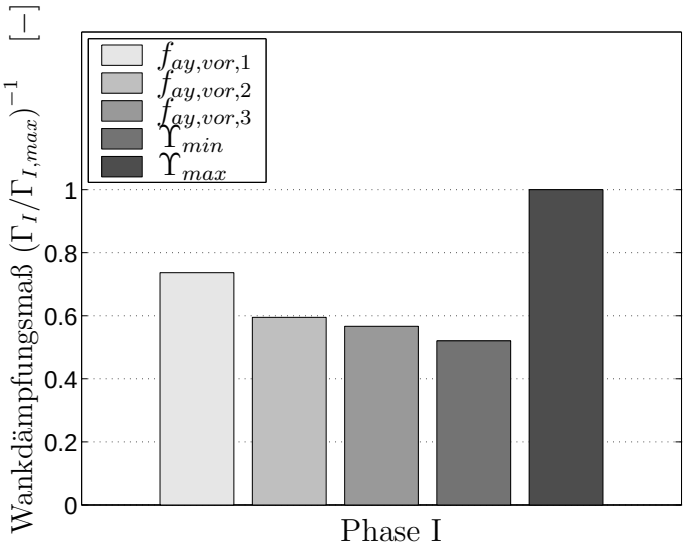


Abbildung 5.10: Einfluss von $f_{ay,vor}$ auf die Wankdämpfung in Phase I (Simulation)

5.1.2 Ausschwingen

Während bisher ausschließlich das Anwanken betrachtet wurde, soll nun an dieser Stelle der Querdynamikregler für die Bedämpfung des Ausschwingens erweitert werden.
Die zweite wichtige Phase der Wankbewegung als Antwort auf den Lenkwinkelimpuls wird als Ausschwingen bezeichnet und ist in Abbildung 3.4 mit III gekennzeichnet. Ausschwingen lässt sich beim Zurücklenken von einem bestimmten Lenkwinkel auf $\delta_L = 0$ beurteilen. Dies kann das Herauslenken aus einer Kreisbahn sein oder - wie im dargestellen Fall - das Ende des Lenkwinkelimpulses (siehe Kapitel 3).

Die Addition des voreilenden Wankmoments zum „reinen“ Skyhook-Moment sorgt für eine rasche Stellgrößenvorgabe noch vor Beginn der eigentlichen Wankbewegung. Es ist aber nicht möglich und auch nicht erwünscht, mit Hilfe des Vorsteuerzweiges Einfluss auf das Ausschwingen zu nehmen.
Da zu Beginn von Phase III sowohl Lenkwinkel als auch Querbeschleunigung gegen Null gehen, wären komplexe Wankmodelle erforderlich, um mit deren Hilfe aus den Anfangsbedingungen unter Verwendung von Fahrzeugdaten die abklingende Wankbewegung schätzen zu können. Rechenleistung und Speicherkapazität des benötigten Steuergeräts stehen der Komplexität eines solchen Ansatzes gegenüber, weshalb im Hinblick auf einen späteren Serieneinsatz des Regelungsalgorithmus in dieser Arbeit auf die Verwendung umfangreicher Bewegungsmodelle verzichtet wird.

Die Wankrate $\dot{\phi}$ beschreibt den Bewegungszustand des Fahrzeugaufbaus um seine x-Achse ausreichend. Wie schon in Abbildung 5.1 gezeigt wurde, reicht die Skyhook-Wankdämpfung, wie sie für fahrbahninduziertes Wanken abgestimmt wurde aber nicht aus, um die Wankbewegung in möglichst kurzer Zeit abklingen zu lassen. An dieser Stelle ist sehr viel mehr Dämpfkraft notwendig.

Zur Vermeidung eines Zielkonflikts zwischen der Wankdämpfung bei Anlenkmanövern und Komfort in der Geradeausfahrt, wird eine zusätzliche Skyhook-Wankverstärkung $k_{sky,x,zus}$ ausschließlich für den Fall aktiviert, dass vom Fahrer entsprechend dynamisch gelenkt wird, da man unter diesen Umständen davon ausgehen kann, dass auch das Ausschwingmaximum groß sein wird.

Schnelle und heftige Lenkbewegungen spiegeln sich im Verlauf der voreilenden Querbeschleunigung $a_{y,vor,dyn}$ wieder, der hochpassgefilterten, voreilenden Querbeschleunigung, die im QBB berechnet wird.
Mit $a_{y,vor,dyn}$ kann ein verstärkendes Skyhookmoment, das aus der Gleichung

$$M_{x,verst} = k_{Sky,x,verst} \cdot \dot{\phi} \tag{5.5}$$

erzeugt wird, bei Erreichen einer Schwelle $\kappa_{ay,vor,dyn}$ aktiviert werden. $M_{x,verst}$ ist dann für eine gewisse Zeit $T_{V,kSky,x}$ aktiv, wobei $T_{V,kSky,x}$ mittels Haltetiefpass so eingestellt werden kann, dass das hohe Skyhook-Dämpfungsmaß während des kompletten Ausschwingvorgangs (Phase III) gehalten wird.

Die Vorteile dieser Methode unter Einsatz einer hohen Skyhook-Wankverstärkung sind:

- Jede Regeldifferenz wird sofort in eine hohe Stellgrößenvorgabe umgesetzt.
- Das Ausschwingen wird phasenrichtig und effizient bedämpft ohne dass zusätzliche Algorithmen und Schaltmechanismen nötig wären.
- erneutes Anlenken innerhalb von $T_{V,k_{sky,x}}$ erfolgt bereits mit hoher Wankabstützung. Dies garantiert bei Wechselkurven optimale Aufbaudämpfung.

Die Architektur des Regelungsansatzes auf Basis der in Kapitel 5.1.1 definierten Momentenschnittstelle erlaubt das Aufaddieren zusätzlicher Wank-Stellmomente zum eigentlichen Skyhookmoment. Abbildung 5.11 zeigt die schon bekannte Struktur des Querreglers erweitert um den zusätzlichen Momentenzweig zur Bedämpfung der Wankschwingung in Phase III.

Der Einfluss der zusätzlichen Wankverstärkung auf den Verlauf der Wankrate in Phase III ist in Abbildung 5.12 dargestellt.
In dieser Simulationsuntersuchung ist der Verlauf der Wankrate bei Skyhookregelung mit aktiviertem Querdynamikregler für Anwanken dargestellt ($M_{x,Sum,I}$). Wie bereits weiter oben erläutert, wirkt dieser Anteil nur zur Bedämpfung des Anwankmaximus. Im Vergleich dazu ist zu erkennen, dass die Wankrate bei aktivem Skyhookregler mit zusätzlicher Wankverstärkung ($M_{x,SH} + M_{x,Verst}$) in Phase III nahe dem systemtechnischen Optimum (Υ_{max}) verläuft. Dies wird auch deutlich im Stromverlauf: Das Verstellventil des Dämpfers wird länger und höher bestromt, was letzlich zu einer besseren Bedämpfung der Wankbewegung führt. Außerdem ist sichtbar,

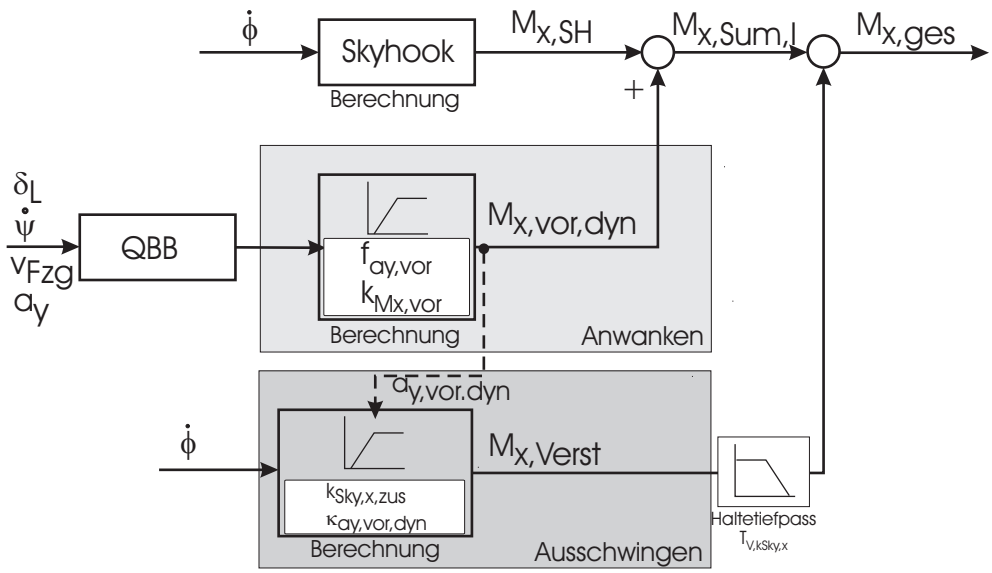


Abbildung 5.11: VDS-Querdynamikregler mit Zweig zur Bedämpfung des Ausschwingens

dass im Bereich des Anwankmaximums das Moment aus $M_{x,SH}$ und $M_{x,Verst}$ nicht wesentlich zur Minimierung des Anwankmaximums beiträgt, sondern ausschließlich im Bereich des Ausschwingens wirkt.

Nachdem die Simulationsergebnisse das Potenzial des Querdynamikreglers aufzeigen, besteht die Aufgabe nun darin, den Regler unter realen Bedingungen im Fahrversuch zu optimieren.
Dazu stehen für die Berechnung von $M_{x,Verst}$ analog zu Abbildung 5.11 verschiedene Abstimmparameter zur Verfügung. Diese sind:

- Wert der zusätzlichen Wankverstärkung $k_{sky,x,zus}$
- Schwelle der dynamisch voreilenden Querbeschleunigung $\kappa_{ay,vor,dyn}$

Im Folgenden soll der Einfluss dieser Parameter auf das Schwingverhalten des Fahrzeugs an Hand der bekannten objektiven Beurteilungskriterien analysiert und bewertet werden.

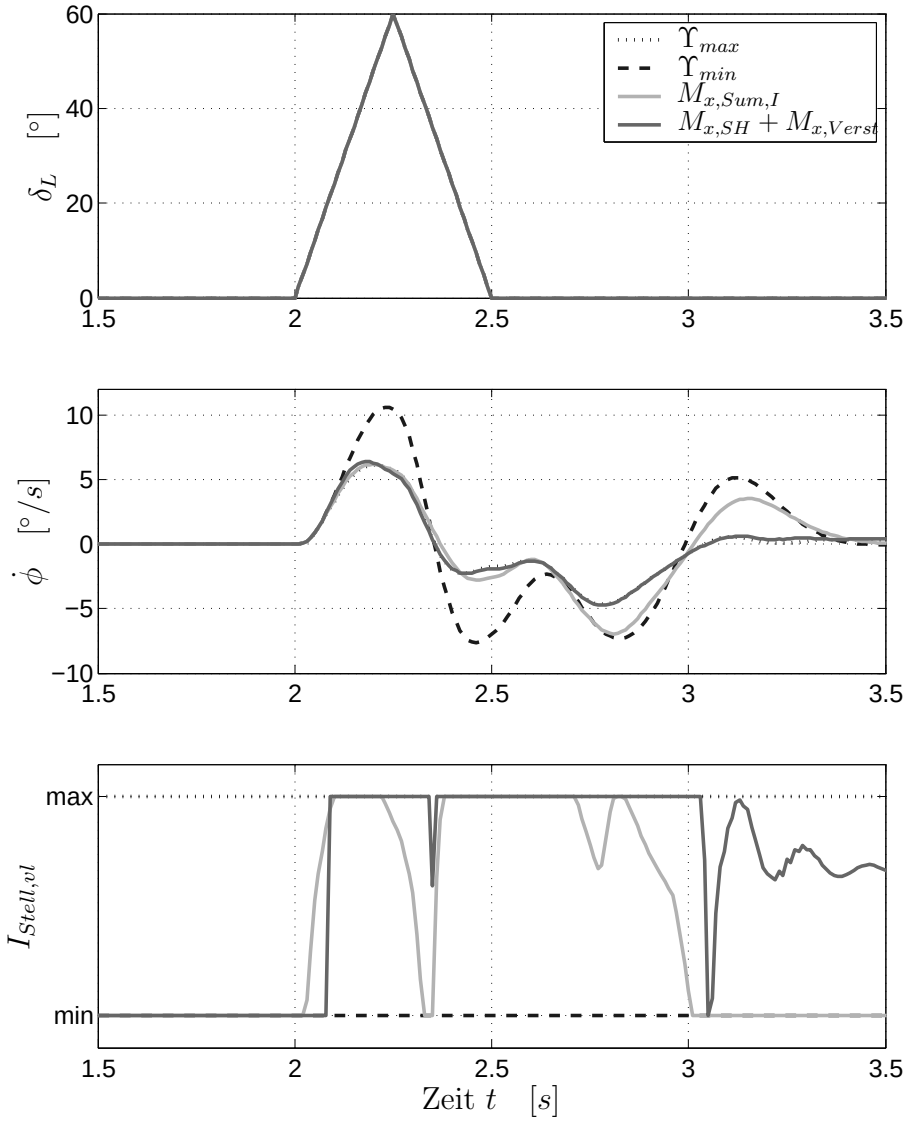


Abbildung 5.12: Einfluss von $M_{x,Verst}$ auf die Wankrate in Phase III (Simulation)

5.1.2.1 Zusätzliche Wankverstärkung

Abbildung 5.13 zeigt das erzielbare Wankdämpfungsmaß $\Gamma_{III}/\Gamma_{III,max}$ in Phase III für eine Variation der zusätzlichen Wankverstärkung im Vergleich zu den Systemgrenzen Υ_{max} und Υ_{min}. Dabei erhöht sich wie erwartet mit steigendem $k_{sky,x,zus,1} \ldots k_{sky,x,zus,3}$ die Wankdämpfung.

Das zugehörige Abklingmaß $\bar{\sigma}_{III}/\bar{\sigma}_{III,max}$ ist in Abbildung 5.14 dargestellt.

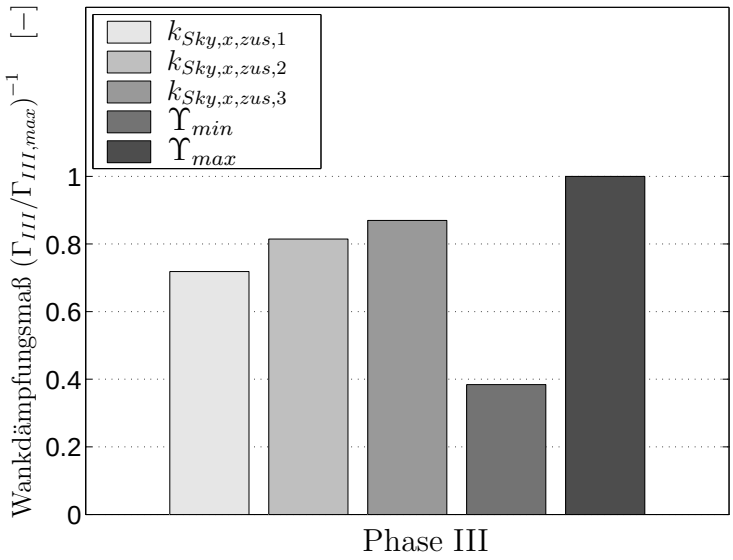


Abbildung 5.13: Wankdämpfungsmaß bei Variation von $k_{sky,x,zus}$ (Messung)

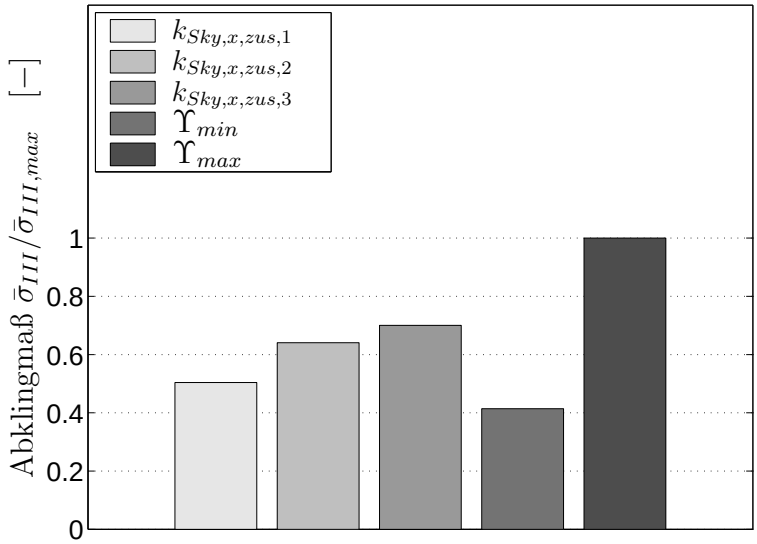


Abbildung 5.14: Abklingmaß bei Variation von $k_{sky,x,zus}$ (Messung)

5.1.2.2 Schwellwert

Der Parameter $\kappa_{a_y,vor,dyn}$ beschreibt eine definierte voreilende Querbeschleunigung $a_{y,vor,dyn}$, bei der das verstärkende Skyhookmoment $M_{x,verst}$ aufgeschaltet werden soll. Über $\kappa_{a_y,vor,dyn}$ lässt sich somit das Ansprechverhalten des Reglers einstellen. Ist der Wert niedrig gewählt ($\kappa_{ay,vor,dyn,1}$), wird $M_{x,Verst}$ schon bei geringen dynamischen Querbeschleunigungen aufgeschalten. Damit ist eine rasche und effiziente Wankdämpfung in Phase III zu erzielen. Als Nachteil ist zu sehen, dass der Regler in dieser Einstellung sehr empfindlich auf Lenkeingaben des Fahrers reagiert, was dazu führt, dass bei Störanregung der Straße der Radkomfort durch das hohe Dämpfungsniveau verschlechtert wird. Eine höhere Schwelle ($\kappa_{ay,vor,dyn,3}$) bedeutet indes, dass das Ansprechverhalten des Reglers und so die Wankdämpfungspotenziale nur

unzureichend ausgeschöpft werden. Hier muss während der Fahrabstimmung ein geeigneter Kompromiss gefunden werden.
Nachfolgende Abbildungen zeigen die Auswirkungen einer Erhöhung der Schwelle der dynamisch voreilenden Querbeschleunigung $\kappa_{ay,vor,dyn,1} \ldots \kappa_{ay,vor,dyn,3}$ auf das Wankschwingungsverhalten des Fahrzeugs.

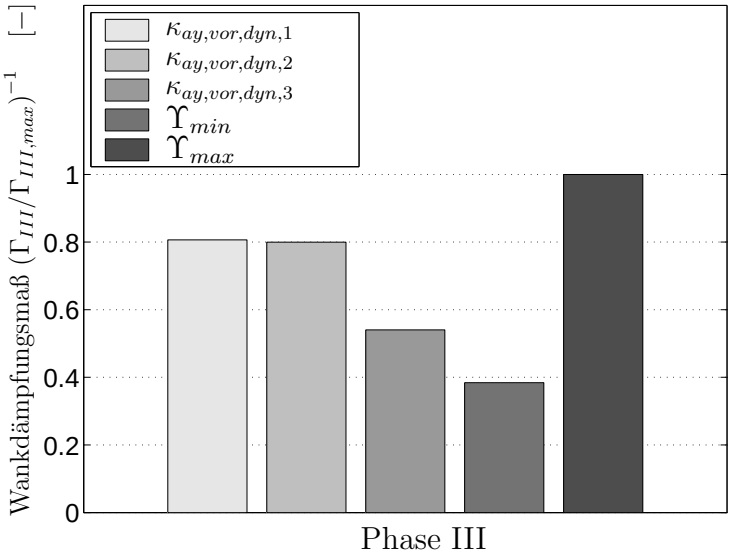


Abbildung 5.15: Wankdämpfungsmaß Phase III bei Variation von $\kappa_{a_y,vor,dyn}$ (Messung)

Die Auswirkung unterschiedlich hoher Schwellen sind im Wankdämpfungsmaß für Phase III deutlich sichtbar; die Wankdämpfung nimmt mit steigender Schwelle stetig ab, bis fast keine zusätzliche Dämpfkraft mehr aufgebracht werden kann und sich das Ergebnis dem von Υ_{min} annähert.

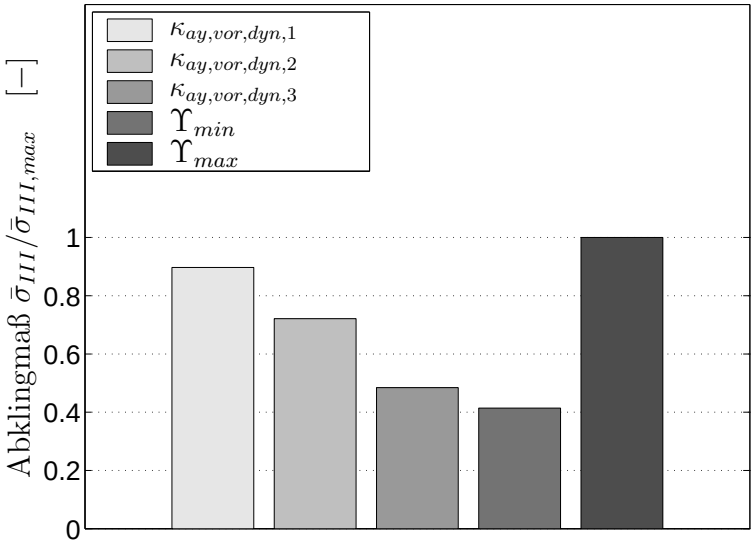


Abbildung 5.16: Abklingmaß bei Variation von $\kappa_{ay,vor,dyn}$ (Messung)

Auch das Abklingmaß (Abbildung 5.16) sinkt mit steigender Schwelle, d.h. je höher

die Schwelle, desto länger schwingt das Fahrzeug nach.

Fazit:
Die Erweiterung des Skyhook-Ansatzes erlaubt eine Auslegung des Querdynamikreglers mit Hilfe messbarer Größen und ermöglicht über die Verwendung der Momentenschnittstelle die Addition der zur Aufbaustabilisierung dienenden Momente.

$$M_{x,ges} = M_{x,SH} + M_{x,vor,dyn} + M_{x,Verst} \tag{5.6}$$

Zusammenfassend sind in folgenden Abbildungen 5.17 und 5.18 nochmals Wankdämpfungs- und Abklingmaß für die unterschiedlichen Varianten, die in den vorangegangenen Kapiteln behandelt wurden, dargestellt.

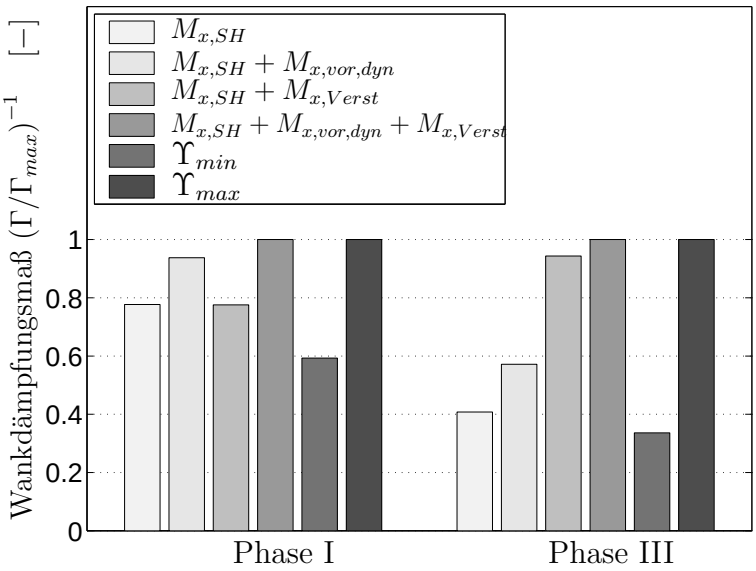


Abbildung 5.17: Einfluss des Querdynamikreglers auf das Wankdämpfungsmaß (Messung)

Obwohl die letzten Kapitel zeigten, dass es mit einer Adaption einzelner Parameter alleine nicht gelingt, die maximal mögliche Wankdämpfung Υ_{max} zu erreichen, erkennt man nun, dass die Summe aller Parameter doch die maximal mögliche Wankdämpfung Υ_{max} erzeugen.

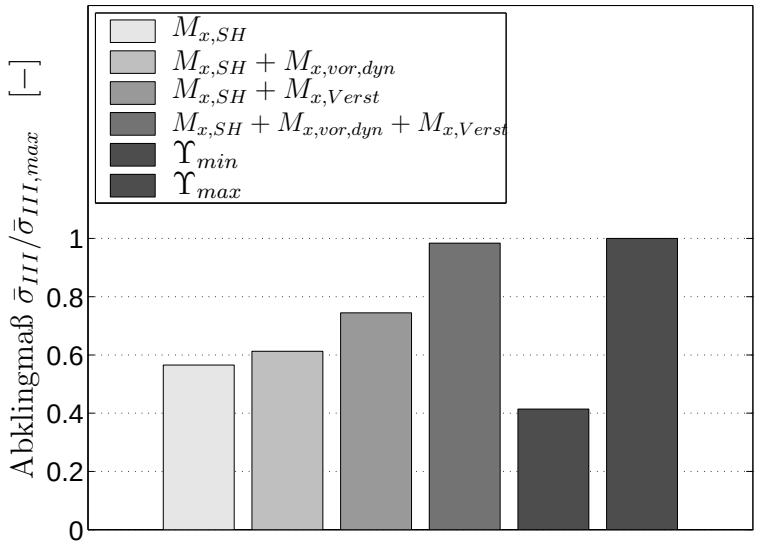


Abbildung 5.18: Einfluss des Querdynamikreglers auf das Abklingmaß (Messung)

Außerdem konnte in den letzten Kapiteln gezeigt werden, dass es mit Hilfe der vorgestellten Querdynamikregler-Struktur zwar möglich ist, die einzelnen Bereiche der Wankschwingung weitgehend getrennt voneinander zu betrachten.
Dennoch ist nicht immer eine vollständige Separation möglich, da bei Bedämpfung von Phase I mit dem Moment $M_{x,Sum,I}$ bereits Energie in Wärme dissipiert wird, so dass auch das Wandämpfungsmaß in Phase III steigt, ohne dass dieser Bereich explizit bedämpft wird. Dies hängt aber im Wesentlichen von der gewählten Parameterkombination im Fahrzeug ab.

Kapitel 6

Vertikaldynamische Vernetzung

Noch immer werden heute Chassis-Subsysteme wie Lenkung, Bremse, Reifen und Federung/Dämpfung als Einzelsysteme konzipiert und abgestimmt[66]. Standardisierte Schnittstellen zwischen den Stand-alone Systemen existieren bislang nur in wenigen Fällen.

Auf Grund der vielen Kombinationsmöglichkeiten der Regelsysteme untereinander steigt mit der so geschaffenen Variantenerhöhung der Abstimmaufwand im Fahrversuch, da alle denkbaren Kombinationen abgesichert und freigegeben werden müssen. Seitens des Fahrzeugherstellers ist dieser erhöhte Aufwand zur Anpassung von Parametern in den Regelungsalgorithmen zwingend notwendig, um eine nicht störende Koexistenz der Regelsysteme untereinander zu ermöglichen.
Oft kann dabei aber das Funktionspotenzial einzelner Regelsysteme nicht vollständig ausgenutzt werden, da Funktionen teilweise eingeschränkt genutzt werden müssen, um negative Wechselwirkungen zwischen ihnen zu vermeiden. Das Gesamtsystem „geregeltes Fahrwerk“ stößt dann sehr schnell an seine Kosten/Nutzen-Grenze.

Deshalb kommen in der Automobilindustrie vermehrt Integrationsansätze zum Einsatz, die unter dem Schlagwort „Global Chassis Control (GCC)“ zusammengefasst werden können. GCC wird zur Beschreibung der intensiven Vernetzung von Regelsystemen verwendet und besitzt bezugnehmend auf [66] sowohl für den Fahrzeughersteller als auch für den Kunden eine Reihe von Vorteilen:

Für den Kunden:

- gleichbleibendes Fahrverhalten, unabhängig von Beladung und äußeren Störeinflüssen
- leichter beherrschbarer fahrdynamischer Grenzbereich
- kürzere Bremswege
- erhöhter Fahrkomfort

- reduzierte Betriebskosten durch verbesserte Eigendiagnosefähigkeiten
- fahrwerksseitige Stelleingriffe zur Verbrauchsreduzierung (z.B. Absenkung des Fahrzeugaufbaus bei hohen Fahrgeschwindigkeiten)
- erhöhte Individualisierungsmöglichkeit durch Personalisierung (z.B. Zuschalten/Abschalten von Funktionen)

Für den Fahrzeughersteller:

- Fahrverhalten in Grenzen per Software einstellbar, damit Reduzierung der Bauteilvarianten
- weniger Bauteile wie Steuergeräte, Sensoren, Kabel und Stecker
- gesteigerte Funktionalität durch Verringerung der negativen Wechselwirkungen von Regelsystemen untereinander
- Reduzierter Abstimmaufwand, damit geringere Entwicklungszeiten und verringerte Fehleranfälligkeit (Senkung der Gewährleistungskosten)

Die Differenzierungs-Notwendigkeit auf Seiten des Fahrzeugherstellers ggü. dem Wettbewerb und der Individualisierswunsch des Kunden führt letztlich zu dem Ergebnis, unterschiedliche Ausprägungen des Fahrwerks hinsichtlich Komfort, Fahrsicherheit/Stabilität und Agilität erzeugen zu müssen.

Zur Systematisierung des Zusammenhangs zwischen den kundenwerten Kriterien zur Beschreibung von Fahrzeugeigenschaften und einzelner Fahrwerkregelsysteme wird die sogenannte Integrationsmatrix vorgestellt (Abbildung 6.1).

Der Kunde bewertet ein Fahrzeug meist nach den abstrakten Gesichtspunkten Komfort, Fahrsicherheit und Agilität. Jeder Fahrer interpretiert und gewichtet dabei diese Merkmale je nach Fahrerfahrung, persönlichen Vorlieben und der Art, das Fahrzeug zu bewegen unterschiedlich stark.
Für die Entwicklung von Regelsystemen ist es wichtig, von den abstrakten Kundenkriterien und -wünschen auf die Anforderungen für Regelsysteme und deren mögliche Vernetzung schließen zu können, um die entsprechend gewünschte Ausprägung des Fahrzeugs hinsichtlich seiner Eigenschaften formen zu können. In der Integrationsmatrix werden dazu die vier Fahrzeugeigenschaften Bremsverhalten, Antriebsverhalten, Schwingverhalten und Lenkverhalten unterschieden. Die Kundenwünsche können wie in Abbildung 6.1 dargestellt den wichtigsten Fahrzeugeigenschaften zugeordnet werden. Das Merkmal Fahrsicherheit wird so beispielsweise zu großen Teilen mit dem Brems- und Lenkverhalten des Fahrzeugs beschrieben und entsprechend in der Tabelle markiert.

Kunden-kriterium																		
	Komfort				⊗		⊗		⊗									
	Fahrsicherheit		⊗														⊗	
	Agilität			⊗			⊗										⊗	⊗
	Fahrzeug-Eigenschaft		Brems-verhalten	Antriebs-verhalten	Schwing-verhalten					Lenk-verhalten								
	Aufbau-Freiheitsgrad		x		z		ϕ		θ		ψ		y					
	Kraftwirkung		$-F_x$	F_x	$\lvert F_z \rvert$		$\Delta F_z \lvert l,r$		$\Delta F_z \lvert v,h$		F_x F_y $\lambda v,h$		F_y					
	Beispiel																	
System	Verstelldämpfer				⊗		⊗		⊗		⊗							
	akt. wankstabilisierung						⊗				⊗							
	akt. F/D-Systeme				⊗		⊗		⊗		⊗							
	ABS		⊗															
	DSC/ESP		⊗								⊗							
	akt. Lenkung										⊗							

Abbildung 6.1: Integrationsmatrix

Wie bereits in Kapitel 2 gezeigt, besitzt der Fahrzeugaufbau sechs Freiheitsgrade, die in einem weiteren Schritt den Fahrzeugeigenschaften zugeordnet werden.
Obwohl der Aufbaufreiheitsgrad sicherlich nicht allein für die Beschreibung von Fahrzeugeigenschaften ausreichend ist, wird diese Vereinfachung als gültig angenommen,

um eine funktionale Betrachtung der Zusammenhänge zu erleichtern.
So ist es möglich, einer Bewegung des Fahrzeugs Kräfte an den vier Radaufstandspunkten zuzuordnen (Längs-, Quer- und Vertikalkräfte). Je nach Kraftrichtung an der Kontaktstelle zwischen Reifen und Fahrbahn stellen sich entsprechende Bewegungszustände des Fahrzeugs ein.

Zuletzt werden im unteren Teil der Integrationsmatrix Systeme aufgelistet, die Einfluss auf das Verhalten des Fahrzeugs ausüben können. Durch die Einführung der sogenannten Systemebene kann ein funktionaler Zusammenhang zwischen funktionalem Kundenkriterium und dem entsprechenden System hergestellt werden.
Zusätzlich werden potenzielle Vernetzungsmöglichkeiten sichtbar. Systeme, die in der gleichen Spalte markiert und damit auch der gleichen Fahrzeugeigenschaft zugeordnet sind, können vernetzt werden.

Grundsätzlich arbeitet man sich in der Integrationsmatrix von oben nach unten vor. Das prinzipielle Vorgehen soll an einem Beispiel erläutert werden:
Die Beurteilung eines Fahrzeugs bezüglich seiner Komforteigenschaften geschieht durch den Kunden abstrakt und mit globalen Attributen. Selten unterscheidet er zwischen Aspekten wie Rad- oder Aufbaukomfort, Zittern, Prellen, Dröhnen oder Hoppeln. Vielmehr fasst er akustische, optische und haptische Rückmeldungen intuitiv zusammen und beschreibt den Gesamteindruck, den er vom Fahrzeug auf unterschiedlichen Strecken erhält.
Soll über Regelsysteme Einfluss auf den Fahrkomfort des Fahrzeugs genommen werden, so zeigt die Integrationsmatrix einen Zusammenhang zur Fahrzeugeigenschaft „Schwingverhalten“ an, die über die Einleitung von vertikalen Kräften an den Rädern beeinflusst werden kann. Die Aufbaubewegungen Huben, Nicken oder Wanken als Resultat der Translations- bzw. Rotationsbewegungen entlang bzw. um eine der drei Hauptachsen des Fahrzeug-Koordinatensystems prägen den aufbauseitigen Fahrkomfort.
In der Systemebene der Integrationsmatrix ist ersichtlich, dass durch aktive oder auch semiaktive Feder- und Dämpfersysteme sowie aktiven Wankstabilisierungssystemen Kräfte zur Bedämpfung des Schwingverhaltens erzeugt werden können.

Bisher wurde in dieser Arbeit der Einfluss eines Verstelldämpfersystems auf das Wankverhalten von Fahrzeugen untersucht. Im Auslegungsprozess des Reglers zur Bedämpfung von Wankbewegungen als Folge von Bodenunebenheiten und Lenkbewegungen des Fahrers, wurde dabei VDS als Stand-alone Komponente betrachtet. Ebenso wurde das Funktionspotenzial des aktiven Wankstabilisierungssystems AWS bezüglich der Wankdämpfungseigenschaften untersucht, ohne auf Wechselwirkungen mit VDS zu achten.

Im folgenden Teil der Arbeit sollen zunächst die Begrifflichkeiten geklärt werden,

bevor anschließend konkret auf die Umsetzung der Integration zwischen VDS und AWS eingegangen wird.

6.1 Kombination, Koordination, Integration

Je nach Vernetzungstiefe von Regelsystemen spricht man von Koordination oder Integration. In den nachfolgenden Abbildungen 6.2 bis 6.4, die die entsprechenden Vernetzungsstufen graphisch vereinfacht darstellen, wird der Regler eines Systems jeweils mit $R_i(i = 1, 2, \ldots, n)$ bezeichnet, die zugehörigen Stellantriebe/Aktoren mit $A_i(i = 1, 2, \ldots, n)$. Die Sensorik zur Messung bzw. Berechnung der notwendigen Regelgrößen ist hier mit S bezeichnet.

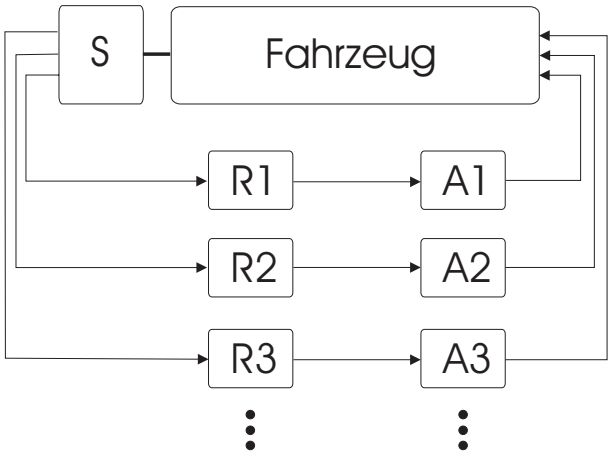


Abbildung 6.2: Kombination von Regelsystemen

Eine Kombination von Regelsystemen beschreibt abstrakt die Summe aller Regelsysteme im Fahrzeug. Alle Regler R_i arbeiten in diesem Szenario getrennt voneinander an der Umsetzung ihrer spezifischen Regelungsaufgabe unter Verwendung der Fahrzeug-Zustandsgrößen oder anderer Eingangsgrößen, die über geeignete Sensorik S an die Regler R_i weitergegeben werden. Ein Datenaustausch zwischen den Regelsystemen findet nicht statt.
Bei der sogenannten Koordination werden die auf einen Freiheitsgrad des Fahrzeugs Einfluss nehmenden Regelsysteme in der Abstimmung der Einzelsysteme berücksichtigt. Das bedeutet in der Praxis, dass abhängig von den im Fahrzeug verbauten Regelsystemen, unterschiedliche Parametersätze zur Kodierung der Einzelsysteme existieren. Zusätzlich werden auch gezielt Größen ausgestauscht, mit dem Ziel, Wechselwirkungen zu vermeiden sowie eine Erhöhung der Gesamtfunktionalität zu ermöglichen.

Die Integration als höchste Vernetzungsstufe geht von dem Ansatz aus, den Verbund aus Regelziel, Regler und Aktorik in seine „Bestandteile“ zerlegen und den

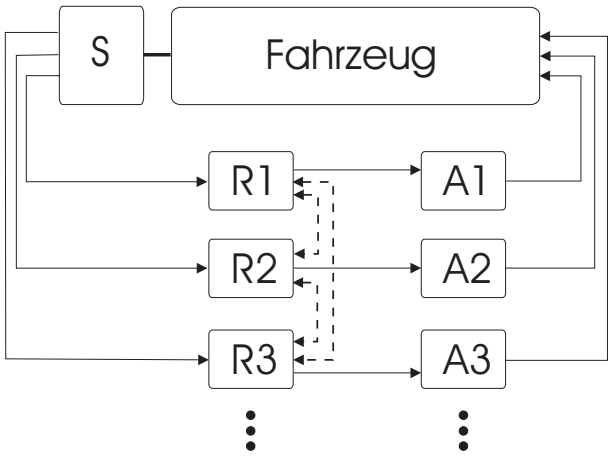


Abbildung 6.3: Koordination von Regelsystemen

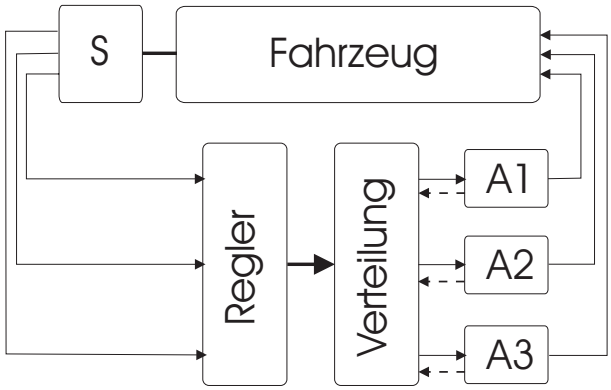


Abbildung 6.4: Integration von Regelsystemen

neuen Gesamtverbund mit mehrfacher Aktormöglichkeit zur Optimierung der globalen Funktion einzusetzen.
Dazu wird das Gesamtsystem in drei Ebenen unterteilt. Nach [82] werden diese Ebenen als Regler-Ebene, Allokations- oder Verteilungs-Ebene und Aktor-Ebene bezeichnet. Die Einführung dieser Ebenen ist eine wichtige Grundvoraussetzung für eine Integration und unabdingbar zur Umsetzung der in [71] geforderten Trennung von Regelziel und Aktor.
Die Reglerebene beinhaltet einen globalen Aufbauregler, der den Stellkraft- oder auch Stellmomentenbedarf zur Erfüllung des Regelziels ermittelt.

Die Verteilungs- oder Allokations-Ebene ist ein weiterer Bestandteil des Integrationsansatzes. Diese Ebene verteilt, wie der Name schon sagt, die in der Regler-Ebene errechneten Stellgrößen für die einzelnen Aktoren. Eine derartige Ebene ist erforderlich, da die im Gesamtsystemverbund zur Verfügung stehende Aktorik nicht immer die vom Regler geforderten Kräfte oder Momente aufbringen kann. Vielmehr muss in der Verteilungsebene berechnet werden, welche Kräfte und Momente vom einzelnen Aktor aufgebracht werden müssen, um die Gesamtvorgabe umzusetzen. So kann

beispielsweise ein Giermoment auf den Fahrzeugaufbau über einen Bremseneingriff an einzelnen Rädern, einen Lenkeinschlag an der Vorder- oder auch Hinterachse, sowie eine Radlaständerung eingleitet werden. Welcher Aktor zur Erzeugung des Giermoments beteiligt sein wird, hängt hauptsächlich von den Aktoreigenschaften (Bandbreite, Stellbereich, Energiebedarf) ab [71].

Die Aktorebene beinhaltet die Stellantriebe mit ihren speziellen physikalischen Eigenschaften. Die Stellantriebe werden innerhalb des Gesamtsystemverbundes als Kraft-oder Momentensteller gesehen und sind im Integrationsalgorithmus keiner spezifischen Fahrzeug- oder Kundenfunktion zugeordnet.

6.2 Integration von VDS und AWS

Basierend auf den in Kapitel 1.2 aufgezeigten Literaturquellen, die grundsätzliche Fragestellungen der Integration meist in theoretischer Manier behandeln, geht folgender Teil konkret auf die Umsetzung der Integration bei der Vernetzung des Verstelldämpfersystems VDS und der aktiven Wankstabilisierung AWS ein.

6.2.1 Problemstellung und Ziel

Während der Fahrt über unebene Strecken bedämpft das Verstelldämpfersystem VDS die modalen Bewegungen des Fahrzeugaufbaus über mittels Skyhook-Regelung berechneter Dämpfkräfte an jeden vier Ecken des Aufbaus.
Die gewünschte Wankdämpfung kann dabei über den Verstärkungsfaktor $k_{sky,x,VDS}$ im Skyhook-Algorithmus variiert werden. Allerdings erhöht sich mit zunehmender Wankdämpfung auch die Stößigkeit beim Befahren von Strecken mit radfrequenten Bodunebenheiten (siehe Kapitel 4.1.2 und Abbildung 4.15).
Bedämpft die aktive Wankstabilisierung AWS den Fahrzeugaufbau in seiner Bewegung um die Längsachse, ist der Zielkonflikt zwischen Wankdämpfung und Stößigkeit nicht ausgeprägt. Vielmehr kann der Skyhook-Faktor der Wankdämpfung $k_{sky,x,AWS}$ stets weiter bis zur Erreichung der Stabilitätsgrenze des aktiven Systems ohne eine Zunahme der Stößigkeit erhöht werden (siehe Kapitel 4.2.2 und Abbildung 4.24).

Dennoch entstehen durch den Einsatz aktiver Systeme meist eine Reihe von Zielkonflikten, die sich zwar nicht in erster Linie komfortverminderd auswirken, dennoch aber Auswirkung auf die systemtechnische Auslegung und die Umwelt besitzen. So besteht meist ein direkter Konflikt zwischen der Funktion und der Bauteilfestigkeit sowie Performance und/oder Leistungsaufnahme bzw. Energieverbrauch.
Die hohen Anforderungen an die Bauteilfestigkeit führen häufig dazu, dass die Funktion bzw. ihre Umsetzungs-/ Ausprägungsmöglichkeit im Hinblick auf eine geringe Belastung der bewegten Teile über entsprechende Parameterabstimmung nur eingeschränkt zur Verfügung steht.

Abbildung 6.5 zeigt auf funktionaler Ebene zusammenfassend die Hauptaufgaben von VDS und AWS. Eine detaillerte Beschreibung der Regelsysteme wurde bereits in Kapitel 4 durchgeführt.

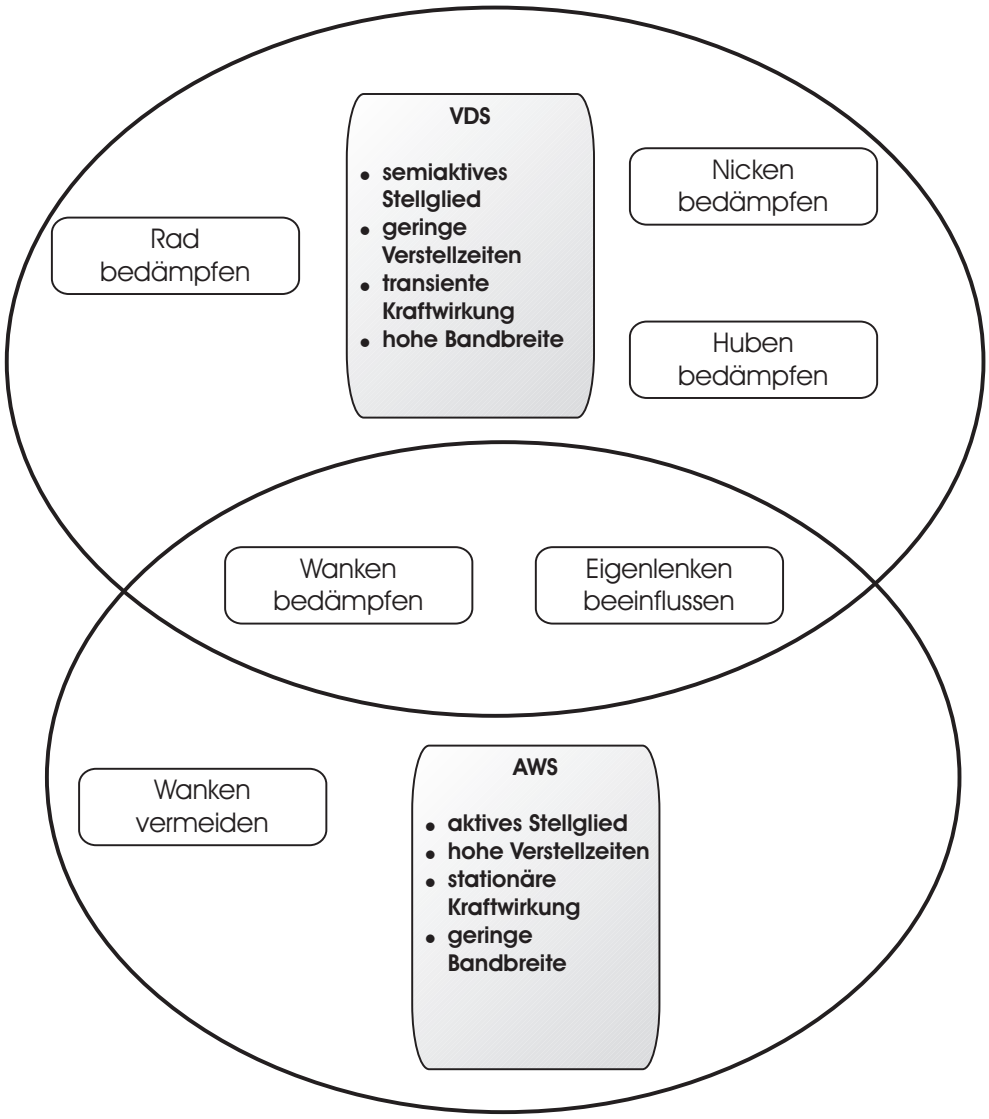


Abbildung 6.5: Funktionsüberschneidungen VDS und AWS

Während das Verstelldämpfersystem VDS Wankmomente ausschließlich im transienten Bereich, d.h. bei vorhandener Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Rad erzeugt, kann durch den Einsatz der aktiven Wankstabilisierung AWS der Fahrzeugaufbau auch (quasi-)stationär stabilisiert werden. Zwar besitzt VDS deutlich geringere Verstellzeiten als das AWS, dieses jedoch über ein größeres Kraftstellpotenzial.
In Abbildung 6.5 repräsentiert der Kreis die funktionalen Systemgrenzen der Systeme VDS und AWS. Die Hauptfunktionen des VDS sind:

- Bedämpfung der modalen Freiheitsgrade
- Bedämpfung der vertikalen Radbewegung
- Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens (transient)

Die Hauptfunktionen des AWS lauten:

- Stabilisierung des Fahrzeugaufbaus um die x-Achse
- Bedämpfung der Wankbewegung
- Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens (transient und stationär)

Wie Abbildung 6.5 entnommen werden kann, besteht die funktionale Schnittmenge aus den Funktionen „Wanken bedämpfen“ und „Eigenlenken beeinflussen“. Da sich diese Arbeit gemäß der Aufgabenstellung nicht mit der Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens beschäftigt, wird im Folgenden nur die Schnittmenge „Wanken bedämpfen“ weiter betrachtet.

Wird VDS und AWS kombiniert im Fahrzeug eingesetzt, errechnen beide Systeme mit ihren Reglern R_{VDS} und R_{AWS} getrennt voneinander auf Basis der Wankrate $\dot{\phi}$ ein Stellmoment zur Bedämpfung des Fahrzeug-Aufbaus um die x-Achse (Abbildungen 6.6, 4.11, 4.22).

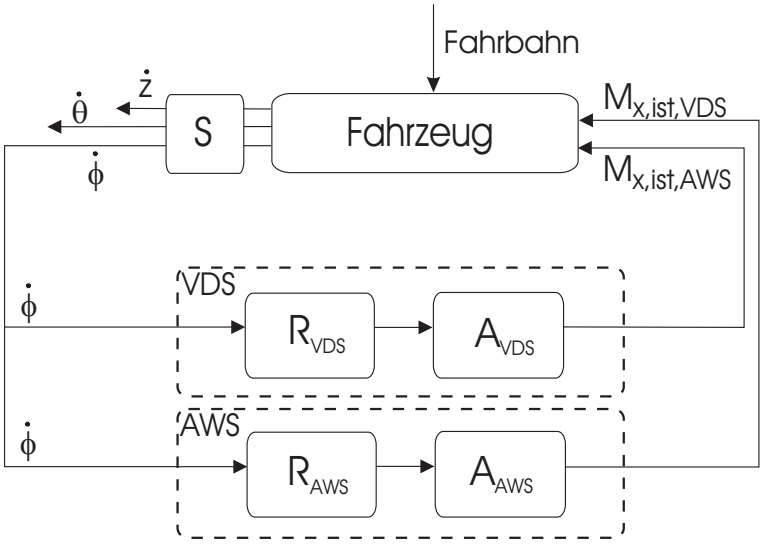


Abbildung 6.6: Kombination der Regelsysteme VDS und AWS in einem Fahrzeug

Identische Signalaufbereitung vorausgesetzt, unterscheidet sich die Stellgröße je nach Höhe des Skyhook-Verstärkungsfaktors im Regler R_{VDS} bzw. R_{AWS} in seiner Amplitude, nicht jedoch in seiner Bandbreite oder Phasenlage.
Die berechneten Stellmomente werden anschließend von der Aktorik des VDS (A_{VDS}) und der Aktorik des AWS (A_{AWS}) umgesetzt. Aufgrund der in Kapitel 4 aufgezeigten Unterschiede im Führungsverhalten und der physikalischen Wirkprinzipien der

Aktoren sind die Istmomente $M_{x,Ist,AWS}$ und $M_{x,Ist,VDS}$ jedoch in Amplitude und Bandbreite verschieden.

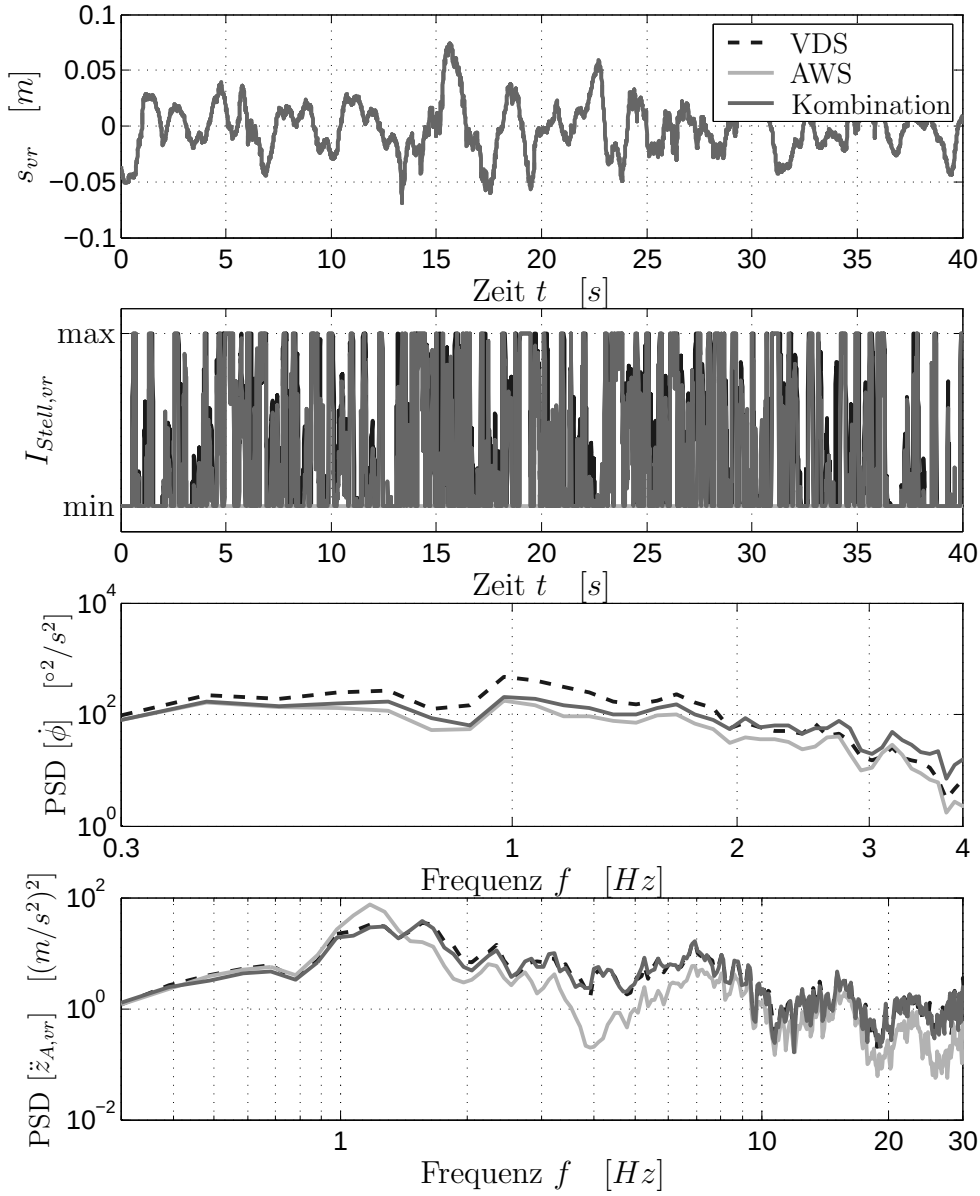


Abbildung 6.7: VDS und AWS im Vergleich zur Kombination beider Systeme (Simulation)

Um die im Fahrzeug auftretenden störenden Wechselwirkungen zwischen den beiden Systemen bei deren Kombination aufzuzeigen, sind in Abbildung 6.7 die Ergebnisse einer simulierten Überfahrt der Kopierstrecke dargestellt.
Das Simulationsmodell bildet zunächst ein Fahrzeug ab, das ausschließlich mit einem der beiden Regelsysteme ausgerüstet ist, wobei die Ergebnisse mit AWS bei minimaler Bestromung der Verstelldämpfer erzeugt wurden, um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen. Im Vergleich zu den mit den Einzelsystemen erzielten

Ergebnissen ist in der selben Darstellung auch das Ergebnis einer Simulation mit den kombinierten Regelsystemen VDS und AWS eingetragen.

Zur Auswertung der Komforteigenschaften des Fahrzeugs werden hier (wie in Kapitel 3.2 definiert) die Leistungsdichtespektren PSD der Wankrate $\dot{\phi}$ als Maß für die Kopierneigung des Fahrzeugs sowie der Vertikalbeschleunigung am Federbeindom vorne rechts $\ddot{z}_{A,vr}$ als Maß für die Stößigkeit beim Befahren der unebenen Strecke abgebildet. Zusätzlich zeigt der Strom am Dämpfer dieser Fahrzeugecke die Häufigkeit und Quantität der Stellstromeingriffe an und beschreibt damit, wie oft der Dämpfer die für die Stößigkeit optimale Grenzcharakteristik Υ_{min} verlassen muss, um die vom Regler geforderten Dämpfkräfte zu stellen.

Der Vergleich der spektralen Leistungsdichten der erzielten Wankraten zeigt, dass mit AWS ein deutlich geringeres Niveau im gesamten dargestellten Frequenzbereich erzielt werden kann. Wie bereits in Kapitel 4.1.1.1 dargestellt, hängt die erzeugbare Dämpfkraft eines Verstelldämpfers immer mit Vorzeichen und Amplitude der Dämpfergeschwindigkeit zusammen. AWS ist von der Dämpfergeschwindigkeit unabhängig und kann somit die Wankrate unabhängig von Bodenunebenheiten bedämpfen. Zusätzlich ist das Stellpotenzial von AWS im unteren Frequenzbereich höher als das von VDS, das nur bei hohen Dämpfergeschwindigkeiten entsprechend hohe Kräfte stellen kann.
Auch die spektrale Leistungsdichte der Dombeschleunigung ist mit AWS geringer. Obwohl zur Auswertung der Stößgikeit nur der Bereich von 20 bis 30Hz von Interesse ist, fällt im Vergleich der Kurven auf, dass mit AWS im aufbaufrequenten Bereich eine Verschlechterung ggü. VDS bzw. der Kombination eintritt. Dies hängt damit zusammen, dass AWS auf Grund der Bauform (aktive Stabilisatoren) ausschließlich auftretende Wankbewegungen des Fahrzeugaufbaus bedämpfen kann. Auch VDS bedämpft in diesem Beispiel ausschließlich die Wankbewegung des Aufbaus. Da dadurch aber das Gesamtdämpfungsmaß steigt, werden auf Grund der Anordnung der Verstelldämpfer zwischen Aufbau und Rad auch auftretende Hubbewegungen des Fahrzeugaufbaus beim Befahren der unebenen Strecke bedämpft, weshalb der Verlauf des Leistungsspektrums der Dombeschleunigung niedriger liegt als bei AWS alleine.

Bei einer Kombination von VDS und AWS sowie unveränderter Parameterabstimmung der Einzelregler erkennt man, dass die Vorteile von AWS (Bedämpfung der Wankbewegung ohne erhöhten Stoßeintrag in das Fahrzeug) nicht genutzt werden, was auch im Verlauf von $I_{Stell,vr}$ erkannt werden kann. Obwohl AWS die Wankrate alleine bedämpfen könnte, greift der VDS-Regler mit einem Stellstrom ein, was dazu führt, dass die Leistungsdichtespektren der Kombination und VDS beinahe aufeinanderliegen, die Wankrate sich sogar ab einer Frequenz von 3Hz bei Kombination der Regelsysteme erhöht. Die Wankbewegung wird nicht optimal bedämpft.

In Tabelle 6.1 sind die Ergebnisse aus Abbildung 6.7 mit den objektiven Kennzahlen $TRMS_x$ und $TRMS_z$ hinterlegt worden, die sich nach Kapitel 3.2 aus dem Integral der spektralen Leistungsdichte berechnen lassen und ein objektives Abbild von Wankdämpfung und Stößigkeit geben.

Tabelle 6.1: Bewertungskriterien zu Abbildung 6.7

	$TRMS_x$	$TRMS_z$
VDS	2,8224	0,4491
AWS	1,9180	0,2383
Kombination	2,2789	0,4389

Nur mit erhöhtem Abstimmaufwand und/oder einer besseren Koordination beider Systeme könnte die existierende funktionale Überschneidung erkannt und negative Wechselwirkungen zischen den Systemen verringert oder unter Umständen ganz vermieden werden.
Eine gut abgestimmte Kombination oder auch eine Koordination bedeutet aber stets vermehrten Abstimmaufwand. Damit ist eine Integration anzustreben, die nach einer Gruppierung der Funktionen als Folgen beinhaltet:

- Abstimmaufwand reduzieren
- Funktionsdefizite kompensieren
- Funktionspotenziale schaffen

Dies bedeutet zunächst, die Wankdämpfung bei minimalem Stoßeintrag in das Fahrzeug zu maximieren.
Dazu sollen beide Systeme im Folgenden strukturell so miteinander vernetzt werden, dass das Aktorpotenzial beider Systeme optimal ausgenutzt wird, um das Ziel zu erreichen.

6.2.2 Ansätze zur Problemlösung und Lösungsauswahl

Im folgenden Teil der Arbeit werden verschiedene Möglichkeiten aufgezeigt, eine Integration der beiden vertikaldynamischen Regelsysteme VDS und AWS durchzuführen. Da nicht alle Ansätze vorab implementiert werden können, soll im Vorfeld eine Bewertung der Lösungsvorschläge bezüglich ihres Potenzials stattfinden. Die Lösungen werden dazu mittels einfacher Punktbewertung nach folgenden Kriterien beurteilt:

- Entschärfung des Zielkonflikts zwischen Wankdämpfung und Stößigkeit.
  Mit diesem Kriterium wird in den nachfolgenden Punktetabellen das Potenzial der jeweiligen Lösung zur Verringerung der Stößigkeit unter Beibehaltung optimaler Wankdämpfung bewertet.

- Abstimmaufwand.
  Zumeist ist zu einem späten Zeitpunkt innerhalb des Produktentstehungsprozesses ein hohes Maß an Aufwand notwendig, um die Vielfalt der Varianten, die sich aus der Kombination von Regelsystemen ergibt, mit ihren komplexen Wechselwirkungen in einer Vielzahl von Fahrversuchen auf einander abzustimmen.
  Das aufgeführte Kriterium überprüft den Beitrag der Lösung zur Reduzierung des Abstimmaufwandes.

- Robustheit.
  Die Robustheit der Integrationslösung hängt immer unmittelbar mit dem Abstimmaufwand zusammen, d.h. je geringer die Robustheit gegenüber Änderungen der Fahrzeugparameter, der Aktorik oder von Randbedingungen (z.B. Reduzierung des Energieverbrauchs) ist, desto höher der Abstimmaufwand, um den Reglerverbund an das geänderte Umfeld anzupassen. In die Bewertung fließt ein, in wie weit die Robustheit gegenüber der Kombination gesteigert werden kann, ohne gleichzeitig den Abstimmaufwand zu erhöhen.

- Rechenzeit-/Speicherbedarf.
  Mit der Anzahl an Regelsystemen im Fahrzeug wächst auch die Anzahl elektronischer Bauteile, die zur Abarbeitung der Regelungsalgorithmen benötigt werden. Für diese sogenannten Steuergeräte ist ein geeigneter Bauraum innerhalb des Fahrzeugs zu suchen, der auf Grund von Design-, EMV(elektromagnetischer Verträglichkeit)- und sonstigen Package-Vorgaben, wie die notwendige Wärmeabfuhr der Endstufen oftmals schwer zu finden ist.
  Grundsätzlich kann eine Integration die Anzahl an Steuergeräten reduzieren, wenngleich die Zusammenlegung von Funktionen auf ein Steuergerät nicht immer bedeutet, dass der Bauraumbedarf oder die Kosten für das Steuergerät sinken. Hauptsächlicher Kostentreiber bei einem Steuergerät ist neben den Endstufen zur Bestromung der Aktorik der Hardware-Aufwand zur Darstellung der benötigten Speicherkapazität. Diese ist notwendig zur Hinterlegung von Kennlinien und Kennfeldern, sowie von Kodierparametern zur Adaption des Regelungsalgorithmus (s.o.). Die Größe des Speichers wirkt sich dabei direkt auf die Kosten aus. Ebenso müssen die Kodierparameter je nach Produktionsstrategie bei der Endmontage des Fahrzeugs oder der Subkomponenten auf das Steuergerät überspielt werden; Ein Vorgang, der pro Parameter eine gewisse Zeit in Anspruch nimmt. Um die Produktivität am Montageband nicht zu beeinträchtigen, ist meist die maximale Anzahl möglicher Kodierparameter beschränkt.
  Zusätzlich dürfen die auf dem Steuergerät hinterlegten Modelle und Strukturen nicht zu komplex und rechenzeitintensiv sein, um den Echtzeitbetrieb des Gesamtsystems gewährleisten zu können.
  Dieses Kriterium bewertet also den Bedarf an zusätzlichem Speicher und die

Rechenzeitintensität der Lösung im Vergleich zur Kombination der Regelsysteme.

Um eine ausreichende Differenzierung der Lösungen untereinander zu erreichen, wird die Punkteaufteilung zur Bewertung der jeweiligen Ansätze wie folgt festgelgt:

Tabelle 6.2: Punkteaufteilung

Punkteanzahl	Beschreibung
-7	sehr starker negativer Einfluss
-3	negativer Einfluss
-1	schwacher negativer Einfluss
0	kein Einfluss
1	schwacher positiver Einfluss
3	positiver Einfluss
7	sehr starker positiver Einfluss

6.2.2.1 Lösung 1: Vorab-Arbitrierung der Stellmomente

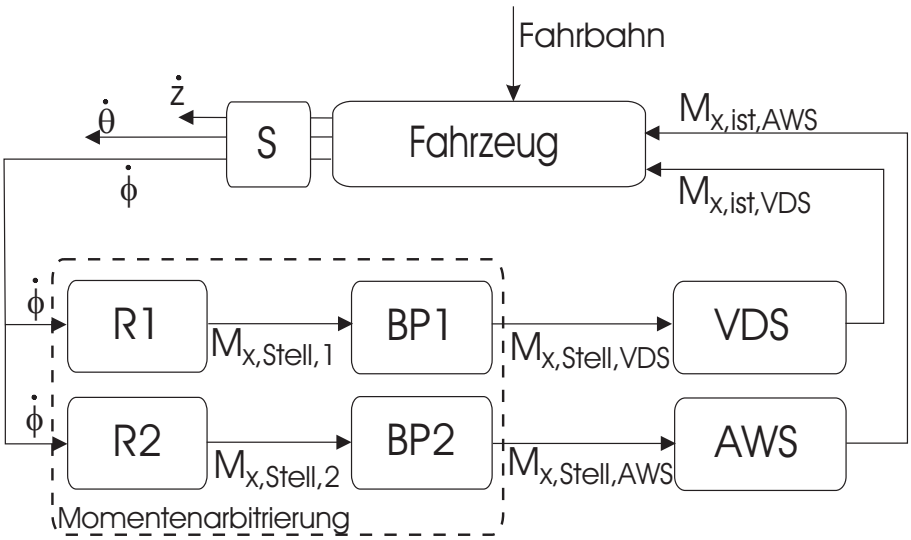


Abbildung 6.8: Lösung 1 - Vorab-Momentenarbitrierung

Kennzeichnend für diese Lösung ist die Existenz zweier Wankregler auf Basis des Skyhook-Ansatzes, R1 und R2. Abweichend vom theoretischen Integrationsgedanken (Abbildung 6.4), bei dem ein zentraler Regler die Berechnung des Stellmoments zur Bedämpfung des Fahrzeug-Aufbaus übernimmt, wird in Lösung 1 für beide Systeme das Stellmoment auf Basis des Skyhook-Ansatzes getrennt von einander berechnet ($M_{x,Stell,1}$ und $M_{x,Stell,2}$).
Die Berechnung einer gemeinsamen Stellgröße ist in diesem Fall auch nicht ohne

Weiteres möglich, da zur Bedämpfung der Wankbewegung des Fahrzeugaufbaus über VDS und AWS unterschiedliche Verstärkungsfaktoren $k_{sky,x}$ nötig und möglich sind. Während das semiaktive System abhängig vom gewählten Verstärkungsfaktor Energie aus dem Fahrzeug dissipiert, leitet das aktive System Energie in das Fahrzeug ein, beide aber stets mit dem Ziel, der Wankbewegung entgegenzuwirken. Wählt man den Verstärkungsfaktor zu hoch, kann es zu Instabilitäten im AWS kommen. Dies gilt es durch die Wahl des Verstärkungsfaktors zu vermeiden.
Die Aufteilung der Verstärkungsfaktoren, hier als Amplitudenarbitierung der Stellmomente bezeichnet, ist ein Baustein der sogenannten Vorab-Arbitrierung der Stellmomente. Der zweite Baustein besteht aus der Frequenz-Arbitrierung der Momente: In Lösung 1 wird das jeweilige Stellmoment zunächst mittels geeigneter Filterungsmethoden in ein Stellmoment mit definiertem Frequenzinhalt zerlegt. In Abbildung 6.8 finden Bandpassfilter Verwendung, die hier mit BP1 (für AWS) und BP2 (für VDS) gekennzeichnet sind, wobei durchaus auch andere Filter-Ansätze denkbar sind. Den Einzelsystemen wird also in dieser Lösung nur der Frequenzbereich der Wankrate zugewiesen, in denen eine Aktion stattfinden kann (siehe Abbildung 6.9). Wichtig bei einer Filterung von $M_{x,Stell,1}$ und $M_{x,Stell,2}$ ist die scharfe Abgrenzung der Frequenzbereiche und die Beachtung einer geringen Phasenverschiebung.

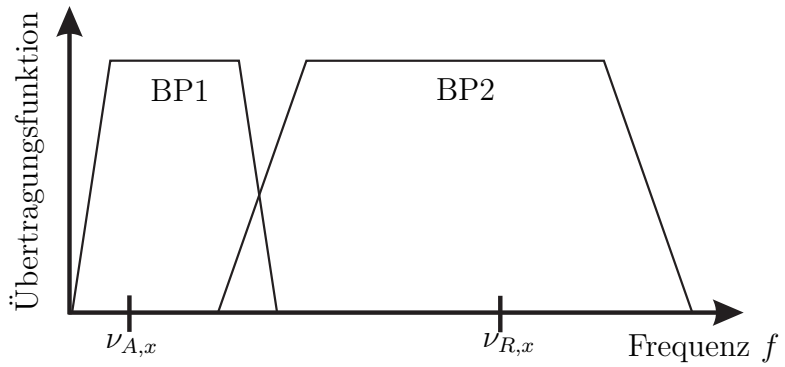


Abbildung 6.9: Definition der Bandpassfilter für Lösung 1 (qualitativ)

Mit der vorgegebenen Aufteilung nach Amplitude und Frequenz werden die systemspezifischen Eigenschaften von VDS und AWS berücksichtigt und nur das Stellmoment an die Einzelsysteme weitergegeben, das auch tatsächlich umgesetzt werden soll und kann. Dabei ist zu beachten, dass $M_{x,Stell,VDS}$ und $M_{x,Stell,AWS}$ über eine in R_{VDS} und R_{AWS} geschaffene „Momentenschnittstelle“ den jeweiligen Systemen zugeführt werden.
Ausgehend vom theoretischen Ansatz (Abbildung 6.4), bei dem eine Verteilungs- oder Allokationsebene vorgesehen ist, die die ermittelten Stellmomente auf die Aktorik verteilt, wird in dieser Lösung die Arbitrierung schon vorab durchgeführt.
In Lösung 1 ermittelt man auf Basis von a priori-Wissen die Stellmomente für die einzelnen Aktoren. Über die Aufteilung in Amplitude und Frequenz ist das Potenzial hinsichtlich Fahrkomfort dabei erkennbar.

Da die Filter auf die verwendete Aktorik abgestimmt werden müssen, erhöht sich aber der Abstimmaufwand, weil zur Systemidentifikation dazu bereits im Vorfeld Messungen und Analysen durchzuführen sind, um eine genaue Festlegung der Amplituden- und Frequenzgrenzen zu erhalten.

Kriterium	Punkte
Wankdämpfung/Stößigkeit	3
Abstimmaufwand	-3
Robustheit	-3
Rechenzeit-/Speicherbedarf	0
Summe	-3

Zur optimalen Ausnutzung des Potenzials dieses Lösungsvorschlages ist ausreichende Kenntnis über die Aktorik notwendig. Bei einem Wechsel der Steller (z.B. durch eine Lieferantenumstellung, Weiterentwicklung) oder bei der Applikation auf einen anderen Fahrzeugtyp, ist jeweils eine Neuabstimmung und Neuparametrierung erforderlich. Es fehlt die nötige Robustheit des Ansatzes.
Zusätzlich besteht das Problem, dass sich durch die unterschiedliche Filterung der Stellmomente die Phasenlage von $M_{x,Stell,AWS}$ und $M_{x,Stell,VDS}$ zueinander verschiebt. Die Summe der Einzel-Momente vor der Arbitrierung entspricht dann nicht mehr der Summe der Stellmomente nach der Amplitudenarbitrierung. Dies kann die Gesamtfunktion des Integrationsansatzes beeinträchtigen. Der Rechenzeit- oder Speicherbedarf wird sich gegenüber den Stand-alone Komponenten kaum verändern, weshalb der Einfluss hier als neutral bewertet wird.

6.2.2.2 Lösung 2: Verwendung des Defizitmoments

Lösung 2 basiert auf der gezielten Ausnutzung von Systemeigenschaften. Mit langsam aktiven Wankstabilisierungssystemen können stabilisierende Wankmomente bis zu einer systemspezifischen Grenzfrequenz $\nu_{Grenz,AWS}$ in das Fahrzeug eingeleitet werden.
Diese Hochpasseigenschaften des AWS mit genau der Eckfrequenz $\nu_{Grenz,AWS}$ können dazu genutzt werden, im AWS anhand der Differenz aus dem geforderten Stellmoment $M_{x,Stell}$ einer Achse und dem aus dem Ist-Druck berechneten Moment $M_{x,ist,ber}$ eine Momentendifferenz zu bilden. Diese wird hier als Defizitmoment
$M_{x,Def} = M_{x,Def,VA} + M_{x,Def,HA}$ bezeichnet (Abbildung 6.10).

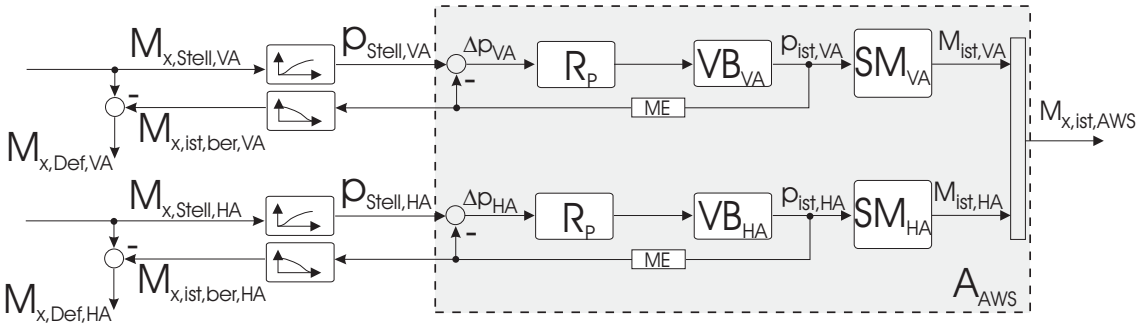


Abbildung 6.10: Berechnung des Defizitmoments innerhalb AWS

Unter Verwendung des Defizitmoments ist es möglich, Lösung 2 wie in Abbildung 6.11 gezeigt aufzubauen.

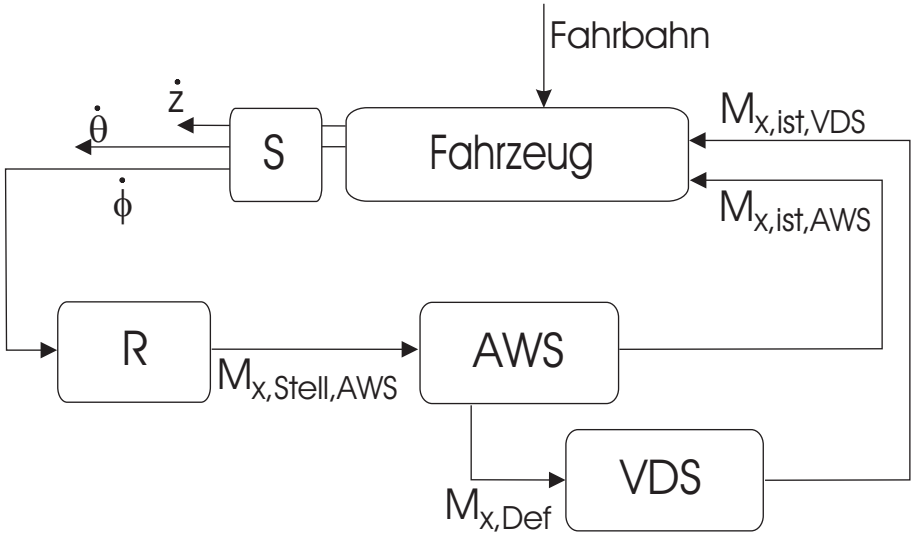


Abbildung 6.11: Lösung 2 - Verwendung des Defizitmoments

Im Wankregler R wird ein Stellmoment $M_{x,Stell,AWS}$ zur Stabilisierung des Aufbaus bei Überfahrt von unebenen Strecken berechnet. Der Regler R kann dabei ein Teilregler der Integrationslogik sein, oder auch ein Teilregler der aktiven Wankstabilisierung, der ohnehin für das Stand-Alone Konzept zur Verfügung steht. Im Idealfall ist also keine Änderung des eingangsseitigen Regelungsalgorithmus des AWS notwendig.

Liegt das angeforderte Stellmoment auf Grund hochfrequenter Anteile oder Vorgaben ausserhalb des Stellbereichs des AWS, wird dies, wie oben beschrieben, über das berechnete Defizitmoment angezeigt. Wird $M_{x,Def}$, wie in Abbildung 6.11 gezeigt als Stellgröße an das semiaktive Verstelldämpfersystem VDS weitergeleitet, kann dort ein Wankdämpfungsmoment in Abhängigkeit des Defizitmoments erzeugt werden.

Somit entfällt im VDS die erneute Berechnung eines Stellmoments auf Basis der Wankrate. Die Abstimmung von Bandpässen oder anderen Filtern entfällt, da die Aktoreigenschaften des AWS berücksichtigt und gezielt ausgenutzt werden. In Sum-

me sinkt der Applikationsaufwand gegenüber der Kombination beider Regelsysteme. Hauptsächlich ist dies auf die Konsistenz der Stellmomente (hier unter dem Punkt Robustheit mit positivem Einfluss verbucht) zurückzuführen.

Kriterium	Punkte
Wankdämpfung/Stößigkeit	7
Abstimmaufwand	3
Robustheit	3
Rechenzeit-/Speicherbedarf	1
Summe	14

Wie später gezeigt werden kann, eignet sich die in Abbildung 6.11 gezeigte Struktur ebenfalls zur Bedämpfung fahrerinduzierter Wankbewegungen des Fahrzeugs. Somit bietet Lösung 2 Vorteile im Speicherbedarf, da keine neuen Reglerstrukturen zur Bedämpfung dynamischer Wankbewegungen in Folge von Anlenkvorgängen eingeführt werden müssen. Zusätzlich verringert sich gegenüber der Kombination beider Systeme und der Stand-alone Auslegung des Querdynamikreglers der Abstimmaufwand.
Da bereits in Abbildung 6.7 der positive Einfluss von AWS zur Bedämpfung der Wankbewegungen des Farzeugaufbaus beim Befahren der Kopierstrecke erkannt wurde, bietet Lösung 2 hohes Potenzial bezüglich der Bedämpfung der Kopierbewegung bei minimalem Stoßeintrag in das Fahrzeug.

6.2.2.3 Lösung 3: Modellbasierte Momentenarbitrierung

Eine weitere Möglichkeit die Vernetzung zwischen den vertikaldynamischen Regelsystemen VDS und AWS umzusetzen, ist die modellbasierte Momentenarbitierung. Diesem Ansatz liegt der ideale Integrationsgedanke zu Grunde.

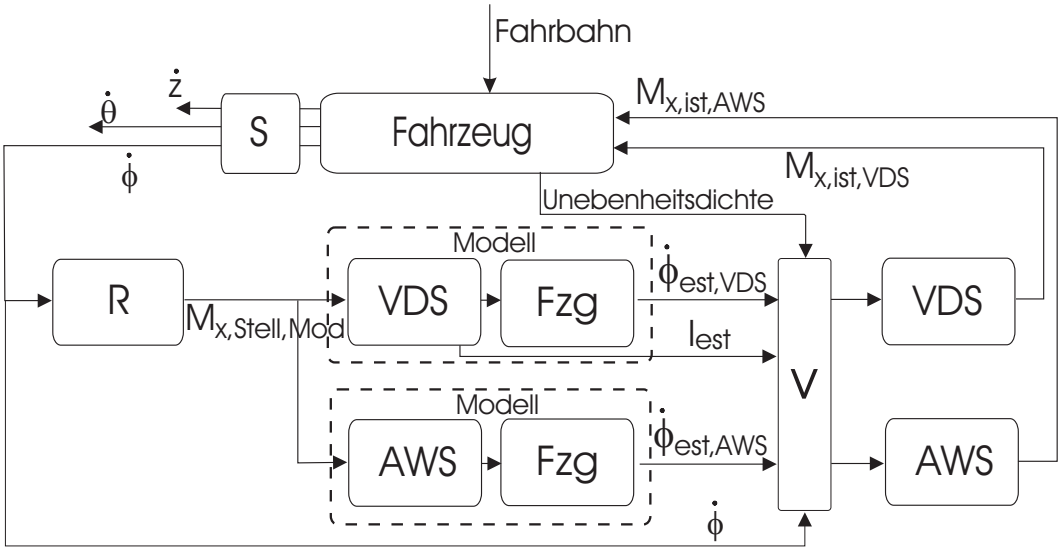


Abbildung 6.12: Lösung 3 - Modellbasierte Momentenarbitrierung

Den Ausgangspunkt stellt auch in Lösung 3 ein Stellmoment $M_{x,Stell,Mod}$, welches

über einen zentralen Regler R errechnet wird. Das Regelungsziel besteht im Wesentlichen darin, die Abweichung des Fahrzeugverhaltens zu einem bestimmten, vorgegebenen Referenzverhalten zu minimieren oder auch auf Null zu halten [71]. Das Moment $M_{x,Stell,Mod}$ wird also zunächst auf je ein Referenzmodell von VDS und AWS übertragen.
Mit Hilfe der hinterlegen Aktor-Modelle werden auf Grund ihrer Parametrierung Stellkräfte berechnet, mit welchen ein hinterlegtes Vertikaldynamikmodell des Fahrzeugs (Fzg) beaufschlagt wird. Als Ergebnis erhält man die erwartete (geschätzte) Wankrate $\dot{\phi}_{est,AWS}$ und $\dot{\phi}_{est,VDS}$, die durch das Einwirken des entsprechenden Systems erzielt werden könnte.
Die in den Referenzmodellen errechneten Ergebnisse werden anschließend im sogenannten Verteilungsblock V zusammengefasst. Unter Berücksichtigung der geschätzten Bodenunebenheiten (oder auch Strassenrauhigkeit, Unebenheitsdichte), der tatsächlichen, zurückgeführten Wankrate sowie der im Referenzmodell des VDS ermittelte Stellstrom I_{est} für die Verstelldämpfer kann nun mittels Entscheidungsalgorithmen bestimmt werden, welches der beiden Systeme die Umsetzung der Stellgröße übernehmen wird. Dabei muss stets eine Abwägung zwischen Wandämpfung und Stößigkeit stattfinden. Da die Stößigkeit, wie bereits in Kapitel 4 erwähnt, mit der Dämpferbestromung zusammenhängt, geht man an dieser Stelle davon aus, dass der geschätzte Dämpferstrom I_{est} bei Kenntnis der Fahrbahnbeschaffenheit ein Maß für den zu erwartenden Radkomfort darstellt.
Alternativ zur Verwendung des Stellstroms könnte im Fahrzeugmodell unter Berücksichtigung des Straßenzustands auch eine Berechnung der erwarteten Stößigkeit durchgeführt werden und diese in den Verteilungsblock geführt werden.

Lösung 3 arbeitet wie beschrieben mit Modellen zur Prädiktion zukünftigen Aktor- und Fahrzeugverhaltens. Obwohl dieser Lösungsansatz ein hohes Potenzial hinsichtlich der Erreichung der Komfortziele verspricht, erwartet man bei der Umsetzung von Lösung 3 doch eine Reihe von Schwierigkeiten.

Kriterium	Punkte
Wankdämpfung/Stößigkeit	7
Abstimmaufwand	-7
Robustheit	-3
Rechenzeit-/Speicherbedarf	-7
Summe	-10

Die Güte der vorgestellten Regelung ist abhängig von der Güte der zu Grunde gelegten Aktor- und Fahrzeugmodelle. Vorausgesetzt, das zukünftige Verhalten von Aktorik und Fahrzeug ließe sich mit Simulationsmodellen hinreichend genau berechnen, so wäre doch ein erheblicher Aufwand erforderlich, die zu Grunde gelegten Modelle zu validieren und die Resultate des modellbasierten Reglers zu verifizieren. Diese Schritte schlagen sich im Applikations- und Abstimmaufwand nieder, auch wenn hier unter Abstimmaufwand der Parametrisierungsaufwand der Modelle gmeint ist. Zusätzlich zum hohen Validierungs- und Verifikationsaufwand ist die vorgestellte Struktur empfindlich auf Änderungen an Fahrzeug und Aktor, wenn die hinterlegten Modelle nicht sofort mit angepasst werden.

Bei der hier vorgestellten Lösung 3 lässt sich erkennen, dass zum Einen der Speicherbedarf zur Hinterlegung der Referenz- und Rechenmodelle im Steuergerät stark anwächst. Zum Anderen ist es nötig, alle benötigten Rechenoperationen in Echtzeit auszuführen, was hohe Anforderungen an die Prozessortechnologie stellt. Der Einsatz in einem stark von Kosten getriebenen Gesamtprodukt Automobil ist aus heutiger Sicht deshalb nicht rentabel.

Fazit:
Nachfolgende Tabelle 6.3 fasst die Ergebnisse der Einzelbewertungen nach der Methode der einfachen Punktbewertung zusammen.

Tabelle 6.3: Zusammenfassung der Einzelbewertungen

Kriterium	Lösung 1	Lösung 2	Lösung 3
Wankdämpfung/Stößigkeit	3	7	7
Abstimmaufwand	-3	3	-7
Robustheit	-3	3	-3
Rechenzeit-/Speicherbedarf	0	1	-7
Summe	-3	14	-10

Lösung 2 (Verwendung des Defizitmoments) erreicht bei der einfachen Punktbewertung in Summe die meisten Punkte und wird deshalb als Integrationsansatz in den nächsten Kapiteln detaillierter untersucht.
Auffällig ist, dass die beiden anderen Lösungen negative Punktzahlen aufweisen, was bedeutet, dass diese Lösungen im Vergleich zur Kombination von VDS und AWS gesamthaft betrachtet keinen Vorteil bieten.

6.2.3 Reglerentwurf und Funktionsbewertung

In diesem Kapitel wird die oben dargestellte Lösung 2 in der Simulationsumgebung implementiert und die Auswirkungen auf Wankdämpfung und Stößigkeit bewertet. Die Beurteilung der Lösung erfolgt mit den in Kapitel 3.2 eingeführten objektiven Kriterien.

Die Wankrate $\dot{\phi}$ als Eingangsgröße für den Regler R wird mit dem modalen Skyhook-Verstärkungsfaktor der Integrationslogik $k_{sky,x,int}$ multipliziert, worauf man das Stellmoment $M_{x,Stell,int}$ erhält. Der Block Wankmomentenverteilung (λ) teilt das aufbaubezogene Gesamtmoment in die an der Vorder- und Hinterachse abzustützende Momente $M_{x,Stell,AWS,VA}$ und $M_{x,Stell,AWS,HA}$ auf (siehe Abbildung 6.13).
AWS setzt das vorgegebene Moment mit seinen Aktoren innerhalb der systems-

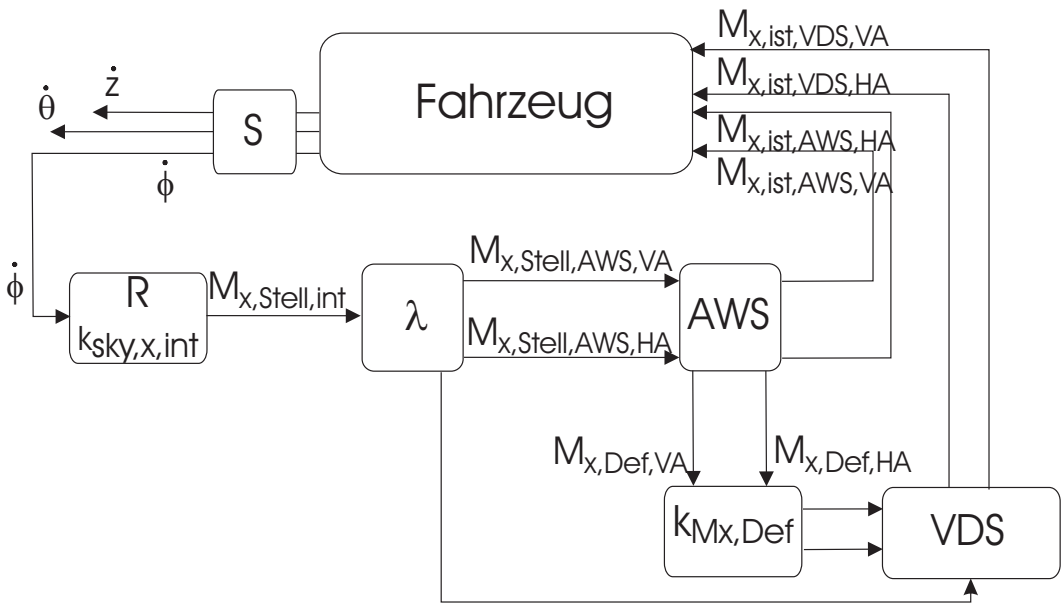


Abbildung 6.13: Lösungsansatz mit Verwendung des Defizitmoments

pezifischen Grenzen um ($M_{x,ist,AWS,VA}$ bzw. $M_{x,ist,AWS,HA}$). Die Defizitmomente $M_{x,Def,VA}$ und $M_{x,Def,HA}$ werden analog zu Abbildung 6.10 berechnet und zum VDS geführt, zuvor jedoch mit einem Verstärkungsfaktor $k_{M_{x,Def}}$ multipliziert. Dies dient der Abstimmbarkeit des Systemverbundes, da es unter Umständen vorkommen kann, dass je nach Höhe des $k_{sky,x,int}$ das Defizitmoment zu gering ist, um das Potenzial von VDS optimal nutzen zu können.
Das so berechnete Stellmoment wird anschließend unter Berücksichtigung der Wankmomentenverteilung von der Aktorik des VDS umgesetzt. Als Resultat wird das Fahrzeug mit den Momenten $M_{x,ist,VDS,VA}$ bzw. $M_{x,ist,VDS,HA}$ beaufschlagt.

Im nun folgenden Teil der Arbeit sollen drei unterschiedliche Aktorkonzepte des AWS untersucht werden (Tabelle 6.4), um die Robustheit des Lösungsansatzes zu überprüfen. Die Verstelldämpfereigenschaften werden dabei als konstant angenommen.

Tabelle 6.4: Darstellung verschiedener AWS-Aktoreigenschaften

Aktortyp	Übertragungsverhalten	Beschreibung
AWS1	PT1	Idealisiert
AWS2	PT2	Angenähert
AWS3	PT2	Aktormodell beinhaltet Leitungseffekte, Pumpencharakteristik und Stördynamik

Neben dem idealisierten PT1-Verhalten und dem angenäherten PT2-Verhalten wird außerdem in der Simulationsumgebung mit einem Aktormodell gerechnet, das kapazitive Leitungseffekte, Störverhalten, variable Ansprechzeiten und Stördynamik beinhaltet. Zusätzlich sind die Reglerparameter ähnlich denen im Fahrzeug abgestimmt, so dass die Bauteilfestigkeit und andere, die Funktion beschränkende Randbedingungen berücksichtigt werden.

Abbildung 6.14 zeigt die Simulation der Kopierstrecke mit Fahrzeug mit AWS1-Aktor und der in Abbildung 6.13 skizzierten Integrationslösung im Vergleich zu den Ergebnissen, die mit einer Kombination der Systeme (stand-alone-Abstimmung ohne gezielte Anpassung der Reglerparameter) erzielt werden.

Tabelle 6.5 fasst die Ergebnisse aus Abbildung 6.14 zusammen.

Tabelle 6.5: Bewertungskriterien zu Abbildung 6.14

	$TRMS_x$	$TRMS_z$
Kombination	2,2789	0,4389
Integration	1,8944	0,2752
Veränderung	+17%	+37%

Die letzte Zeile der Tabelle weist die prozentuale Veränderung in Form einer Verbesserung (+) oder Verschlechterung (-) gegenüber der Kombination aus.
Durch den Einsatz des Defizitmoments $M_{x,Def}$ als Regeleingangsgröße für VDS wird eine Erhöhung der Wankdämpfung im Frequenzbereich $0,3-3Hz$ um 17% erreicht. Die Stößigkeit sinkt auf Grund der reduzierten Zahl von Stellstromeingriffen des VDS sogar um 37% gegenüber der Kombination.

Der für ein passives Fahrwerk typische und auch mit Hilfe eines Verstelldämpfersystems alleine nicht vollständig auflösbare Zielkonflikt zwischen Wankdämpfung des Aufbaus und der Erhöhung des Fahrkomforts (Verringerung der Stößigkeit), kann durch die Implementierung eines Integrationsansatzes unter Verwendung multipler Aktormöglichkeiten zur Erreichung eines spezifischen, gemeinsamen Regelziels doch deutlich entschärft werden. Dies hilt dabei, gegenseitige Störungen zu vermeiden und das Funktionspotenzial der Einzelsysteme über die Summe der Einzelfunktionen hinaus zu optimieren.

Das bisher zugrunde gelegte, idealisierte PT1-Verhalten des Aktormodells (AWS1) wird nun durch ein PT2-Glied (siehe Tabelle 6.4) ersetzt.
Betrachtet man zunächst die Kombination von VDS und AWS, kommt es auf Grund der Eigenschaften des AWS-Aktors beim Befahren der Kopierstrecke und steigender Gesamtverstärkung des Regelkreises $k_{Sky,AWS}$ ($k_{Sky,AWS,1} < k_{Sky,AWS,2} < k_{Sky,AWS,3}$)

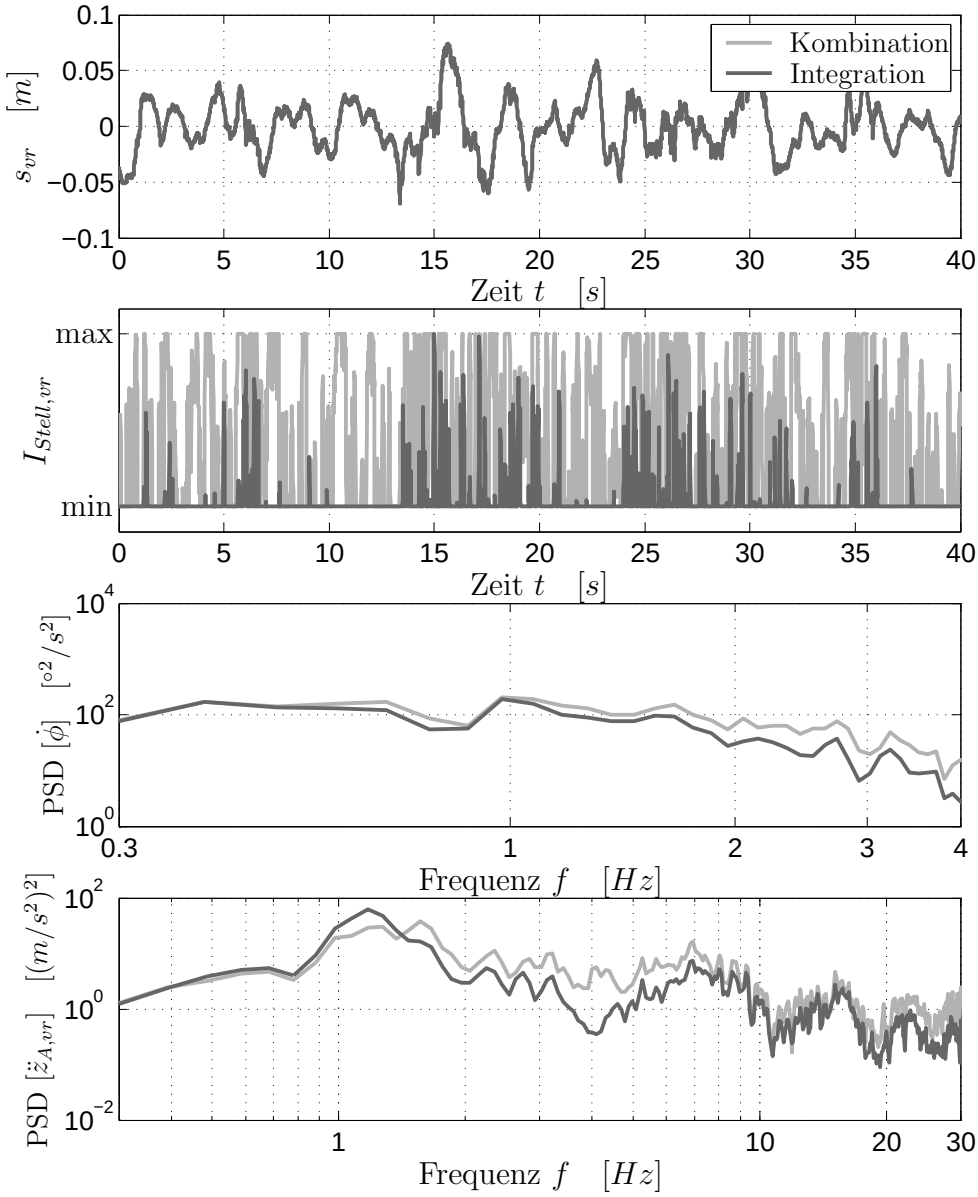


Abbildung 6.14: Integration im Vergleich zur Kombination (AWS1) (Simulation)

zu einer Instabilität bei etwa $f/\nu_{Grenz,AWS} = 1$. In Abbildung 6.15 ist diese Überhöhung im Leistungsspektrum der Wankrate deutlich zu erkennen.

Wie Abbildung 6.15 zeigt, kann bei Kombination der Systeme der Effekt nicht eingedämmt werden.

Integriert man die beiden Systeme analog Lösung 2, so kann die Instabilität des AWS-Regelkreises bei Erhöhung der Proportionalverstärkung mit Hilfe von VDS überbrückt werden, wodurch die Leistungsdichte der Wankrate wieder auf das ursprüngliche Niveau sinkt (Abbildung 6.15). Bei der Integration von AWS und VDS ist zu beachten, dass $k_{Sky,AWS}$ mit $k_{Sky,int}$ gleichzusetzen ist.

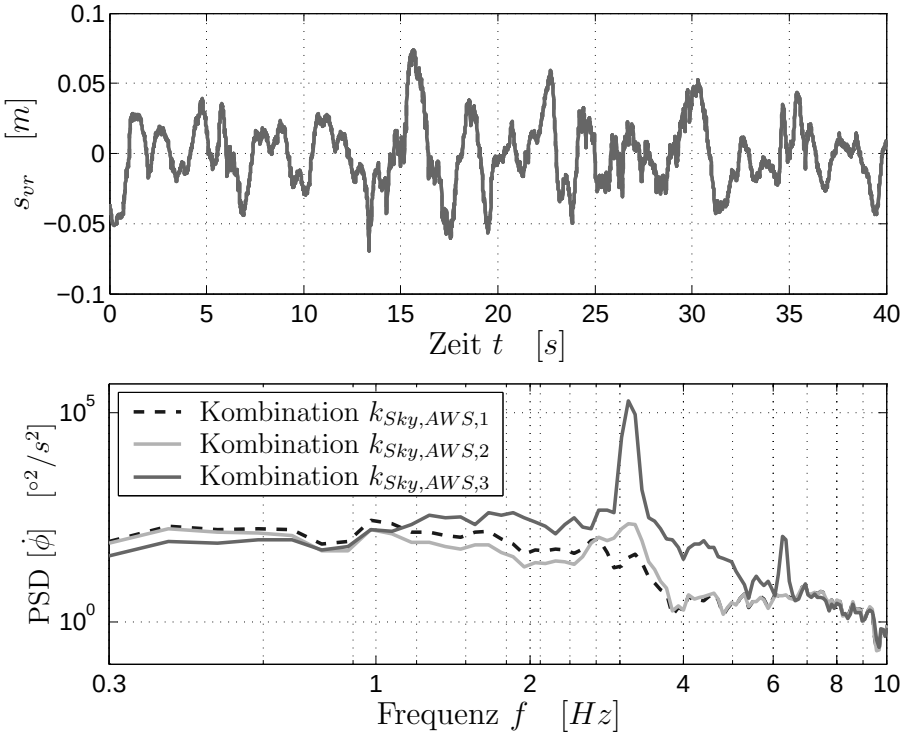


Abbildung 6.15: Einfluss von $k_{Sky,AWS}$ auf die Kombination (AWS2) (Simulation)

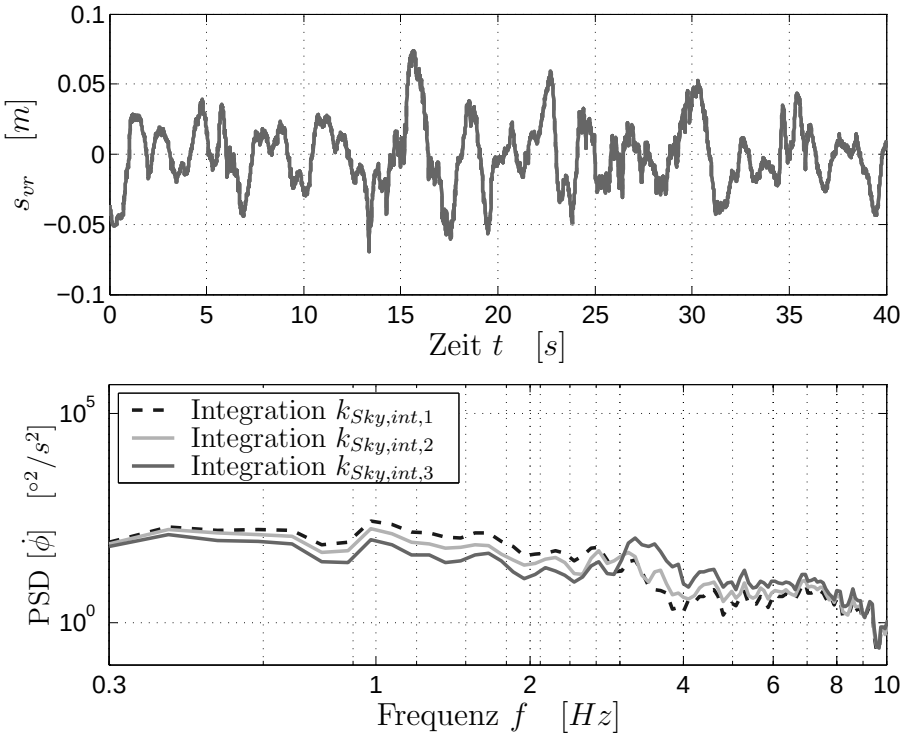


Abbildung 6.16: Kompensation der Amplitudenüberhöhung durch Integration (AWS2) (Simulation)

Schließlich wird in einer letzten Simulationsanalyse der angenäherte PT2-Aktor durch den in Tabelle 6.4 beschriebenen AWS3-Aktor ersetzt, der die realen Aktoreigenschaften bestmöglich wiederspiegelt. Dabei wird der Einfluss dieses Aktors auf das Zusammenspiel von AWS und VDS untersucht. Der Integrationsansatz bleibt unverändert.
In Abbildung 6.17 dient diesmal nicht nur die Kombination als Referenz, sondern auch die Stand-alone Lösung „AWS3“, um zu zeigen, dass es durch die Integration sogar möglich ist, bessere Ergebnisse zu erzielen, als mit der Stand-alone Lösung.

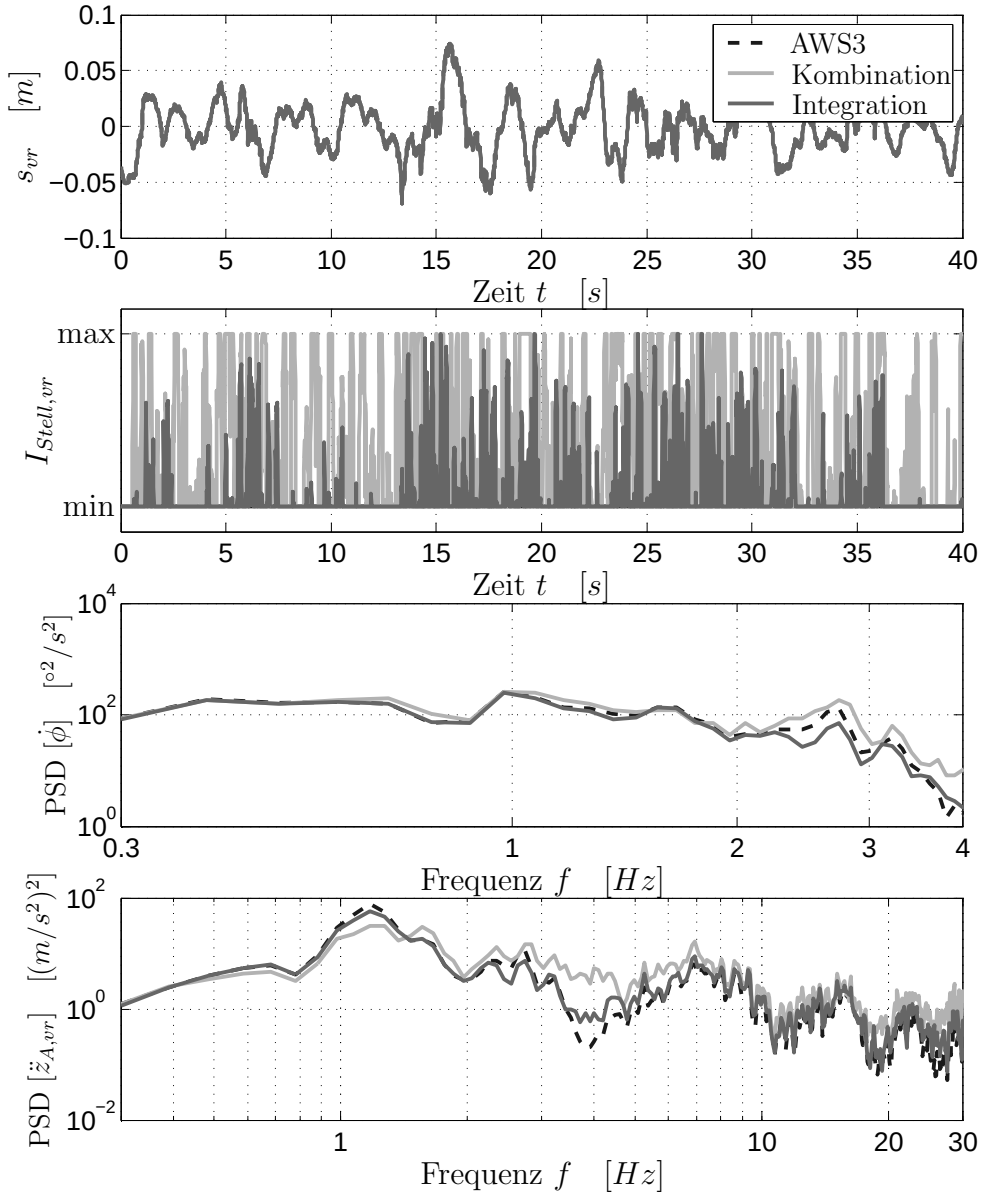


Abbildung 6.17: Der Integrationsansatz im Vergleich zu AWS3 und Kombination (Simulation)

Wie Tabelle 6.6 zu Abbildung 6.17 zeigt, kann mit der Integrationslösung die Stößig-

keit gegenüber der Kombination beider Regelsysteme um 37% reduziert werden bei gleichzeitiger Erhöhung der Wankdämpfung um 14%. Außerdem ist es möglich, die Wankdämpfung sogar gegenüber dem Stand-alone System AWS3 um 6% zu erhöhen.

Tabelle 6.6: Bewertungskriterien zu Abbildung 6.17

	$TRMS_x$	$TRMS_z$
AWS3	2,3144	0,2501
Kombination	2,5339	0,4574
Integration	2,1755	0,3120

Fazit:
Bei einer Kombination von VDS und AWS wird die Wankbewegung des Fahrzeugs von beiden Systemen unabhängig voneinander bedämpft, was auf unebenen Straßen dazu führt, dass über das von VDS durch Stellstromeingriffe hervorgerufene, erhöhte Dämpfungsmaß die Stößigkeit steigt.
Mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Integrationsansatz konnten zunächst die negativen Wechselwirkungen, die bei einer Kombination beider vertikaldynamischen Regelsysteme auftreten, beseitigt werden.
Wie Abbildung 6.17 gezeigt hat, kann die Wankdämpfung gegenüber der Kombination von VDS und AWS sowie dem stand-alone System „AWS3“ erhöht werden, ohne die Stößgikeit signifikant zu verschlechtern. Der Zielkonflikt Wankdämpfung - Stößigkeit konnte dahingehend entschärft werden, dass Funktionsdefizite bei gleichzeitiger Ausschöpfung der funktionalen Potenziale der Einzelsysteme kompensiert wurden. Zusätzlich konnte durch die Integration der vertikaldynamischen Regelsysteme eine Instabilität des aktiven AWS kompensiert werden, ohne die System gezielt daraufhin abzustimmen.
Die Aufschaltung des Defizitmoments bestimmt stets den von VDS aufzubringenden Kraftbedarf zur Erreichung des geforderten Stellmoments, unabhängig von der Art des AWS-Aktuators. Dabei ist nunmehr nur ein Verstärkungsfaktor $k_{M_{x,Def}}$ abzustimmen, und nicht mehr eine Reihe von Parametern, wie bei der Kombination oder Koordination der Regelsysteme.

Im nächsten Kapitel wird nun folgend eine weitere Möglichkeit für die Verwendung des Integrationsansatzes gezeigt.

6.2.4 Einsatz des Defizitmoments im VDS-Querdynamikregler

Nach Kapitel 5 dient im VDS-Querdynamikregler das voreilende, dynamische Wankmoment $M_{x,vor,dyn}$ dazu, die Wankbewegung des Fahrzeugs beim Anlenken durch den Fahrer zu bedämpfen.

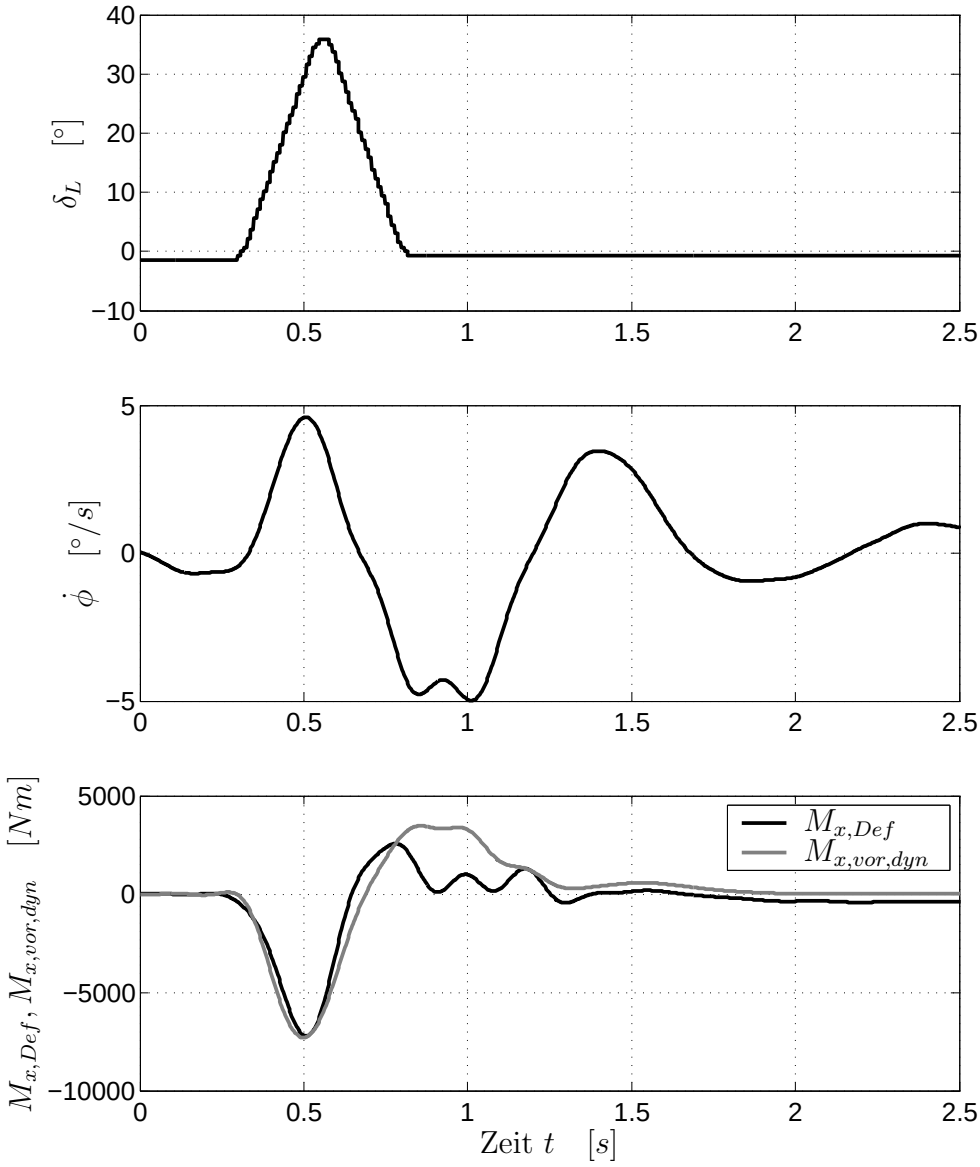


Abbildung 6.18: Vergleich der beiden voreilenden Größen $M_{x,vor,dyn}$ und $M_{x,Def}$ (Messung)

Abbildung 6.18 zeigt das bereits bekannte Lenkwinkel-Impuls Manöver, hier mit der Lenkmaschine durchgeführt. Das Antwortverhalten des Fahrzeugs in Form der Wankrate kann dabei in die aus Kapitel 3.1 bekannten Wankschwingungsbereiche zerlegt werden, wobei diese hier nicht nochmals eingezeichnet wurden.
Vergleicht man den Verlauf des voreilenden Wankmoments mit dem Defizitmoment aus der Integration von VDS und AWS, so ist gerade der zur Stabilisierung in Phase I wichtige Verlauf direkt nach dem Anlenken ähnlich.

Wie Abbildung 6.19 symbolisch veranschaulicht, ist es damit möglich, den aus Kapitel 5.1.1 bekannten Reglerzweig zur Bedämpfung des Anwankens (Berechnung von

$M_{x,vor,dyn}$) durch das Aufaddieren des Defizitmoments $M_{x,Def}$ an der Momentenschnittstelle zu ersetzen.

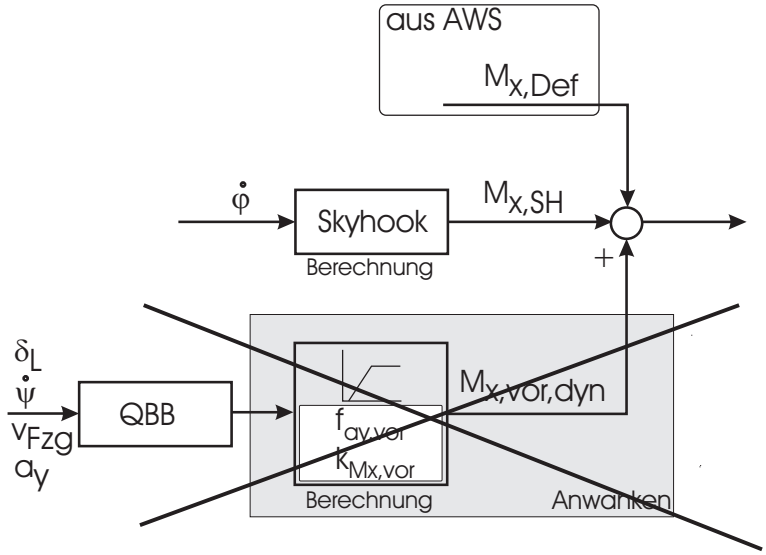


Abbildung 6.19: QDR-Struktur mit Defizitmomentenaufschaltung

Zur Analyse des Potenzials des Defizitmoments zur Bedämpfung von Phase I der Wankbewegung wurden Fahrversuche mit Hilfe der Lenkmaschine durchgeführt. Dabei wurde der Versuch zunächst mit dem in Kapitel 5.1.1.1 hergeleiteten Querdynamikregler durchgeführt. Anschließend wurde im Regler das Defizitmoment auf die Momentenschnittstelle addiert (siehe Abbildung 6.19). Nachdem nach Abbildung 6.11 der Verstärkungsfaktor $k_{Mx,Def}$ der Abstimmbarkeit des Integrationsansatzes dient, wurde dieser im Rahmen der Versuchsdurchführung variiert, wobei in diesem Fall gilt, dass $k_{Mx,Def,1} < k_{Mx,Def,2} < k_{Mx,Def,3}$.

Abbildung 6.20 zeigt das Ergebnis der Integration in Form des bekannten Wankdämpfungsmaßes $\Gamma_I/\Gamma_{I,max}$ für Phase I des Wankvorgangs. Zu erkennen ist, dass unter Verwendung des Verstärkungsfaktors $k_{Mx,Def,3}$ das gleiche Wankdämpfungsmaß erzielt werden kann, wie unter Verwendung des voreilenden Wankmoments.

Durch die Ausnutzung des Defizitmoments zur Bedämpfung des Anwankens entfällt die Abstimmung der Parameter $f_{a_y,vor}$ und $k_{Mx,vor,dyn}$. Der Abstimmaufwand sinkt, da der in Kapitel 5.1.1 gezeigte Querbeschleunigungsbeobachter nicht speziell abgestimmt werden muss. So wird eine Unabhängigkeit gegenüber Aktorwechsel und unterschiedlichen Fahrzeugtypen erreicht.

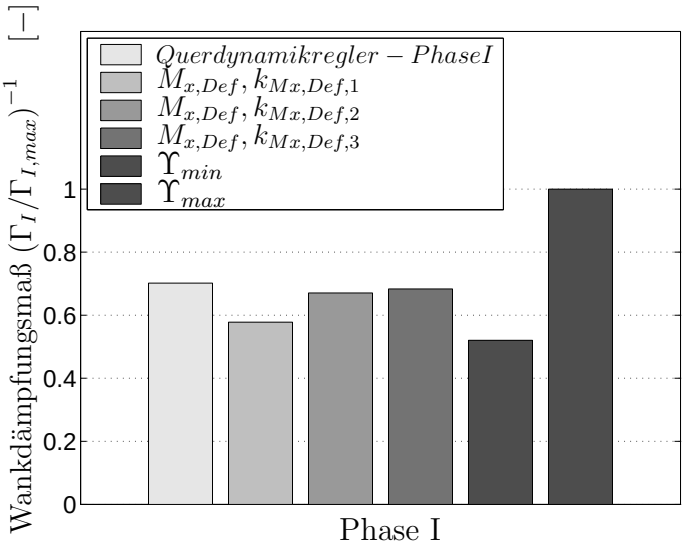


Abbildung 6.20: Vergleich zwischen $M_{x,vor,dyn}$ und $M_{x,Def}$ als QDR-Eingangsgröße in Phase I (Messung)

Kapitel 7

Zusammenfassung

Zur Entschärfung des Zielkonflikts zwischen Fahrkomfort, Agilität und Fahrsicherheit kommen in der Automobilindustrie vermehrt Fahrwerkregelsysteme zur gezielten Abstimmung einzelner Freiheitsgrade der Fahrzeugbewegung zum Einsatz.
Diese Arbeit sollte der Frage nachgehen, in wie weit ein semiaktives Verstelldämpfersystem und eine aktive Wankstabilisierung auf das Wankverhalten von Fahrzeugen Einfluss nehmen können und welche Wechselwirkungen daraus entstehen. Zusätzlich sollte die Frage geklärt werden, ob sich Radkomfort und Wankdämpfungspotenzial durch eine Vernetzung der Regelsysteme erhöhen ließe.

Die Wankdynamik des Fahrzeugs läßt sich in die fahrer- und fahrbahninduzierte Wankbewegung unterteilen. Dabei resultiert die sogenannte fahrerinduzierte Wankbewegung aus einer Lenkwinkeleingabe des Fahrers, die über die Kontaktstelle zwischen Strasse und Reifen zu einem Querbeschleunigungsaufbau führt. Die Querbeschleunigung greift am Schwerpunkt des Fahrzeugaufbaus an und führt so je nach Abstand zwischen Schwerpunkt und Wankachse zu einer Kippbewegung des Aufbaus um die x-Achse.
Die fahrbahninduzierte Wankbewegung entsteht aus der Überfahrt unebener Strecken und wird meist auch mit Kopieren bezeichnet. Sogenanntes reines Wanken entsteht, wenn die Anregungen zwischen linker und rechter Fahrbahnseite exakt gegengleich sind und kein zeitlicher Verzug zwischen Vorder- und Hinterachse besteht. Ist dieser Phasenverzug nicht Null, hängt die Wankbewegung von Fahrzeuggeschwindigkeit, Wellenlänge der Unebenheiten sowie dem Radstand des Fahrzeugs ab. Dabei wurde festgestellt, dass mit Schwingungsdämpfern Einfluss auf das Wankverhalten genommen werden kann und der Einsatz eines Stabilisators das Kopieren verstärkt.

Zur objektiven Beschreibung der Wankdämpfungseigenschaften der Regelsysteme wurde zunächst das Antwortverhalten des Fahrzeugaufbaus in Form der Wankrate auf einen Lenkwinkelimpuls analysiert. Die fahrerinduzierte Wankbewegung lässt sich dazu in die drei Phasen Anwanken (I), Nachwanken (II) und Ausschwingen (III) unterteilen. Den für das subjektive Empfinden relevanten Bereichen Anwanken und

Ausschwingen wurde das sogenannte Wankdämpfungsmaß zugeordnet. Das Wankdämpfungsmaß in Phase I und Phase III errechnet sich aus dem Zusammenhang zwischen maximaler Querbeschleunigung und dem in der jeweiligen Phase auftretenden Wankratenmaximum. Zur Beschreibung des Ausschwingens ist zusätzlich das sogenannte Abklingmaß notwendig, ein Kriterium das sich aus dem Zusammenhang zwischen Abklingkonstante und Ausschwingmaximum errechnet und das zeitliche Abklingverhalten der Schwingung beschreibt.
Die fahrbahninduzierte Wankbewegung wird über den den sogenannten Teileffektivwert der Wankrate im Frequenzbereich zwischen 0.3 und 3Hz beschrieben. Zusätzlich dient der Teileffektivwert der Dombeschleunigung im Frequenzbereich zwischen 20 und 30Hz der objektiven Beschreibung der Stößigkeit beim Befahren unebener Strecken. Eine entsprechende Korrelation der objektiven Kriterien zum subjektiven Empfinden konnte nachgewiesen werden.

Anschließend wurden zwei vertikaldynamische Regelsysteme hinsichtlich ihres Wankdämpfungspotenzials untersucht sowie der Einfluss auf den Radkomfort beim Befahren unebener Strecken dargestellt. Dabei wurde festgestellt, dass das semiaktive Verstelldämpfersystem VDS Kräfte nur in Abhängigkeit von Betrag und Richtung der Dämpfergeschwindigkeit stellen kann. Dabei ist eine Beeinflussung der Wankbewegung nur transient möglich, das heißt, der stationäre Wankwinkel kann mit VDS nicht beeinflusst werden. Durch die Erhöhung des Dämpfungsmaßes beim Bedämpfen der Wankbewegung steigt allerdings stets die Stößigkeit, weshalb bei der Abstimmung des VDS der Zielkonflikt zwischen Wankdämpfung und Stößigkeit berücksichtigt werden muss.
Mit der aktiven Wankstabilisierung AWS ist es möglich, Kräfte in allen vier Quadranten des Kraft-Relativgeschwindigkeits-Diagramms zu stellen. Durch das aktive Wirkprinzip kann der Wankwinkel stationär beeinflusst werden und die Wankrate im Bereich der Aufbaueigenfrequenz unabhängig von Strassenanregungen bedämpft werden. Die Stößigkeit erhöht sich mit zunehmender Wankdämpfung nur marginal.

Die Analyse des Einflusses von VDS auf das fahrerinduzierte Wanken hat gezeigt, dass es mit der hinterlegten Skyhook-Regelung des Verstelldämpfersystems nicht möglich ist, die Wankbewegung beim Anlenken ausreichend zu bedämpfen. Aus diesem Grund wurde ein sogenannter Querdynamikregler entwickelt, der für ausreichende Bedämpfung der Phasen Anwanken und Ausschwingen sorgt, ohne den Radkomfort in der Geradeausfahrt zu verschlechtern.
Die zugrunde gelegte Querdynamikregler-Struktur besteht aus einem Ast zur Bedämpfung des Anwankens und einem Zweig zur Bedämpfung des Ausschwingens. Die Anwankdämpfung wird dabei durch die Berechnung eines voreilenden Wankmoments aus der voreilenden Querbeschleunigung realisiert. Die Bedämpfung des Ausschwinges geschieht über einen zusätzlichen Wankverstärkungsfaktor, der auf die Dauer des Ausschwingens abgestimmt wird. Beide Zweige errechnen so ein zur

Bedämpfung notwendiges Gegenwankmoment, dass jeweils über die eingeführte Momentenschnittstelle zum Skyhook-Moment addiert werden kann. Es konnte nachgewiesen werden, dass beide Zweige getrennt von einander abstimmbar und wirksam sind. Außerdem wurde gezeigt, dass es mit wenigen Abstimmparameter möglich ist, die Wankdämpfung dem systemtechnisch möglichen Wankdämpfungsmaximum anzunähern. Zur vorgestellten Querdynamikreglerstruktur wurde ein Patent verfasst [45].

Die aktuellste Entwicklung in der Fahrzeugindustrie geht dahin, die unterschiedlichen Fahrdynamik- bzw. Fahrwerkregelsysteme aufeinander abzustimmen und in ein übergeordnetes Konzept zu integrieren. Hierdurch soll verhindert werden, dass die einzelnen Systeme gegeneinander arbeiten. Außerdem sollen zusätzliche Synergieeffekte nutzbar gemacht werden.
Bei der Kombination von VDS und AWS im Fahrzeug werden die Aktorpotenziale der Einzelsysteme nicht optimal genutzt, bei unzureichender Abstimmung der Regelsysteme aufeinander kommt es sogar teilweise zu negativen Wechselwirkungen.
Die Integration von VDS und AWS wurde angestrebt, um die negativen Wechselwirkungen aufzulösen und die Aktorpotenziale optimal zu nutzen, d.h. die Wankdämpfung zu maximieren und trotzdem die Stößigkeit nicht zu erhöhen. Die Integration als höchste Vernetzungsstufe (im Vergleich zu Kombination und Koordination) geht dabei von dem Ansatz aus, den Verbund aus Regelziel, Regler und Aktorik in seine „Bestandteile“ zu zerlegen und den Aktorverbund zu nutzen, das globale Regelziel zu optimieren. In dieser Arbeit wurden drei mögliche Lösungsansätze vorgestellt und bewertet. In der konkreten Umsetzung wurde die aktive Wankdämpfungsfunktion des AWS genutzt, fahrbahninduzierte Wankbewegungen zu bedämpfen. Vom AWS-Aktor nicht umsetzbare Momente werden als Defizitmoment bezeichnet und als Regeleingangsgröße an VDS übergeben.
Es wurde gezeigt, dass aktorspezifische Defizite des AWS kompensiert werden können und die Stößigkeit bei gleichzeitiger Erhöhung des Wankdämpfungsvermögens deutlich gegenüber der Kombination der Regelsysteme verringert werden konnte.
Zusätzlich wurde nachgewiesen, dass sich das Defizitmoment im zuvor ausgelegten Querdynamikregler dazu eignet, den Zweig zur Bedämpfung des Anwankens zu ersetzen. Somit konnte bei identischem Wankdämpfungspotenzial die Zahl der Abstimmparameter verringert werden.

Anhang A

Zweispurmodell

Das in dieser Arbeit zu Simulationszwecken verwendete Zweispurmodell besteht im Wesentlichen aus einem starren Körper, der den Fahrzeugaufbau repräsentiert und vier einzelnen Radaufhängungen, deren Kräfte in den Fahrzeugaufbau eingeleitet werden.

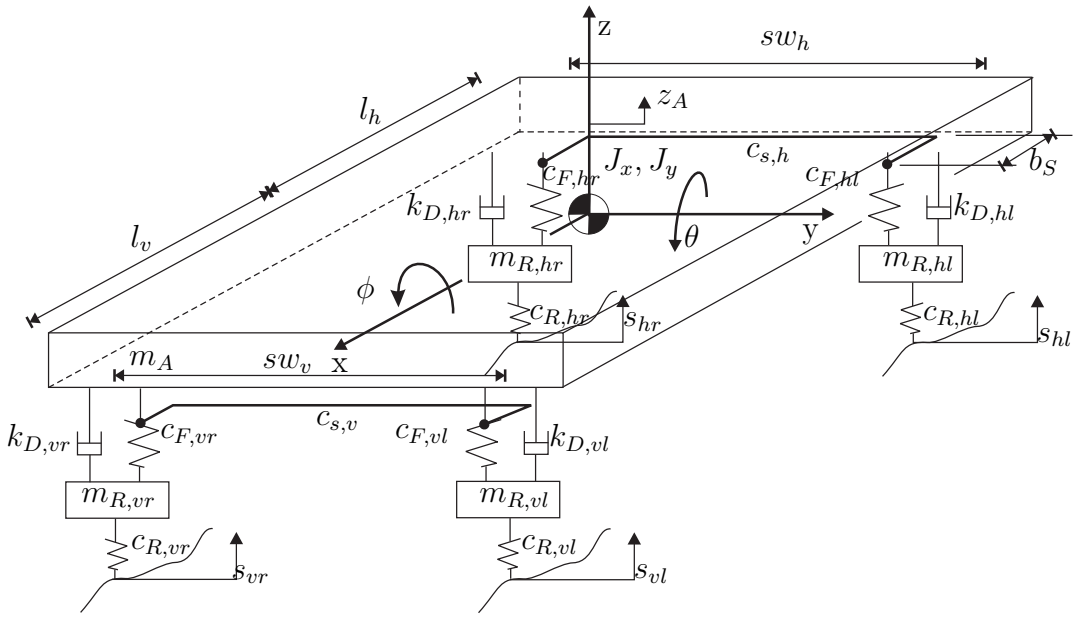


Abbildung A.1: Grundsätzlicher Aufbau und Formelzeichen des Zweispurmodells

Der Aufbau mit seinen sechs Freiheitsgraden im Raum wird durch seine Masse m_A und die Trägheitsmomente um die Hauptachsen des fahrzeugfesten Koordinatensystems mit sechs unabhängigen Bewegungsgleichungen beschrieben. Darüber hinaus erfolgt die Umsetzung der modalen Bewegungen um den Schwerpunkt des Fahrzeugs in eine Bewegung der einzelnen Aufhängungspunkte, also die Krafteinleitungspunkte der Aufhängung in den Fahrzeugaufbau.
Die Radaufhängungen bestehen aus Feder, Dämpfer und Stabilisator. Die vertikale Krafteinleitung in die Aufhängung erfolgt über die Bodenunebenheiten und ein

Reifenmodell mit der vertikalen Steifigkeit c_R. Die Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängung wird durch Kennlinien beschrieben. Dazu werden die Abhängigkeiten der Kennwerte von Radhub bzw. Längs- und Seitenkraft zunächst getrennt vorgegeben und anschließend im Betriebspunkt linear überlagert.
Zusätzlich werden weitere Kennlinien für Radlast und Dämpferkräfte sowie Parameter für Aufhängungsmasse, Trägheitsmoment und Stabilisatorsteifigkeit benötigt. Die Radaufhängung selbst wird durch einen dynamischen Freiheitsgrad, die Hubbewegung der ungefederten Masse m_R, beschrieben.

Zur Beschreibung der Vertikaldynamik des Modells werden folgende Gleichungen zu Grunde gelegt. Auf das Reifenmodell sowie die Längs- und Querdynamik des Fahrzeugmodells wird an dieser Stelle nicht näher eingegangen.

Aufbaugleichungen

$$z_{A,vl} = z_A - l_v\theta + \frac{sw_v}{2}\phi \tag{A.1}$$
$$z_{A,vr} = z_A - l_v\theta - \frac{sw_v}{2}\phi \tag{A.2}$$
$$z_{A,hl} = z_A + l_h\theta + \frac{sw_h}{2}\phi \tag{A.3}$$
$$z_{A,hr} = z_A + l_h\theta - \frac{sw_h}{2}\phi \tag{A.4}$$

Rad vorne links (vl)

$$m_{R,vl}\ddot{z}_{R,vl} + F_{D,vl} + F_{F,vl} + F_{S,vl} - F_{R,vl} = 0 \tag{A.5}$$

$$F_{R,vl} = c_{R,vl} \cdot (s_{vl} - z_{R,vl}) \tag{A.6}$$
$$F_{D,vl} = k_{D,vl} \cdot (\dot{z}_{R,vl} - \dot{z}_{A,vl}) \tag{A.7}$$
$$F_{F,vl} = c_{F,vl} \cdot (z_{R,vl} - z_{A,vl}) \tag{A.8}$$
$$\begin{aligned} F_{S,vl} &= c_{s,v} \cdot [(z_{R,vl} - z_{A,vl}) - (z_{R,vr} - z_{A,vr})] = \\ &= c_{S,v} \cdot (z_{R,vl} - z_{R,vr} - sw_v\phi) \end{aligned} \tag{A.9}$$

(A.6)-(A.9) eingesetzt in (A.5) ergibt

$$\begin{aligned} &m_{R,vl}\ddot{z}_{R,vl} + k_{D,vl} \cdot (\dot{z}_{R,vl} - \dot{z}_{A,vl}) + c_{F,vl} \cdot (z_{R,vl} - z_{A,vl}) + \\ &+ c_{S,v} \cdot (z_{R,vl} - z_{R,vr} - sw_v\phi) - c_{R,vl} \cdot (s_{vl} - z_{R,vl}) = 0 \end{aligned} \tag{A.10}$$

mit (A.1)

$$\begin{aligned} &m_{R,vl}\ddot{z}_{R,vl} + k_{D,vl}\dot{z}_{R,vl} - k_{D,vl}\dot{z}_{A,vl} + c_{F,vl}z_{R,vl} - c_{F,vl}z_A + \\ &+ c_{F,vl}l_v\theta - c_{F,vl}\frac{sw_v}{2}\phi + c_{s,v}z_{R,vl} - c_{s,v}z_{R,vr} - \\ &- c_{s,v}sw_v\phi - c_{R,vl}s_{vl} + c_{R,vl}z_{R,vl} = 0 \end{aligned} \tag{A.11}$$

$$\begin{aligned} & m_{R,vl}\ddot{z}_{R,vl} + k_{D,vl}\dot{z}_{R,vl} - k_{D,vl}\dot{z}_{A,vl} + (c_{F,vl} + c_{s,v} + c_{R,vl})z_{R,vl} - \\ & - c_{s,v}z_{R_v r} - c_{F,vl}z_A + c_{F,vl}l_v\theta - \left(c_{s,v}sw_v + c_{F,vl}\frac{sw_v}{2}\right)\phi = c_{R,vl}s_{vl} \end{aligned} \tag{A.12}$$

Rad vorne rechts (vr)

$$m_{R,vr}\ddot{z}_{R,vr} + F_{D,vr} + F_{F,vr} + F_{S,vr} - F_{R,vr} = 0 \tag{A.13}$$

$$F_{R,vr} = c_{R,vr} \cdot (s_{vr} - z_{R,vr}) \tag{A.14}$$
$$F_{D,vr} = k_{D,vr} \cdot (\dot{z}_{R,vr} - \dot{z}_{A,vr}) \tag{A.15}$$
$$F_{F,vr} = c_{F,vr} \cdot (z_{R,vr} - z_{A,vr}) \tag{A.16}$$
$$F_{S,vr} = c_{S,v} \cdot (z_{R,vr} - z_{R,vl} - sw_v\phi) \tag{A.17}$$

(A.14)-(A.17) eingesetzt in (A.13) ergibt

$$\begin{aligned} & m_{R,vr}\ddot{z}_{R,vr} + k_{D,vr} \cdot (\dot{z}_{R,vr} - \dot{z}_{A,vr}) + c_{F,vr} \cdot (z_{R,vr} - z_{A,vl}) + \\ & + c_{S,v} \cdot (z_{R,vr} - z_{R,vl} - sw_v\phi) - c_{R,vr} \cdot (s_{vr} - z_{R,vr}) = 0 \end{aligned} \tag{A.18}$$

mit (A.2)

$$\begin{aligned} & m_{R,vr}\ddot{z}_{R,vr} + k_{D,vr}\dot{z}_{R,vr} - k_{D,vr}\dot{z}_{A,vr} + c_{F,vr}z_{R,vr} - c_{F,vr}z_A + \\ & + c_{F,vr}l_v\theta - c_{F,vr}\frac{sw_v}{2}\phi + c_{s,v}z_{R,vr} - c_{s,v}z_{R,vl} - \\ & - c_{s,v}sw_v\phi - c_{R,vr}s_{vr} + c_{R,vr}z_{R,vr} = 0 \end{aligned} \tag{A.19}$$

$$\begin{aligned} & m_{R,vr}\ddot{z}_{R,vr} + k_{D,vr}\dot{z}_{R,vr} - k_{D,vr}\dot{z}_{A,vr} + (c_{F,vr} + c_{s,v} + c_{R,vr})z_{R,vr} - \\ & - c_{s,v}z_{R_v l} - c_{F,vr}z_A + c_{F,vr}l_v\theta - \left(c_{s,v}sw_v + c_{F,vr}\frac{sw_v}{2}\right)\phi = c_{R,vr}s_{vr} \end{aligned} \tag{A.20}$$

Rad hinten links (hl)

$$m_{R,hl}\ddot{z}_{R,hl} + F_{D,hl} + F_{F,hl} + F_{S,h} - F_{R,hl} = 0 \tag{A.21}$$

$$F_{R,hl} = c_{R,hl} \cdot (s_{hl} - z_{R,hl}) \tag{A.22}$$
$$F_{D,hl} = k_{D,hl} \cdot (\dot{z}_{R,hl} - \dot{z}_{A,hl}) \tag{A.23}$$
$$F_{F,hl} = c_{F,hl} \cdot (z_{R,hl} - z_{A,hl}) \tag{A.24}$$
$$\begin{aligned} F_{S,hl} &= c_{s,h} \cdot [(z_{R,hl} - z_{A,hl}) - (z_{R,hr} - z_{A,hr})] = \\ &= c_{S,h} \cdot (z_{R,hl} - z_{R,hr} - sw_h\phi) \end{aligned} \tag{A.25}$$

(A.22)-(A.25) eingesetzt in (A.21) ergibt

$$\begin{aligned} & m_{R,hl}\ddot{z}_{R,hl} + k_{D,hl} \cdot (\dot{z}_{R,hl} - \dot{z}_{A,hl}) + c_{F,hl} \cdot (z_{R,hl} - z_{A,hl}) + \\ & + c_{S,h} \cdot (z_{R,hl} - z_{R,hr} - sw_h\phi) - c_{R,hl} \cdot (s_{hl} - z_{R,hl}) = 0 \end{aligned} \tag{A.26}$$

mit (A.3)

$$\begin{aligned}&m_{R,hl}\ddot{z}_{R,hl} + k_{D,hl}\dot{z}_{R,hl} - k_{D,hl}\dot{z}_{A,hl} + c_{F,hl}z_{R,hl} - c_{F,hl}z_A + \\ &+ c_{F,hl}l_h\theta - c_{F,hl}\frac{sw_h}{2}\phi + c_{s,h}z_{R,hl} - c_{s,h}z_{R,hr} - \\ &- c_{s,h}sw_h\phi - c_{R,hl}s_{hl} + c_{R,hl}z_{R,hl} = 0\end{aligned} \tag{A.27}$$

$$\begin{aligned}&m_{R,hl}\ddot{z}_{R,hl} + k_{D,hl}\dot{z}_{R,hl} - k_{D,hl}\dot{z}_{A,hl} + (c_{F,hl} + c_{s,h} + c_{R,hl})z_{R,hl} - \\ &- c_{s,h}z_{R_hr} - c_{F,hl}z_A + c_{F,hl}l_h\theta - \left(c_{s,h}sw_h + c_{F,hl}\frac{sw_h}{2}\right)\phi = c_{R,hl}s_{hl}\end{aligned} \tag{A.28}$$

Rad hinten rechts (hr)

$$m_{R,hr}\ddot{z}_{R,hr} + F_{D,hr} + F_{F,hr} + F_{S,hr} - F_{R,hr} = 0 \tag{A.29}$$

$$F_{R,hr} = c_{R,hr} \cdot (s_{hr} - z_{R,hr}) \tag{A.30}$$

$$F_{D,hr} = k_{D,hr} \cdot (\dot{z}_{R,hr} - \dot{z}_{A,hr}) \tag{A.31}$$

$$F_{F,hr} = c_{F,hr} \cdot (z_{R,hr} - z_{A,hr}) \tag{A.32}$$

$$F_{S,hr} = c_{S,h} \cdot (z_{R,hr} - z_{R,hl} - sw_h\phi) \tag{A.33}$$

(A.30)-(A.33) eingesetzt in (A.29) ergibt

$$\begin{aligned}&m_{R,hr}\ddot{z}_{R,hr} + k_{D,hr} \cdot (\dot{z}_{R,hr} - \dot{z}_{A,hr}) + c_{F,hr} \cdot (z_{R,hr} - z_{A,hl}) + \\ &+ c_{S,h} \cdot (z_{R,hr} - z_{R,hl} - sw_h\phi) - c_{R,hr} \cdot (s_{hr} - z_{R,hr}) = 0\end{aligned} \tag{A.34}$$

mit (A.4)

$$\begin{aligned}&m_{R,hr}\ddot{z}_{R,hr} + k_{D,hr}\dot{z}_{R,hr} - k_{D,hr}\dot{z}_{A,hr} + c_{F,hr}z_{R,hr} - c_{F,hr}z_A + \\ &+ c_{F,hr}l_h\theta - c_{F,hr}\frac{sw_h}{2}\phi + c_{s,h}z_{R,hr} - c_{s,h}z_{R,hl} - \\ &- c_{s,h}sw_h\phi - c_{R,hr}s_{hr} + c_{R,hr}z_{R,hr} = 0\end{aligned} \tag{A.35}$$

$$\begin{aligned}&m_{R,hr}\ddot{z}_{R,hr} + k_{D,hr}\dot{z}_{R,hr} - k_{D,hr}\dot{z}_{A,hr} + (c_{F,hr} + c_{s,h} + c_{R,hr})z_{R,hr} - \\ &- c_{s,h}z_{R_hl} - c_{F,hr}z_A + c_{F,hr}l_h\theta - \left(c_{s,h}sw_h + c_{F,hr}\frac{sw_h}{2}\right)\phi = c_{R,hr}s_{hr}\end{aligned} \tag{A.36}$$

Die Kräfte, die aufhängungsseitig auf den Aufbau wirken, setzen sich folgendermaßen zusammen:

$$F_{A,vl} = F_{D,vl} + F_{F,vl} + F_{S,vl} \tag{A.37}$$

$$F_{A,vr} = F_{D,vr} + F_{F,vr} + F_{S,vr} \tag{A.38}$$

$$F_{A,hl} = F_{D,hl} + F_{F,hl} + F_{S,hl} \tag{A.39}$$

$$F_{A,hr} = F_{D,hr} + F_{F,hr} + F_{S,hr} \tag{A.40}$$

Aufbaugleichung Huben

$$m_A\ddot{z}_A - F_{A,vl} - F_{A,vr} - F_{A,hl} - F_{A,hr} = 0 \tag{A.41}$$

$$\begin{aligned}
&m_A\ddot{z}_A - k_{D,vl}\cdot(\dot{z}_{R,vl} - \dot{z}_{A,vl}) - c_{F,vl}\cdot(z_{R,vl} - z_{A,vl}) - \\
&- c_{S,v}\cdot(z_{R,vl} - z_{R,vr} - sw_v\phi) - k_{D,vr}\cdot(\dot{z}_{R,vr} - \dot{z}_{A,vr}) - \\
&- c_{F,vr}\cdot(z_{R,vr} - z_{A,vr}) - c_{S,v}\cdot(z_{R,vr} - z_{R,vl} - sw_v\phi) - \\
&- k_{D,hl}\cdot(\dot{z}_{R,hl} - \dot{z}_{A,hl}) - c_{F,hl}\cdot(z_{R,hl} - z_{A,hl}) - \\
&- c_{S,h}\cdot(z_{R,hl} - z_{R,hr} - sw_h\phi) - k_{D,hr}\cdot(\dot{z}_{R,hr} - \dot{z}_{A,hr}) - \\
&- c_{F,hr}\cdot(z_{R,hr} - z_{A,hr}) - c_{S,h}\cdot(z_{R,hr} - z_{R,hl} - sw_h\phi) = 0
\end{aligned} \tag{A.42}$$

Aufbaugleichung Nicken

Unter der Annahme, dass eine Längsbeschleunigung a_x im Schwerpunkt des Aufbau in der Höhe h_{NZ} über der Nickachse angreift, gilt folgendes Momentengleichgewicht:

$$J_y\ddot{\theta} + l_vF_{A,vl} + l_vF_{A,vr} - l_hF_{A,hl} - l_hF_{A,hr} + h_{NZ}m_Aa_x + m_Agh_{NZ}\theta = 0 \tag{A.43}$$

$$\begin{aligned}
&J_y\ddot{\theta} + l_v(k_{D,vl}\cdot(\dot{z}_{R,vl} - \dot{z}_{A,vl}) + c_{F,vl}\cdot(z_{R,vl} - z_{A,vl}) + \\
&+ c_{S,v}\cdot(z_{R,vl} - z_{R,vr} - sw_v\phi)) + l_v(k_{D,vr}\cdot(\dot{z}_{R,vr} - \dot{z}_{A,vr}) + \\
&+ c_{F,vr}\cdot(z_{R,vr} - z_{A,vr}) + c_{S,v}\cdot(z_{R,vr} - z_{R,vl} - sw_v\phi)) - \\
&- l_h(k_{D,hl}\cdot(\dot{z}_{R,hl} - \dot{z}_{A,hl}) + c_{F,hl}\cdot(z_{R,hl} - z_{A,hl}) + \\
&+ c_{S,h}\cdot(z_{R,hl} - z_{R,hr} - sw_h\phi)) - l_h(k_{D,hr}\cdot(\dot{z}_{R,hr} - \dot{z}_{A,hr}) + \\
&+ c_{F,hr}\cdot(z_{R,hr} - z_{A,hr}) + c_{S,h}\cdot(z_{R,hr} - z_{R,hl} - sw_h\phi)) + \\
&+ h_{NZ}m_Aa_x = 0
\end{aligned} \tag{A.44}$$

Aufbaugleichung Wanken

Unter der Annahme, dass eine Querbeschleunigung a_y im Schwerpunkt des Aufbau in der Höhe h_{RZ} über der Wankachse angreift, gilt folgendes Momentengleichgewicht:

$$\begin{aligned}
&J_x\ddot{\phi} - \frac{sw_v}{2}F_{A,vl} + \frac{sw_v}{2}F_{A,vr} - \frac{sw_h}{2}F_{A,hl} + \frac{sw_h}{2}F_{A,hr} - \\
&- h_{RZ}m_Aa_y - m_Agh_{RZ}\phi = 0
\end{aligned} \tag{A.45}$$

$$
\begin{aligned}
&J_x\ddot{\phi} - \frac{sw_v}{2}(k_{D,vl}\cdot(\dot{z}_{R,vl}-\dot{z}_{A,vl}) + c_{F,vl}\cdot(z_{R,vl}-z_{A,vl})+\\
&+ c_{S,v}\cdot(z_{R,vl}-z_{R,vr}-sw_v\phi)) + \frac{sw_v}{2}(k_{D,vr}\cdot(\dot{z}_{R,vr}-\dot{z}_{A,vr})+\\
&+ c_{F,vr}\cdot(z_{R,vr}-z_{A,vr}) + c_{S,v}\cdot(z_{R,vr}-z_{R,vl}-sw_v\phi))-\\
&- \frac{sw_h}{2}(k_{D,hl}\cdot(\dot{z}_{R,hl}-\dot{z}_{A,hl}) + c_{F,hl}\cdot(z_{R,hl}-z_{A,hl})+\\
&+ c_{S,h}\cdot(z_{R,hl}-z_{R,hr}-sw_h\phi)) + \frac{sw_h}{2}(k_{D,hr}\cdot(\dot{z}_{R,hr}-\dot{z}_{A,hr})+\\
&+ c_{F,hr}\cdot(z_{R,hr}-z_{A,hr}) + c_{S,h}\cdot(z_{R,hr}-z_{R,hl}-sw_h\phi))-\\
&- h_{RZ}m_Aa_y - m_Agh_{RZ}\phi = 0
\end{aligned}
\tag{A.46}
$$

Literaturverzeichnis

[1] Aigner, J.: Zur zuverlässigen Beurteilung von Fahrzeugen, *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 84, Nr.9, 1982*

[2] Beiker, S.: Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von PKW durch zusammenwirkende Regelsysteme, *Fortschritts-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 418, Düsseldorf: VDI Verlag, 2000*

[3] Besinger, F.H., Cebon, D., Cole, D.J.: Force Control of a Semi-Active Damper, *Vehicle System Dynamics, 0042-3114/95, 1995, S.2409-2695*

[4] Bodie, M., Hac, A.: Closed Loop Yaw Control ov Vehicles Using Magneto-Rheological Dampers, *SAE Paper 2000-01-0107, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 2000*

[5] Bogner, A.: Kraftfahrzeug mit Wankstabilisierungs-Vorrichtung, *Patentschrift DE 10221718A1, 2003*

[6] Brigham, E.O.: FFT-Anwendungen, *München, Wien: R.Oldenbourg Verlag 1997*

[7] Carlson, J., Chrzan, J., James, F.: Magnetorheological fluid device *Patentschrift EP 101 39 63 A2, 2000*

[8] Bruns, H., Nagy, I., van der Knaap, A., Benedek, A.: Hydraulisches Stabilisierungssystem, *Patentschrift DE 100 09 918 A1, 2000*

[9] Büngeler, J., Walz, U.G., Zhang, R.: Active Roll Stabilization, Eine kostengünstige Lösung zur aktiven Fahrwerksregelung, *Aktive Fahrwerkstechnik, Haus der Technik, Essen, 1993*

[10] Causemann, P.: Geregelte Schwingungsdämpfer, *Stoßdämpfer, Federungen und weitere Systemkomponenten für sicheres Fahrverhalten, Haus der Technik, Essen, 2001*

[11] Causemann, P., Kutsche, T.: CDC Ausführungen mit integriertem oder extern ausgeführtem Proportional-Dämpf-Ventil - Eine Bewertung zweier unterschiedlicher Konzepte, *VDI, 9809DKF135572, Nr. 1350, 1997, S.135-S.153*

[12] Cebon, D., Besinger, F.H., Cole, D.J.: Control strategies for semi-active lorry suspensions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 210, Part D, 1996, S.161-S.178*

[13] Cebon, D., Besinger, F.H., Cole, D.J.: Optimal roll control of a single-unit lorry, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 210, Part D, 1996, S.45-S.55*

[14] Danesin, D., Krief, P., Sorniotti, A., Velardocchia, M.: Active Roll Control to Increase Handling and Comfort, *SAE Paper 2003-01-0962, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 2003*

[15] Davis, B.R., Thompson, A.G.: Power Spectral Densitiy of Road Profiles, *Vehicle System Dynamics, Volume 35, Number 6, 2001, S.406-S.415*

[16] Diebschlag, W.: Ergonomie des Sitzens, *Die Bibliothek der Technik, Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie, 1992*

[17] Dörr, E., Rüdt, W., Shinoda, K.: Aktive Wankdämpfung, *Offenlegungsschrift DE 10316114 A1, 2004*

[18] Draganis, A.: Erarbeitung einer Methodik zur Objektivierung des Wankverhaltens von PKW, *unveröffentlichte Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, München, 2004*

[19] Duda, H., Berkner, S., Hoffmann, J.: Querdynamikregelung für PKW mit aktivem Fahrwerk, *Automatisierungstechnik Band 51, 2003*

[20] Duda, H., Berkner, S.: Integrale Fahrdynamikregelung mit Bremse und Fahrwerk, *Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, Essen, 2003*

[21] Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, *13. Auflage, Berlin,Heidelberg, New York: Springer Verlag, 1974*

[22] Engel, H.G., Brühl, H., et.al.: Fahrwerkssystem, *Die neue S-Klasse von Mercedes-Benz, ATZ Sonderausgabe, 2005, S.100-S.117*

[23] Engfer, O.: Luffeder mit umschaltbarer Steifigkeit, *Patentschrift DE 40 18 712A1, 1991*

[24] Fahrmeir, L., Künstler, R., Pigeot, I., Tutz, G.: Statistik - Der Weg zur Datenanalyse, *2. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 1999*

[25] Freymann, R.: Aktiv geregeltes Flugzeugfahrwerk, *Patentschrift DE3500929C2, 1987*

[26] Freymann, R.: An active control landing gear for the allevation of aircraft taxi ground loads, *Z. Flugwiss. Weltraumforsch. 11, 1987, S.97-105*

[27] Gärtner, A., Saeger, M.: Simulationsumgebung zur Untersuchung aktiver Wankstabilisierung in Verbindung mit einer Fahrdynamikreglelung, *Simulation in der Fahrzeugdynamik, Haus der Technik, Essen, 2003*

[28] Griffin, M.J.: Handbook of human vibration, *2nd edition, London: Academic Press 1997*

[29] Hac, A., Fratini, A.V.Jr.: Elimination of Limit Cycles Due to Signal Estimation in Semi-Active Suspensions, *SAE Paper, 1999-01-0728, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1999*

[30] Hamers, W., Oppenkowski, F., Adamek, J.: Regelbarer hydraulischer Schwingungsdämpfer für Kraftfahrzeuge, *Patentschrift DE 10104640C1, 2002*

[31] Hauck, M.: Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahrersitze, *Dissertation TU Berlin, 2001*

[32] Herkenrath, D., Wilhelm, R.: Das selektive Dämpfungssystem der neuen Mercedes-Benz A-Klasse, *Fahrwerk.Tech, Garching b. München, 2005*

[33] Heissing, B., Brandl, H.J.: Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens, *1. Auflage, Würzburg: Vogel-Verlag, 2002*

[34] Heissing, B., Ersoy, M.: Fahrwerkhandbuch, *2. Auflage, Wiesbaden: Vieweg+Teubner-Verlag, 2008*

[35] Hennecke, D., Zieglmeier, F., Baier, P.: Anpassung der Dämpferkennung an den Fahrzustand eines PKW, *VDI Bericht 650, Hannover, 1987*

[36] Heo, S.J., et.al.: Performance and Design Considerations for Continuously Controlled Semi-Active Suspension Systems, *Proceedings of AVEC, 9836374, AVEC '98, 1998*

[37] Hofmann, M.: Fahrdynamik-Regelsystem für ein Kraftfahrzeug mit einem System zur beliebigen Veränderung der Antriebsmomentenverteilung zwischen den beiden angetriebenen Rädern einer Achse, *Patentschrift DE 10 200 50 41 745 A1, 2007*

[38] Hofmann, M., Webers, K.: Fahrdynamik-Steuerungs- oder Regelsystem für ein zweispuriges zweiachsiges Kraftfahrzeug, *Patentschrift DE 10 200 50 04 601, 2006*

[39] Hopkins, N., Fehring, J., et al.: Magnetorheological fluid damper, *Patentschrift US 631 18 10 B1, 2001*

[40] Jurr, R., Bensen, S., Bruns, H., Held, G., Hochgrebe,M., Strassberger, M. und Zieglmeier, F.: Das aktive Wank-Stabilisierungssystem DynamicDrive, *BMW7er, Sonderausgabe ATZ und MTZ, 2001.*

[41] Karnopp, C., Crosby, M.J., Harwood, R.A.: Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, *Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME [1974], S.619-S.626*

[42] Kaus, E: Fahrwerksmechatronik und deren Potenzial zur Steigerung von Komfort und Sicherheit, *VDI Bericht Nr. 1672, 2002*

[43] Kawakami, H., Sato, H., et.al.: Development of Integrated System Between Active Control Suspension, Active 4WS, TRC and ABS, *SAE Paper 920271, 1992*

[44] Kim, W., et.at.: Handling Analysis of Height Control and ECS, *2001 Korea ADAMS User Conference, 2001*

[45] Koletzko, C., Jautze, M.: Fahrdynamik-Regelsystem zum Reduzieren des Wankens, *Patentschrift DE102005013970A1, 2006*

[46] Koletzko, C.: Konzept eines Querreglers für ein semiaktives Verstelldämpfersystem unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung, *Fahrwerk.Tech, Garching b. München, 2005*

[47] Konik, D., Bartz, R., Bruns, H., Held, G., Webers, K.,Zieglmeier, F.: Dynamic Drive - das neue aktive Wank-Stabilisierungssystem im neuen 7er der BMW Group, *Stoßdämpfer, Federungen und weitere Systemkomponenten für sicheres Fahrverhalten, Haus der Technik, Essen, 2001*

[48] Kruckemeyer, W., Jensen, E., et al.: Magnetorheological fluid damper tunable for smooth transitions, *Patentschrift US 631 85 19 B1, 2001*

[49] Leatherwood, J.D., Barker, L.M.: A User-Oriented and Computerized Model for Estimating Vehicle Ride Quality, *NASA Technical Paper 2299, 1984*

[50] Neef, B., Berkner, S., Duda, H.: Verfahren und Vorrichtung zur Regelung der Fahrdynamik, *Patentschrift DE 10215465 A1, 2003*

[51] Matschinsky, W.: Radführungen, *2. Auflage, Berlin, Heideberg, New York: Springer Verlag 2003*

[52] Murata, M., Ikeda, S.: Development of Roll Attitude Control Theory for Semi Active Suspension System, *Proceedings of FISITA, F2000G266, 2000 FISITA World Automotive Congress, Seoul, 2000*

[53] Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, *4. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, 2004*

[54] Odenthal, D.: Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen, *Dissertation, Technische Universität München, 2002*

[55] Oehlerking, C., Oberlack, N., Sauer. J., Steinkopff, K.-H.: Wankausgleich - ein System zur Verbesserung von aktiver Sicherheit und Fahrkomfort, *Automobiltechnische Zeitschrift, Band 95, 1993, S.20-S.24*

[56] Oliver, J., Goran, M., Ferrari, S.: Verfahren zum Verbessern der Stabilität eines Fahrzeuges, *Patentschrift DE 69713694 T2, 2002*

[57] Öttgen, O., Bertram, T.: Regelung des Eigenlenkverhaltens eines PKW, *VDI Bericht Nr. 1672, S.131-S.145, 2002*

[58] Öttgen, O., Bertram, T.: Aktive Beeinflussung des Eigenlenk- und Wankverhaltens eines PKW, *Automatisierungstechnik [2003] Band 51, S.319-S.328, 2003*

[59] Otterbein, S., Kunz, D., Kallenbach, R., Landesfeind, K.: System for generating signals to controler or regulate a chassis of which the movement cycles can be controlled or regulated, *Patentschrift WO 9221525 A1, 1992*

[60] Petek, N.K., et.al.: Demonstration of an Automotive Semi-Active Suspension Using Electrorheological Fluid, *SAE Paper 950586, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1995*

[61] Pruckner, A.: Radaufhängung mit Federverstellung für ein Kraftfahrzeug, *Offenlegungsschrift DE 102006010054 A1, 2007*

[62] Rake, H.: Mess- und Regelungstechnik, *Umdruck zur Vorlesung, 25. Auflage, Institut für Regelungstechnik, RWTH Aachen, 2001*

[63] Reimpell, J., Stoll, H.: Stoß- und Schwingungsdämpfer, *2. Auflage, Würzburg: Vogel Verlag, 1989*

[64] Röder, M.: Fahrwerk eines Kraftfahrzeuges, *Patentschrift DE 41 36 262 C2, 2000*

[65] Römer, M., Scheerer, H.: Von Luft getragen - Das Federungs- und Dämpfungssystem, *Mercedes-Benz S-Klasse, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 2006*

[66] Schwarz, R., Rieth, P.: Global Chassis Control - Systemvernetzung im Fahrwerk, *VDI Bericht Nr. 1672, 2002*

[67] Schwarz, R., Rieth, P.: Global Chassis Control - Systemvernetzung im Fahrwerk, *Automatisierungstechnik Band 51, 2003*

[68] Schwarz, R., Tröster, S.: Mehr Fahrsicherheit und Fahragilität durch Systemvernetzung von ESP und elektronisch regelbaren Dämpfern, *Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, Essen, 2003*

[69] Shimada, K., Shibahata, Y.: Comparison of Three Active Chassis Control Methods for Stabilizing Yaw Moments, *SAE Paper 940870, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1994*

[70] Simon, D.E.: An Investigation of the Effectiveness of Skyhook Suspensions for Controlling Roll Dynamics of Sport Utility Vehicles Using Magneto-Rheological Dampers, *Dissertation, Virginia Polytechnic Institute, 2001*

[71] Smakman, H.: Functional Integration of Slip Control with Active Suspension for Improved Lateral Vehicle Dynamics, *München: Herbert Utz Verlag, 2000*

[72] Soensteroed, L.: Hydraulic shock absorber, *Patentschrift EP 050 84 65, 1995*

[73] Soensteroed, L.: Hydraulic shock absorber, *Patentschrift EP 050 84 66, 1995*

[74] Stenschke, R.: Abhängigkeit des subjektiv empfundenen Fahrkomforts und der dynamischen Radlasten von Straßenunebenheiten,*Forschrittsberichte VDI, Reihe 12, Nr. 32, Düsseldorf: VDI Verlag, 1978*

[75] Technik Profi 21/2006, *Extraheft von auto, motor und sport, 2006*

[76] Tsujiuchi, N., et.al.: Reduction of Vibration in Tractor Using Semi-Active Suspension, *SAE Paper 2002-01-1469, SAE International Off-Highway Congress co-located with CONEXPO-CON/AGG, Las Vegas, Nevada, 2002*

[77] Venhovens,P.: Optimal Control of Vehicle Suspensions, *Dissertation, TU Delft, ISBN 90-370-0093-2, 1994*

[78] von Hinüber, E: Inertiale Messsysteme mit faseroptischen Kreiseln für Fahrdynamik und Topologiedaten-Erfassung, *Automobiltechnische Zeitschrift, Jahrgang 104, 2002*

[79] Wallentowitz, H.: Integration of Chassis and Traction Control Systems: What is possible - What makes sense - What is under development, *Proceedings of the AVEC-congress, 1992, S.1-S.7*

[80] Wallentowitz, H.: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen, *Vorlesungsumdruck Fahrzeugtechnik II, Schriftenreihe Automobiltechnik, Institut für Kraftfahrwesen Aachen*

[81] Wallentowitz, H.: Stoßdämpfermessung, *RWTH Aachen, Institut für Kraftfahrwesen, Handout zum Praktikum, 2005*

[82] Webers, K., Busch, R.: Ford Integrated Vehicle Dynamics Control Realization, *Fahrwerk.Tech, Garching b. München, 2003*

[83] Webers, K., Proemm, U., Koletzko, C.: Betriebsverfahren eines Fahrwerk-Regelsystems , *Patentschrift DE102004055177A1, 2004*

[84] Williams, D., Wright, P.: Vehicle suspension arrangements, *Patentschrift EP0190944B2, 1986*

[85] Wright, P., Williams, D.: The application of active suspension to high performance road vehicles, *Institution of mech. Engineers, C239/84, 1984*

[86] Yamashita, M. et al: Der neue Lexus LS430,*Automobiltechnische Zeitschrift, Band 103, 2001*

[87] Zomotor, A., Braess, H.H., Rönitz, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen - Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre,*Automobiltechnische Zeitung, Band 12, 1997*

[88] Fahrwerk: Fortschritt verpflichtet, *Die neue Mercedes-Benz E-Klasse, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 2002*

[89] DIN 70000: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten: Begriffe, *ISO 8855 Ausgabe 1991, modifiziert*

[90] DIN ISO 7401: Strassenfahrzeuge, Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten, 1988

[91] VDI-Richtlinie 2057, Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Teil 1, *Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure Verlag, 2002*