

Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenwagen

Dem Fachbereich Maschinenbau
der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Jochen Reichel

aus Braunschweig

Berichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Horst Wölfel

Tag der Einreichung: 30.04.2003

Tag der mündlichen Prüfung: 24.06.2003

Darmstadt 2003

D 17

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik (*fzd*) der Technischen Universität Darmstadt.

Herrn em. Professor Dr.-Ing. Bert Breuer, dem Leiter des Fachgebiets bis September 2001, danke ich besonders für die hervorragende Zusammenarbeit während meiner Tätigkeit am Fachgebiet und seine fachkundige wissenschaftliche Betreuung der Arbeit. Durch das von ihm entgegengebrachte Vertrauen und die gewährten Freiräume konnte ich in einer durch Engagement, Motivation und Fairness gekennzeichneten Atmosphäre in seinem personell und materiell sehr gut ausgestatteten Fachgebiet meine wissenschaftlichen Untersuchungen durchführen. Darüber hinaus danke ich ihm vor allem für die vielen kleinen und großen Dinge, die ich durch ihn erfahren und die meinen persönlichen Lebensweg besonders geprägt haben.

Herrn Professor Dr. rer. nat. Hermann Winner der, trotz der vielschichtigen neuen Aufgaben, die er während seiner Übernahme der Fachgebietsleitung im Herbst 2001 bzw. Frühjahr 2002 zu bewältigen hatte, sich Zeit für mich nahm, danke ich für die vielen wertvollen Hinweise, die er mir bei den abschließenden Untersuchungen und deren Auswertungen gegeben hat. Seine sowohl fachliche als auch persönliche Betreuung setzten weitere wichtige Impulse für meine Person und meine wissenschaftliche Arbeit. Weiterhin möchte ich mich für das unkomplizierte Prozedere bei der ungeplanten Übernahme des Referats gegen Ende meiner Arbeit im Herbst 2002 bedanken.

Die freundliche Übernahme des Korreferats durch Herrn Professor Dr.-Ing. Horst Wölfel (Leiter des Fachgebiets Maschinendynamik, TU Darmstadt) und die gute Zusammenarbeit auch mit seinen Mitarbeitern verdient ebenfalls besonders erwähnt zu werden.

Dem Team meiner Kollegen am Fachgebiet Fahrzeugtechnik danke ich für die tolle Zusammenarbeit und die stets offenen Türen für fachliche Diskussionen, die mir geholfen und mich weitergebracht haben. Gleichmaßen danke ich unseren Werkstätten, die durch ihr Engagement alle wichtigen Arbeiten an meinem Versuchs- und Messfahrzeug –oft zeitkritisch– durchgeführt haben.

Meinen vielen studentischen Mitarbeitern gilt ein ganz besonderer Dank. Nur durch ihr aktives Mitwirken konnte ich die Inhalte und Ziele meiner Arbeit termingerecht erreichen.

Der ZF Sachs AG danke ich herzlich für die finanzielle und fachliche Förderung meiner beiden Forschungsprojekte. Die Zusammenarbeit habe ich als gelungene Mischung zwischen den für universitäre Forschung notwendigen Freiheiten und den Zielen und Vorgaben einer innovativen Entwicklung für ein Industrieunternehmen empfunden. Weiterhin danke ich den Firmen BBS, Corrsys-Datron, DaimlerChrysler, Kistler Instrumente und Pauly Steuer- und Regelungstechnik für die aktive Unterstützung dieser Arbeit.

Mein besondere Dank gilt meiner Familie. Ohne den Rückhalt durch meine Eltern und meine Schwester Caro hätte ich die letzten 3,5 Jahre mit vielen Höhen, aber auch Tiefen sicherlich nicht so positiv erleben können.

Ganz besonders danke ich meiner lieben Freundin Cafu. Ihr Verständnis und ihre Toleranz, haben mir insbesondere in den letzten Monaten Kraft gegeben und für die Fertigstellung dieser Arbeit sehr geholfen.

Inhalt

Abkürzungen	VIII
Formelzeichen und Indizes	IX
1 Einleitung	1
1.1 Fahrwerkabstimmung / Problematik.....	2
1.2 Forschungsbedarf und Ableitung der Aufgabe	3
2 Theoretische Untersuchungen zur Interaktion Vertikaldynamik / Längsdynamik.....	4
2.1 Stand der Forschung	4
2.2 Definition Gesamtsystem / Systemgrenzen	12
2.3 Schwingungsanregungen im Fahrzeug	13
2.3.1 Aufbauerrechte Vertikalschwingungen.....	13
2.3.2 Fahrbahnerrechte Vertikalschwingungen.....	13
2.3.3 Bremsmomenterrechte Schwingungen	14
2.3.4 Zusammenfassung und Auswahl der Anregung.....	14
2.4 Subsystem Bremse	15
2.4.1 Modellvorstellung	15
2.4.2 Systemverhalten	16
2.5 Subsystem Radaufhängung.....	17
2.5.1 Federung	17
2.5.2 Verstelldämpfung	18
2.5.3 Systemverhalten	18
2.6 Subsystem Rad/Reifen	19
2.6.1 Kraftübertragung im Reifenlatsch.....	19
2.6.2 Raddrehzahl	21
2.7 Gesamtsystemverhalten	22
2.8 Ableitung der Vorgehensmethodik	23
2.8.1 Simulation	24
2.8.2 Fahrversuch.....	24
3 Eingesetzte Forschungswerkzeuge.....	25
3.1 Stand der Forschung	25
3.2 Verstelldämpfungssystem	26
3.2.1 Aufbau und Funktionsweise	26
3.2.2 Statisches und dynamisches Verhalten.....	28
3.3 Simulationsmodelle	31
3.3.1 Stand der Forschung.....	32
3.3.2 Anforderungen an die Modellgüte	32
3.3.3 Modellierung der Fahrzeugecke	34
3.3.4 Parameterbeschaffung	37

3.4	Versuchsträger	38
3.4.1	Anforderungen an das Messsystem	39
3.4.2	Messkonzept / Messtechnik	41
3.4.3	6-Komponenten Messfelge	43
3.4.4	Regelungssystem für die Dämpferverstellung	46
3.5	Versuchsgelände	47
3.5.1	Anforderungen an die Versuchsstrecke	47
3.5.2	Aufbau der Versuchsstrecke	47
3.6	Auswertungsmethoden	52
3.6.1	Datenvorverarbeitung	52
3.6.2	Analyse im Zeitbereich	53
3.6.3	Kenngößenanalyse	53
3.7	Fazit	55
4	Radlastbeeinflussung durch Verstelldämpfung	56
4.1	Stand der Forschung	56
4.2	Verstellkonzept	58
4.2.1	Motivation und Ziel	58
4.2.2	Umgesetztes Konzept	59
4.3	Simulation der Radlastbeeinflussung	60
4.3.1	Ablauf einer Simulation	62
4.3.2	Niederfrequente Schwingungsanregung	62
4.3.3	Hochfrequente Schwingungsanregung	64
4.3.4	Fazit	67
4.4	Simulation von Parameterschwankungen	68
4.4.1	Variation Dämpferkennfeld	68
4.4.2	Variation Ventilschaltzeiten	70
4.4.3	Variation Anregungsamplitude	70
4.4.4	Fazit	72
4.5	Experimentelle Ergebnisse	72
4.5.1	Versuchsablauf	72
4.5.2	Vertikaldynamische Schwingungsvorgänge	74
4.5.3	Radlastbeeinflussung bei niederfrequenter Anregung	78
4.5.4	Radlastbeeinflussung bei hochfrequenter Anregung	79
4.5.5	Fazit	81
4.6	Fazit	82
5	Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion Radaufhängung / Bremse	84
5.1	Stand der Forschung	84
5.2	Versuchskonzept und -durchführung	85
5.3	Untersuchungen zum Einfluss der Fahrbahngeometrie	87
5.3.1	Beeinflussung des Raddrehzahlverlaufs	87

5.3.2	Radträger-Längsbewegung	88
5.4	Experimentelle Ergebnisse	91
5.4.1	Teilbremsung.....	91
5.4.2	Volldruckbremsung	99
5.4.3	Einfluss des Bremsdrucks auf die Vertikaldynamik	104
5.5	Bedeutung ausgewählter Betriebsparameter.....	110
5.5.1	Reifeninnendruck.....	110
5.5.2	Reibwert Reifen/Fahrbahn	112
5.6	Fazit	114
6	Diskussion der Ergebnisse und Ausblick	115
6.1	Übertragbarkeit	115
6.2	Bedeutung für die Fahrsicherheit.....	116
6.3	Ausblick.....	117
7	Zusammenfassung.....	119
8	Literatur.....	121
8.1	Betreute studentische Arbeiten	134
8.2	Eigene Veröffentlichungen.....	136

Abkürzungen

A/D	Analog-Digital Wandlung
ABC	Active-Body-Control
ABV	Automatischer-Blockier-Verhinderer
ASC	Automatische-Schlupf-Control
ASR	Antriebs-Schlupf-Regelung
CDC	Continuous-Damping-Control
D/A	Digital-Analog Wandlung
DSC	Dynamische-Stabilitäts-Control
EHB	Elektro-Hydraulische-Bremse
EMB	Elektro-Mechanische-Bremse
ESP	Elektronisches-Stabilitäts-Programm
ET	Einpresstiefe einer Felge
FDR	Fahrdynamikregelung
FEM	Finite-Elemente-Methode
FG	Freiheitsgrade
<i>fzd</i>	Fahrzeugtechnik Darmstadt, Fachgebiet der TU Darmstadt
Fzg	Fahrzeug
HL	Hinten links
HR	Hinten rechts
KFM	Kraft-Mess-Felge
KSB	Kraftschlussbeiwert
MKS	Mehr-Körper-Simulation
N	Anzahl
Pkw	Personenkraftwagen
RKR	Radlast-Konstant-Regler
SAF	Serien-Aluminium-Felge
TCM	Total-Chassis-Management
TU	Technische Universität
VAE	Verzögerungsäquivalent
VL	Vorne links
VR	Vorne rechts

Formelzeichen und Indizes

$\lambda_{x,B}$	Bremsschlupf
$\ddot{x}_{b,Fzg.}$ [m/s ²]	Fahrzeiglängsverzögerung beim Bremsen
μ	Längsreibungswert Reifen/Fahrbahn
a [m]	Abstand zwischen zwei Messzellen; Kraftmessfelge
a_q [m/s ²]	Fahrzeug-Querbeschleunigung
c [N/m]	Federsteifigkeit
C_c [F]	Kabelkapazität
C_r [F]	Bereichskapazität
C_t [F]	Sensorkapazität
c_φ [Nm/rad]	Drehsteifigkeit
d [Ns/m]	Dämpfungskonstante
dm [kg]	Differentielles Massenelement
$E_{Dämpfer}$ [J]	Dämpferenergie
E_{Feder} [J]	Federenergie
f [-]	Reibungsbeiwert
f [Hz]	Frequenz
F_x [N]	Bremskraft
F_z [N]	Radlast
$h_{Straße}$ [m]	Straßenprofil
i_{Ventil} [A]	Elektrische Stromstärke in einem Dämpfungsventil
m_A [kg]	Fahrzeugaufbaumasse
M_b [Nm]	Bremsmoment
m_D [kg]	Masse der am Dämpferrohr befestigten Teile
$m_{Fzg.}$ [kg]	Fahrzeugmasse
M_p	Radlängspol
m_R [kg]	Masse der reifengefederten Teile
p [N/mm ²]	Flächenpressung
Q [C]	Elektrische Ladung
r [m]	Radius
r_{dyn}	Dynamischer Radhalbmesser
r_{stat}	Statischer Radhalbmesser
T [s]	Periodendauer
t [s]	Zeit
U [V]	Elektrische Spannung
U_0 [V]	Elektrische Ausgangsspannung des Ladungsverstärkers
v [km/h]	Fahrgeschwindigkeit
v_a [km/h]	Fahrzeug-Aufbaugeschwindigkeit
v_F [km/h]	Fahrzeuggeschwindigkeit

v_r [km/h]	Tangentiale Radgeschwindigkeit
X_r [m]	Horizontaler Abstand Radmittelpunkt / Domlager
$z_{\text{Dämpfer}}$ [m]	Dämpferweg
z_{Ventil} [m]	Linearer Ventilverschiebungsweg
Θ [kg/m ²]	Drehträgheitsmoment
Θ_{System} [kg/m ²]	Drehträgheitsmoment des Gesamtsystems
φ_{Felge} [°]	Drehwinkel der Felge
φ_{Latsch} [°]	Drehwinkel des Reifenlatsches
φ [°]	Nickwinkel
σ	Standardabweichung
σ_F [N]	Standardabweichung der Radlastschwankung
τ_1 [N/mm ²]	Schubspannung an der Stelle 1
τ_2 [N/mm ²]	Schubspannung an der Stelle 2
τ_m [N/mm ²]	Mittlere Schubspannung
ω [rad/s]	Kreisfrequenz
ω_e [rad/s]	Eigenkreisfrequenz
ω_r [rad/s]	Radkreisgeschwindigkeit
ξ [°]	Wankwinkel
ψ [°]	Gierwinkel
(\cdot)	Einfache Ableitung einer Größe nach der Zeit
($\ddot{}$)	Zweifache Ableitung einer Größe nach der Zeit

1 Einleitung

Mit der ständigen Steigerung des Wohlstands und des Lebensstandards in unserem täglichen und persönlichen Umfeld wachsen ebenfalls die Ansprüche nach mehr Bequemlichkeit und Komfort. Gleichmaßen damit verbunden ist ein gesteigertes Bedürfnis des Menschen nach Schutz und Sicherheit. In der technischen Welt ist davon in besonderem Maße der Straßenverkehr betroffen, der nach wie vor den wichtigsten Bestandteil unserer persönlichen Mobilität darstellt.

In den vergangenen Jahren haben sich die Bemühungen zur Verbesserung der Verkehrssicherheit vornehmlich auf Maßnahmen zur Reduzierung der Unfallschwere und der Unfallfolgen – also auf die passive Sicherheit – konzentriert. Stand der Technik sind leistungsfähige Sicherheits- und Rückhaltesysteme, die heute in allen Fahrzeugklassen vertreten sind. Neueste, adaptive Lösungen weisen z.B. ein insassenspezifisches System-Auslöseverhalten auf [114]. Hier ist ein hoher Gütegrad erreicht. [12]

Zukünftige Entwicklungen in der Fahrzeugtechnik, dort auf dem Gebiet der Fahrwerktechnik, werden daher insbesondere der Verbesserung der aktiven Sicherheit dienen.

Bild 1-1 zeigt ein denkbares, mittelfristiges Szenario zur Entwicklung der Fahrsicherheit im Automobil auf.

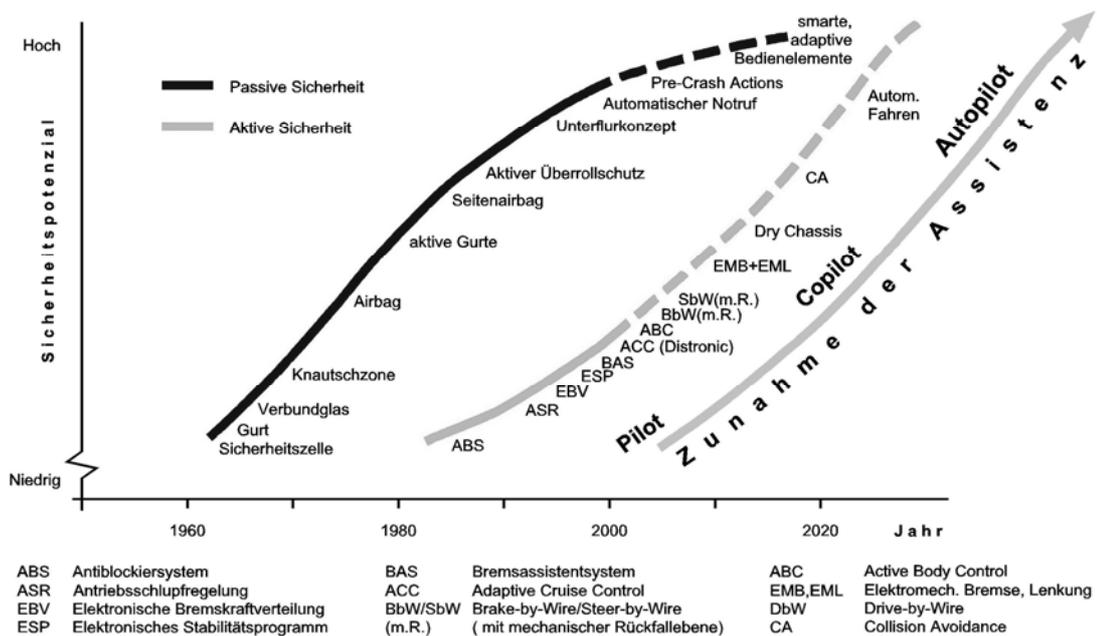


Bild 1-1: Entwicklungsszenario Sicherheit im Automobilbau [12]

Ein Beispiel aktueller Fahrwerksysteme zur Beeinflussung der Vertikaldynamik stellt das in der Bildmitte angedeutete ABC-System dar. Zwischen dem Fahrzeugaufbau und dem Fahrwerk angeordnete Aktoren bauen Kräfte und Wege auf, die den von außen auf das Fahrzeug wirkenden Kräften entgegenwirken [8, 144, 177], und prägen so die erwünschten Fahrzeugbewegungen im niederfrequenten Bereich (bis ca. 5Hz) entscheidend mit. Neben einem aktiven Fahrwerk, das aus energetischen und finanziellen Gründen mittelfristig aus-

schließlich wenigen Fahrzeugen der Oberklasse vorbehalten sein wird, sind darüber hinaus bereits seit mehreren Fahrzeuggenerationen Verstelldämpfersysteme auf dem Markt. Die Motivation für deren Einsatz ist vor allem die im Vergleich zu konventionell passiven Schwingungsdämpfern Erhöhung des Fahrkomforts unter Beibehaltung der Fahrsicherheit. Die neuesten Systeme erlauben hierbei bereits eine stufenlose Verstellung der Dämpfung. Ein weiterer aktueller Trend im Fahrwerksbereich stellt die Entwicklung von innovativen Gesamtfahrwerk-Regelsystemen dar. Gedanken und Konzepte zur Vernetzung werden an vielen Stellen geäußert und gefordert, dennoch stellen in aktuellen Fahrzeugen viele leistungsfähige Subsysteme nach wie vor Stand-alone-Lösungen dar. Infolge der zukünftigen technischen Entwicklungen und des Wandels in der Systemarchitektur scheint der Weg in vernetzte Fahrwerksysteme, im ersten Schritt z.B. über einzelne Corner- oder Achsmodule, zunehmend gangbarer zu sein. Kernziele werden dabei sowohl in einer erhöhten Funktionalität als auch einer verbesserten Gesamtkosten / Nutzen Relation gesehen [12].

1.1 Fahrwerkabstimmung / Problematik

Ein Blick auf das sogenannte Konfliktschaubild Komfort / Sicherheit zeigt, vor allem aus der Sicht der Vertikaldynamik, die Auswirkungen von unterschiedlichen Fahrwerkabstimmungen auf die Fahrsicherheit und den –komfort auf.

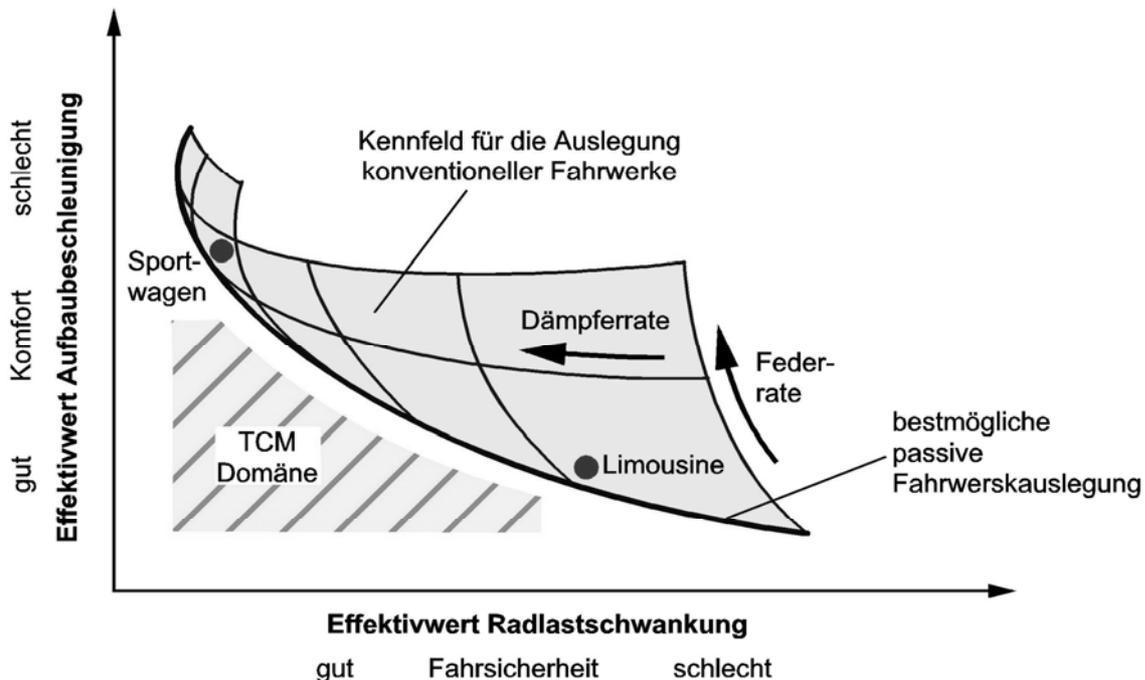


Bild 1-2: Konfliktschaubild Fahrsicherheit /-komfort [11]

Die Motivation für den Einsatz eines z.B. Verstelldämpfersystems ist Bild 1-2 zu entnehmen. Durch eine fahrsituationsadaptive Verstellung der Dämpfung lässt sich innerhalb eines Fahrzeugs wahlweise ein limousinen- oder sportwagenähnliches Vertikalverhalten darstellen. Auf Wunsch kann der Fahrer selbst entscheiden wie sich das Fahrzeug, vor allem subjektiv, verhält.

Die Entwicklungsressourcen werden beim Auslegungs- und Abstimmungsprozess heutiger Seriensysteme vor allem für den Bereich Fahrkomfort eingesetzt. Leistungsfähige Komfortregelungen arbeiten unter Einbeziehung der Aufbau-, teilweise auch der Radträgerbewegungen achs-, zunehmend auch radselektiv. Die Realisierung des technisch Machbaren ist hier schon weit gediehen [12].

In kritischen Fahrsituationen (z.B. bei ABV- oder FDR-Regeleingriffen) ist bei Verstelldämpfungen dagegen die Beschaltung einer konstant harten Dämpfung Stand der Technik, ohne dabei eine z.B. radselektive Regelung oder Steuerung einzusetzen. Eine Berücksichtigung von Parameterschwankungen (z.B. infolge von unterschiedlichen Beladungs- oder Fahrbahnzuständen) wird ebenfalls nicht vorgenommen.

Die Ausnutzung des mit heutigen Serienverstelldämpfern technisch machbaren unterscheidet sich hinsichtlich der beiden wichtigen Hauptbewertungsrichtungen Fahrkomfort und -sicherheit somit beträchtlich.

1.2 Forschungsbedarf und Ableitung der Aufgabe

Heute sind in einigen modernen Fahrzeugen Verstelldämpfersysteme vorhanden, und es stehen Daten zur Ermittlung des Fahrzustands zur Verfügung. Damit sind gute Voraussetzungen gegeben, neben den bereits vorhandenen Komfortreglern auch leistungsfähige Fahr-sicherheitsregelkonzepte für Dämpfer zu erforschen. In der Literatur sind bisher einige wenige Arbeiten zu dieser Thematik veröffentlicht, die meistens mit Hilfe von Simulationsrechnungen die Auswirkungen von unterschiedlichen Dämpfungen oder Dämpferregelungen auf die Fahrsicherheit untersucht haben.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es daher, in einer wissenschaftlichen Untersuchung die Einflüsse eines Verstelldämpfers auf die Fahrsicherheit zu erforschen. Die Bewertung der Fahrsicherheit erfolgt dabei anhand der objektiven Analyse der Bremskraftübertragungsbeeinflussung mit unterschiedlichen Dämpfereinstellungen in ABV-geregelten Bremsversuchen. In einem ersten Schritt werden hierfür die vertikaldynamischen Schwingungszustände im Fahrwerk sowie die komplexen Interaktionen zwischen Radaufhängung, Reifen und Fahrbahn ermittelt und bewertet. Unter Berücksichtigung dieser Ergebnisse wird damit ein Regelkonzept für stufenlos verstellbare Schwingungsdämpfer zu entwickelt und dessen Eignung im Versuchsbetrieb erprobt.

Hierbei wird gemäß des Forschungsansatzes des Fachgebiets Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt (*fzd*) ein Hauptaugenmerk auf den zusätzlichen experimentellen Nachweis der Ergebnisse gerichtet. Dies erfordert bei der Entwicklung geeigneter Regelungen die Berücksichtigung deren Implementierung in einem Versuchsfahrzeug, um somit die theoretischen Aussagen im Fahrversuch verifizieren zu können.

2 Theoretische Untersuchungen zur Interaktion Vertikaldynamik / Längsdynamik

Ausgehend von der abgeleiteten Forschungsaufgabe werden in diesem Kapitel die für die durchzuführenden Untersuchungen relevanten Interaktionen zwischen der Vertikal- und der Horizontaldynamik einer Fahrzeug-Radaufhängung theoretisch dargelegt. Hierfür wird zunächst im ersten Abschnitt der aktuelle Stand der Forschung aufgezeigt.

2.1 Stand der Forschung

Aspekten der Interaktion unterschiedlicher Schwingungsvorgänge und des Verhaltens verschiedener Teilsysteme im Fahrzeug werden im Bereich derzeitiger Forschungsarbeiten der Fahrzeughersteller und der Zulieferindustrie ein großes Augenmerk gewidmet. Mit der Zunahme an elektrischen und elektronischen Systemen im Fahrwerk und dort vor allem in der Fahrdynamikregelung sind die Möglichkeiten in der Gestaltung von konventionellen, vor allem aber auch von neuen Funktionen gleichermaßen gestiegen. Unterstützt werden diese Bemühungen durch die Kommunikationsmöglichkeiten unterschiedlichster Systeme oder Komponenten, die mit Hilfe der aktuellen und zukünftigen Datenbus-Systeme in heutigen Fahrzeugen eleganter und kostengünstiger als vorher darstellbar sind. Wichtig für eine Optimierung des Gesamtsystemverhaltens ist daher das Verständnis der vielschichtigen und komplexen interagierenden Vorgänge. Die Wechselwirkungen treten dabei unter anderem auf der mechanischen, durch kinematische Gleichungen definierbar, auf der physikalischen, durch Stoff- und Materialgesetze angebbar, und auf der signalverarbeitenden Ebene auf und sollten für neue Entwicklungsaufgaben in der Fahrwerkregelung ganzheitlich berücksichtigt werden. Im Schrifttum sind zahlreiche Arbeiten zum Thema Interaktion Querdynamik und Längsdynamik bekannt. Stellvertretend sind die heute stark verbreiteten Fahrdynamikregel-systeme (ESP, DSC, FDR, etc.) zu nennen. Allen diesen Systemen ist gleich, dass gezielt radselektiv unterschiedliche Bremskräfte zur Beeinflussung der querdynamischen Bewegungsvorgänge eines Fahrzeugs ausgenutzt werden. Die hierfür wichtigen Erkenntnisse z.B. über das Reifenverhalten bei kombinierten Längs- und Querkraftabforderungen ist in vielen Arbeiten beschrieben. Gleichmaßen detailliert ist der Kenntnisstand der Bestimmung des realen querdynamischen Fahrzeugverhaltens aus Messgrößen, der für den Abgleich mit den Sollwerten der Fahrdynamikregelung benötigt wird. Im Hinblick auf eine Reduzierung von Systemkosten wurden und werden Anstrengungen unternommen, eine zunehmende gemeinsame Nutzung von Sensoren und Signalaufbereitungseinheiten im Fahrzeug zu ermöglichen. Weiterhin wichtig für das Verständnis von fahrdynamischen Wechselwirkungen im Fahrwerk ist die Kenntnis über die Zusammenhänge der Längs- und Querkraftabstützung, die über die Fahrwerkklager von der Radaufhängung in den Fahrzeugaufbau erfolgt. Je nach Achskonstruktion bewirken die in die Radaufhängung z.B. eingeleiteten Längskräfte Quer- oder Vertikalbewegungen der Radführungselemente. Die heutige Fahrwerksauslegung stellt hinsichtlich der Fahrsicherheit bei nicht-variabler Elastokinematik

einen Kompromiss dar. Zwischen dem gewünschten (z.B. für eine passive Fahrzeugstabilisierung bei μ -split-Bremmung) und dem ungewünschten Kraftlenken (Radträgerbewegungen bei weicher Anbindung, z.B. bei hochdynamischen Bremsdruckmodulationen, EHB, EMB) liegt ein Zielkonflikt vor. Die in [8] begonnenen Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet beschäftigen sich daher zurzeit mit der Schaffung von adaptiven oder aktiven Fahrwerkklagern, deren z.B. Steifigkeiten und/oder Dämpfungen variabel gestaltet werden können.

Kerninhalt der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung der gegenseitigen Wechselwirkungen eines geregelten Schwingungsdämpfers und eines ABV. Die vertikal- und längsdynamischen Interaktionen im System Radaufhängung werden im Bild 2-1 veranschaulicht. Die Zahl der veröffentlichten Schriften zu diesem Fahrsicherheitsthema fällt im Vergleich zur Interaktion der Vertikaldynamik auf die Querdynamik deutlich geringer aus. [162] gibt an, dass in den wenigen vorhandenen Veröffentlichungen hauptsächlich mit Hilfe von Rechenmodellen das Zusammenwirken der Radaufhängung mit einem ABV untersucht wird.

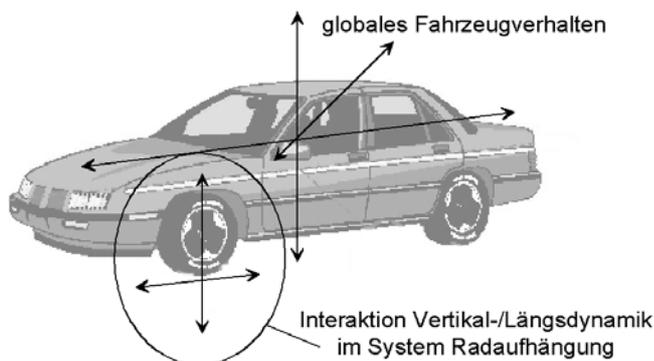


Bild 2-1: Fahrdynamische Interaktionen am Fahrzeug

Vertikaldynamische Fahrwerkregelsysteme (Luftfederung, Hydropneumatische Federsysteme, Verstelldämpfungssysteme, Wankstabilisierungssysteme, etc.) dienen heute im Serieneinsatz meist ausschließlich der Komfortverbesserung (direkter Kundennutzen), wodurch sich die veröffentlichten Arbeiten vornehmlich mit der Beeinflussungen des Aufbau-schwingungsverhaltens beschäftigen. Aussagen zur Fahrsicherheitsbeeinflussung beschränken sich darauf, dass mit den genannten Systemen eine bessere Entschärfung des bekannten Zielkonflikts aus Fahrkomfort und –sicherheit darstellbar ist.

Dennoch sind aus dem Blickwinkel der Fahrsicherheit in den letzten Jahren Forschungstätigkeiten auf dem Gebiet der Vertikaldynamikbeeinflussung durchgeführt worden. Die nachfolgenden Stellen beschreiben den aktuellen Stand der Forschung:

Wichtige Grundaussagen zur Interaktion eines ABV und den vertikaldynamischen Fahrwerksparametern lassen sich aus [162] ableiten. Die in dieser Arbeit beschriebenen Fahrversuchsergebnisse konzentrierten sich auf die Auswirkungen veränderter vertikaldynamischer Federungs- und Dämpfungseigenschaften bei Teilbremsungen über definierte Fahrbahnunebenheiten. Es wird aufgezeigt, dass aufgrund der Koppelwirkungen der Radlängs- und -vertikalschwingungen relativ zur Karosserie (infolge von Fahrbahnregungen) unterschiedliche, teilweise divergierende Ergebnisse bei Variation der Radaufhängungsparameter

hinsichtlich der Radschwingungen auftreten. Ferner wird angegeben, dass im Hinblick auf eine Erhöhung der aktiven Sicherheit eine harte Kennlinie von Verstelldämpfern nicht grundsätzlich zu befürworten ist. Dies widerspricht dem Stand der Technik von heute ausgeführten Seriensystemen zur Erhöhung der Fahrsicherheit in kritischen Fahrsituationen. An anderer Stelle wird in [162] darauf hingewiesen, dass zur Minimierung von fahrsituationsabhängigen dynamischen Radlastschwankungen unterschiedliche Dämpfungen sinnvoll sind. Eine weitere Aussage wird hinsichtlich der Wechselwirkungen zwischen Radaufhängungsparametern und den Auswirkungen auf die ABV-Regelung getroffen. So kann die Radbewegung und damit die Raddrehzahlschwankung durch unterschiedliche Fahrwerkparameter beeinflusst werden, was bei ungünstigen Konstellationen zu ABV-Fehleingriffen führen kann. Festgestellt wurde dies anhand der gemessenen Radlast-, Bremsdruck- und Bremsmomentverläufe. Bei Fehleingriffen wurde z.B. der Bremsdruck bei hoher Radlast reduziert und bei niedriger Radlast aufgebaut, was zum Teil zu einer gegenphasigen Schwingung führte. Auch hier ist eine eindeutige Zuordnung zu einer festen Dämpfung nicht möglich. Eine Hauptaussage ist, dass durch die vorhandenen Koppelwirkungen der Radaufhängungsbewegungen bei Änderungen von einzelnen unterschiedlichen Radaufhängungsparametern (vertikal oder längs) Auswirkungen auf das Gesamtverhalten und damit auf die aktive Sicherheit (Radlast-, oder Bremsmomentverlauf) zu erwarten sind. Diese Aussagen wurden zwar mittels jeweils konstant eingestellter Fahrwerkparameter abgeleitet; eine Übertragung auf entsprechende Regelsysteme wird jedoch vom Verfasser der vorliegenden Arbeit als ein durchaus gangbarer Weg angesehen. An einer anderen Stelle der Arbeit wird für zukünftige Untersuchungen vorgeschlagen, beide Systeme, Radaufhängung und ABV, in ihren Regelungen, z.B. radlast-geregelt oder bremskraft-geregelt, zu kombinieren.

Die Notwendigkeit einer Gesamtsystembetrachtung wird ebenfalls in [3] formuliert. Die Inhalte der Arbeit beschäftigen sich allerdings vornehmlich aus Sicht der Mehrkörper-Simulation mit einer Beschreibung der Gesamtsystemdynamik Reifen-Achse-Fahrwerk. Anhand von Vergleichen zwischen Simulationen und Messergebnissen aus Fahrversuchen werden bereits gute Übereinstimmungen aufgezeigt. Allerdings müssen in der Mehrkörpersimulation für zukünftige, leistungsfähige Fahrwerkssysteme Modelle für semiaktive und aktive Fahrwerkkomponenten weiterentwickelt werden, um die komplexen gegenseitigen Wechselwirkungen vor allem in der Vertikal- und Längskraftdynamik der Reifen besser darstellen zu können.

In [150, 151] werden die Einflussgrößen von Radaufhängungs- und Reifendynamik auf den Längsschlupf von Pkw beschrieben. Wie bereits in [162, 108] festgestellt, hängt die für viele elektronische Regelsysteme wichtige Eingangsgröße Raddrehzahl insbesondere in gebremsten Fahrsituationen u.a. von der Elastizität der Radaufhängungskomponenten sowie dem dynamischen Verhalten des Luftreifens ab. Der Beitrag stellt eine modellbasierte Kompensation der durch diese Effekte entstehenden Verfälschungen des Raddrehzahlsignals vor. Für eine Verbesserung der Fahrzeugverzögerung ist es notwendig, die Kraftschlussausnutzung zwischen Fahrbahn und Reifen zu optimieren und das Bremsmoment

radselektiv zu regeln. Es wird ferner ausgeführt, dass hierfür eine möglichst exakte Kenntnis des Schlupfes unabdingbar ist, was jedoch in der Praxis infolge der oben genannten Gründe in Serienfahrzeugen eine sehr aufwendige Messeinrichtung erfordern würde. Die Raddrehzahl beeinflussenden Effekte werden in vier Gruppen aufgeteilt. Die Horizontalbewegung des Radträgers relativ zum Fahrzeugaufbau ist bereits bekannt. Ferner wird die tangentielle Verschiebung des Reifengürtels in Folge von im Reifenlatsch angreifenden Längskräften als Größe zur Quantifizierung der Raddrehzahländerung angegeben. Der dritte Einfluss wird mit der Änderung des dynamischen Radhalbmessers in Abhängigkeit zur Radlast beschrieben. Als vierter Effekt wird der Zusammenhang von Änderungen des Nachlaufwinkels beim Ein- und Ausfedern der Radaufhängung genannt. Letzter Einfluss ist allerdings stark abhängig von der Ausführung der Radaufhängungskinematik. Messergebnisse zeigen auf, dass vor allem die beiden Effekte Horizontalbewegung des Radmittelpunktes und die Karkassenbewegungen verantwortlich für Fehler in der Schlupfbestimmung von bis ca. 5% sein können.

In [173] werden für eine Verbesserung des Bremsverhaltens eine eng verzahnte Entwicklung von Reifen und Bremsenregelung vorgeschlagen und beschrieben. Insbesondere die sich signifikant ändernden Kraftschluss-Schlupf-Kurven bei Schnee und Eis im Vergleich zu trockenen Hochreißwert Fahrbahnen erfordern eine Adaptivität der ABV-Regelung. Auf eine zusätzliche Integration der Vertikaldynamik wird dagegen nicht eingegangen.

Die realen Auswirkungen von Wechselwirkungen der Vertikal- und Längsdynamik werden in [137, 138] beschrieben. Inhalt der Untersuchungen ist eine Quantifizierung der Einflussnahme unterschiedlicher Dämpfungen auf das Bremsvermögen von Pkw. Messergebnisse zeigen auf, dass bei unterschiedlichen Serienfahrzeugen die Bremswege bei ABV-geregelten Vollverzögerungsversuchen grundsätzlich mit geringeren Dämpfungen zunehmen. Die Versuche wurden auf unebener Fahrbahn durchgeführt. Dementsprechend erfolgte die Vertikalanregung des Fahrzeugs sowohl durch die Nickbewegung des Aufbaus infolge des Anbremsens als auch durch fahrbahnerregte Vertikalverschiebungen des Radträgers. Die Arbeit zeigt eine recht große Streubreite der Empfindlichkeiten verschiedener Fahrzeuge auf unterschiedliche Dämpfungen im Fahrwerk auf.

Seitens der Vernetzung von Vertikal- und Horizontal-Fahrwerksystemen wird in [40] eine Kommunikation von Schlupf- und Feder-/Dämpferregelung vorgeschlagen. Die im Bremssystem angeordnete Schlupfregelung kommuniziert die Größe der Abbremsung an den Federsystemregler, um ihm zu ermöglichen, die Radlastverschiebungen berechnen zu können. Im Gegenzug kann die Regelung des Feder-/Dämpfersystems die statischen und dynamischen Radlasten dem Bremssystem zur Verfügung stellen, damit dort eine exakte Bremskraftverteilung nach Radaufstandskräften errechnet werden kann. Somit wäre eine fahrsituationsadaptive und radselektive Bremskraftverteilung auch bei Teilbremsungen denkbar.

[105] untersucht die Auswirkungen von Radlastschwankungen auf die Querdynamik von Pkw. Dieser Arbeit werden Ansätze für die beiden nachfolgenden längsdynamischen Analogien entnommen. So wird an einer Stelle beschrieben, dass mit zunehmenden Radlastschwankungen die Fahrsicherheit überproportional absinkt. Zum einen ist hierfür der be-

kannte, degressive Zusammenhang zwischen Seitenkraft und Radlast verantwortlich. Als weiterer Grund wird der infolge von instationären Änderungen der Radlast einhergehende zeitlich versetzte Auf- und Abbau von Seitenkräften genannt. Bei einer Radlastabnahme nimmt durch Abheben von Latschteilchen die Seitenkraft wesentlich schneller ab, als sie bei dynamischer Radlastzunahme aufgebaut werden kann. Beide Effekte sind auch aus der Längsdynamik bekannt, wodurch eine zumindest qualitativ analoge Aussage zur Fahr-sicherheit beim Bremsen geben werden kann. Dementsprechend wäre eine Reduzierung der vertikaldynamischen Größe Radlastschwankung zielführend für eine Erhöhung der längsdynamisch wirkenden Bremskraft.

[149] vergleicht die Wirkungsweise von zwei prinzipiell unterschiedlichen ABV. Neben einem Standard-ABV mit stufiger Radbremsdruckmodulation wird in der Arbeit ein neuartiges ABV mit stufenloser Druckanpassung vorgestellt, die eine Verbesserung der Kraftschlussausnutzung beim Bremsen gegenüber dem heutigen ABV aufzeigt. Er gibt an, dass bisher bei Einzelradbremsungen (ohne Seitenkraftabforderung am Reifen) je nach Radlastverlauf und Fahrgeschwindigkeit teilweise eine Kraftschlussausnutzung von lediglich 70% bis 80% erzielt werden konnte. Durch eine Verbesserung der Regelgüte des ABV soll eine Verkürzung des Bremswegs realisiert werden. Da grundsätzlich für eine ideale Bremsenregelung die Kenntnis des Bremsmoments hilfreich wäre, schlägt er für eine Verbesserung der Kraftschlussausnutzung die Einbeziehung dieser Größe vor. Da diese allerdings im Fahrzeug nur mit großem messtechnischem Aufwand ermittelbar ist, werden der Bremsdruck und die Volumenaufnahme des Radbremszylinders als messbare Hilfsgrößen eingesetzt.

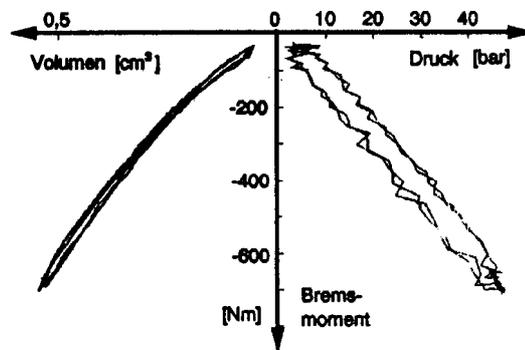


Bild 2-2: Hysteresekurve von Bremsdruck und Bremsflüssigkeitsvolumen an einer Scheibenbremse zur Erzeugung eines Bremsmoments [149]

Den Untersuchungen zufolge sind die für hochdynamische Bremsmomentregelungen unerwünschten Hystereseeffekte zwischen Bremsmoment und Volumen, im Gegensatz zum Bremsdruck, kaum vorhanden (siehe Bild 2-2). Hinsichtlich der Interaktion der Bremse zur Vertikaldynamik werden in der Arbeit erzwungene Radlastschwankungen in Form von stochastischen Fahrbahnanregungen dargestellt. Simulationsergebnisse zeigen, dass während der ABV-geregelten Bremsung bei vorhandenen Radlastschwankungen grundsätzlich mit einer Bremswegverlängerung gerechnet werden muss. Ferner wird im Hinblick auf Wechselwirkungen zum Reifen ausgeführt, dass für eine Optimierung des Bremswegs eine Kraftschluss-Schlupf-Linie mit einem ausgeprägten Maximum sinnvoll ist.

Forschungsansätze auf dem Gebiet verbundener Fahrwerkregelungen sind in [12] dargelegt. Ausgangspunkt der Untersuchungen ist das Konfliktschaubild wie es bereits in Bild 1-2 angegeben ist. Bekannt ist, dass durch eine Variabilität der Einzelparameter (Steifigkeit und Dämpfung) ein Fahrwerk idealer Weise entlang der Linie „bestmögliche passive Auslegung“ abgestimmt werden kann. Darüber hinaus lassen sich Verbesserungen von Fahr-sicherheit und –komfort (angegeben mit der sog. „TCM Domäne“ Bild 1-2) nur noch durch eine gezielte Kenntnis der vertikal-, quer- und längsdynamischen Interaktionen und der Ausnutzung von Synergien durch ganzheitliche Fahrwerkregelungen aller beteiligten Sub-systeme erreichen. Hierfür wird unter anderem eine verbundene Regelung von Radlast und Bremseneingriff vorgeschlagen. Vertikaldynamische Regelsysteme (z.B. Verstelldämpfung in Verbindung mit einer Luftfederung oder einem aktiven Vertikal-Fahrwerkaktor) sollen fahrwerkskinematische Größen (Spur, Vorspur, Sturz, ...) in Konstruktionslage halten und nach Möglichkeit Radlastschwankungen minimieren. Damit werden generell günstigere Voraussetzungen für die horizontaldynamisch wirksamen Regelsysteme (wie z.B. ein ABV) geschaffen. An anderer Stelle wird zur querdynamischen Stabilisierung eine gezielte Kombination aus Bremskraft- und Radlastbeeinflussung vorgeschlagen. Hintergrund hierfür ist eine dadurch erzielbare Verbesserung (Bild 2-3) des dynamischen Ansprechverhaltens eines Fahrzeugs bei Lenkwinkleingaben.

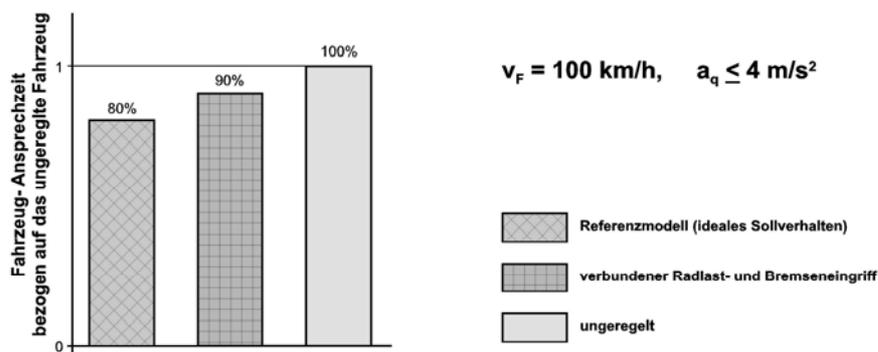


Bild 2-3: Gegenüberstellung des Fahrzeugansprechens mit und ohne Kombination der Radlast- und Bremsenregelung [12]

[73] beschreibt die Problematik der hochdynamischen Vorgänge bei zeitabhängigen Bremsmomentänderungen in ABV-geregelten Brems-situationen. Für ein tieferes Verständ-nis der Wechselwirkungen zwischen Vertikal- und Längsdynamik ist eine Betrachtung der Bodenaufstandsfläche und dort insbesondere der ortsaufgelösten Kraftschluss-Schlupf-Kennlinie wichtig. Es wird dementsprechend angegeben, dass infolge von Vertikalschwin-gungen der Radaufhängung die für ABV wichtige Eingangsgröße des Längsschlupfs eine im Latsch ortvariable Größe ist. Beim ABV-geregelten Bremsen ist die Gleitgeschwindig-keit im vorderen Bereich der Bodenaufstandsfläche des Reifens im „Adhäsionsbereich“ deutlich kleiner als im Gleitbereich im hinteren Teil der Aufstandsfläche. Da jedoch das für die Fahrsicherheit relevante Maximum der Kraftschluss-Schlupf-Kurve von der optimalen Verteilung der Gleitgeschwindigkeiten im Reifenlatsch abhängig ist, muss für eine Optimie-rung der Bremskraftübertragung die Art und Weise der Vertikalschwingungen berücksich-

tigt werden. An anderer Stelle wird zusammengefasst, dass die übertragbaren Bremskräfte eine Funktion der Gleitgeschwindigkeit, der Fahrgeschwindigkeit, der Last (vertikal und längs) und der Art der Fahrbahnoberfläche ist und damit die Notwendigkeit weiterer Untersuchungen auf dem Gebiet der Interaktion Vertikal- und Längsdynamik gegeben ist.

Mehrere Aussagen zur Thematik Interaktion von Vertikal- und Längsdynamik sind in [9, 10] beschrieben. Das Hauptziel des Projekts ist eine Reduzierung des Anhaltewegs bei einer Notbremssituation durch intelligente Ausnutzung der Kombination von heute zum Teil nur in der Forschung verfügbaren Fahrwerkregelsystemen. Die dort getätigten Aussagen beziehen sich auf Untersuchungen an einem speziellen Forschungs-Pkw. Das Fahrzeug ist mit den Systemen Verstelldämpfung, Luftfederung, Sensorreifen, elektrohydraulische Bremse und einer speziell abgestimmten Gesamtfahrwerk-Regelung ausgestattet. Die Grundaussage hinsichtlich der Optimierung des Bremsverhaltens bei Geradeausbremsung ist das Bestreben, viele Bewegungsgrößen in der Radaufhängung während des Bremsvorgangs möglichst konstant zu halten. So bewirkt, wie bereits in [73] aufgezeigt, eine gleichmäßige Flächenpressung in der Kontaktzone Reifen/Fahrbahn ein Maximum des Reibwerts. Somit sind Vertikalschwingungen möglichst zu vermeiden, um das Ziel einer möglichst konstanten Flächenpressung erreichen zu können. Zur Reduzierung der negativen Folgen von nicht vermeidbaren Vertikalschwingungen wird ein Konzeptreifen vorgeschlagen, der durch seinen speziellen Aufbau bei Vertikalkraftänderungen mit verhältnismäßig geringen Flächenpressungsänderungen reagiert. Weiterhin wird empfohlen, durch eine geeignete Bedämpfung die Aufbau-Nickschwingung auf ein Minimum zu reduzieren. Dabei erweist sich jedoch, in Anlehnung an [162], nicht zwingend eine möglichst hohe Dämpfung als die beste Lösung im Hinblick auf eine Maximierung der Bremskraftübertragung im Latsch. Darüber hinaus ist bei hochdynamischen Bremsungen die zeitliche Abfolge der Bremsdruckmodulation und der jeweils verfügbaren dynamischen Radlastwerte zu berücksichtigen. Insbesondere beim Anbremsen kann ein zu hoher Druckaufbau zu einem dynamischen Überbremsen der Vorderräder führen. Der Wirkungsmechanismus ist detailliert am Beispiel des Einspurfahrzeuges in [172] erläutert. Infolge der fahrzeugspezifisch gegebenen Aufbauträgheit um die Querachse kann sich bei nennenswerten Nickbewegungen instationär die Radlast nicht in der gleichen Dynamik wie die Bremskraft aufbauen. [9, 10] empfiehlt, die Dämpfung auf die Druckaufbaudynamik und umgekehrt abzustimmen. An einer anderen Stelle wird auf die Wechselwirkungen zwischen Vertikal- und Längskraftschwankung eingegangen. Eine direkte Folge von Schwankungen der Radlast während des Bremsvorgangs ist die Notwendigkeit der dynamischen Druckanpassung durch die ABV-Regelung. Über die Reglereingangsgröße Raddrehzahl kann der Ist-Schlupf durch den ABV abgeschätzt werden. Da Bremskraftänderungen jedoch phasenverschoben zu Schlupfänderungen folgen, sind nach der Einschätzung des Verfassers der vorliegenden Arbeit bei vorhandenen Radlast- und damit notwendige Bremskraftschwingungen Verschlechterungen der ABV-Regelgüte zu erwarten. Im Hinblick auf zukünftige Vernetzungen von unterschiedlichen Subsystemen wäre für eine Verbesserung des ABV die Kenntnis der momentanen Radlastwerte und insbeson-

dere bei Kurvenbremsungen ferner die Seitenkräfte an der Hinterachse von großem Interesse.

[184] gibt hinsichtlich der ABV-Regelung an, dass durch eine gezielte Vernetzung von Reifensensorik, Dämpferregelung und Bremsenregelung eine Verbesserung des Bremsverhaltens darstellbar ist, wenn es gelingt, durch die Reduzierung von Fahrwerk-Vertikalschwingungen Radlastschwankungen und daraus folgend Bremsdruckmodulationen zu minimieren.

[11] untersucht Verbesserungsmöglichkeiten des querdynamischen Fahrverhaltens durch ein Zusammenwirken von Regelsystemen im Fahrzeug. Trotz der Aktualität dieser Arbeit wird immer noch angegeben, dass zwar eine Vielzahl von längs- und querdynamischen Regelsystemen in Pkw heute vorhanden ist, diese aber vorwiegend allein zum Einsatz kommen. Kombinationen oder gar Integrationen sind nur selten realisiert und wenn, dann vornehmlich in Forschungsarbeiten zu beobachten.

Das Hauptziel von [155] ist die Integration eines Aktiven Fahrwerks und einer Bremsenregelung in die Querdynamikregelung eines Pkw. Die theoretische Arbeit gliedert die hierfür erforderlichen Funktionen in drei Ebenen ein. Zunächst werden die beiden Einzelsysteme isoliert voneinander auf der als unterste Ebene definierten, betrachtet. Die Kombination beider Einzelsysteme beschreibt er als mittlere Ebene. Erst die funktionale Integration mehrerer Fahrzeugsysteme stellt die höchste Ebene dar. Zur Realisierung sowohl der Einzelsystem- als auch der Integrationsregelung wird hierfür ein in drei Stufen aufgebauter Entwurfsprozess vorgeschlagen. Dabei wird festgestellt, dass der Vorteil des Radlasteingriffs (Aktives Fahrwerk) im Vergleich zum Bremseneingriff (ASC) in den geringen längsdynamischen Auswirkungen (ungewollte Fahrzeugverzögerung) liegt. Nachteilig ist allerdings hierbei der grundsätzlich geringere Einfluss des Radlasteingriffs auf die Querdynamik, was ähnlich in [12] formuliert wurde. Ein Vergleich z.B. eines reinen Bremseneingriffs mit einem Eingriff beider Systeme (ohne Systemintegration) zeigt auf, dass es infolge von starken Interaktionen zu unerwünschten Interferenzen führen kann. Nur der Einsatz von kombinierten und kommunizierenden Reglern kann gemäß der Simulationsergebnisse Verbesserungen erbringen.

[83] entwickelt ein Konzept für einen Regelsystemverbund, im ersten Schritt bestehend aus den Komponenten Brems- und Radaufhängungssystem. Erst in einem zweiten Schritt empfiehlt er die Ergänzung um den Querdynamikeingriff über eine aktive Lenkung. Die Verbindung von Bremsen- und Dämpfungsregelung soll die nachfolgenden Vorteile bieten: Kernstück des Verbundregelsystems ist der Informationsaustausch zwischen ABV und Dämpferregelung mit dem Ziel, für die Dauer eines Bremsvorganges die größtmögliche Übertragung von Horizontalkräften in den Reifenaufstandsflächen sicherzustellen, Nick- und Wankbewegungen des Aufbaus zu kompensieren und bei normaler Fahrt für optimalen Fahrkomfort zu sorgen. Daneben ermöglicht dieser Informationsverbund die Auswertung vorher nicht verfügbarer Quer- und Vertikaldynamikinformationen und die Einführung zusätzlicher Plausibilitäts-Kriterien für die ABV-Regelung sowie eine bessere Aufbereitung – durch eine Erhöhung des Informationsgehaltes – der Raddrehzahlsignale (wie bereits in

[150, 151] diskutiert). Innerhalb der Arbeit werden sowohl konventionelle Verstelldämpfer als auch Dämpfer mit gleichsinniger Zug-/ Druckspreizung verwendet. Letztere sorgen durch den Wegfall der Unstetigkeiten beim Übergang von Zug- in Druckrichtung für einen ruhigeren Radlastverlauf.

[156] schlägt insbesondere auf der Regelungsebene eine Verknüpfung von horizontaler (FDR) und vertikaler Dynamik (Luftfederung und Verstelldämpfung) vor. Die Chancen der Realisierung werden z.Zt. nicht in Verbindung der CAN-Nutzung gesehen. Durch die dabei gegebenen Grenzen der übertragbaren Datenmengen sowie der Forderung nach genormten Rohdatenformaten wird die verknüpfte Regelung momentan nur über nach wie vor ein gemeinsames Steuergerät gesehen, was dem aktuellen Trend der Vernetzung noch widerspricht.

Zusammengefasst beschreibt der aktuelle Stand der Forschung die gerade in den letzten Jahren zugenommenen Aktivitäten der kombinierten Untersuchungen von Vertikal- und Längsdynamik zur Beeinflussung der Fahrsicherheit.

Serienlösungen mit gezielt ausgeführten Vernetzungen zur Integration von Vertikal-Fahrwerksystemen in Gesamtfahrdynamikregelungen sind dem Verfasser nicht bekannt. Allerdings zeigen insbesondere die jüngeren Publikationen auf, dass der Trend der aktuellen Fahrwerkentwicklungen in diese Richtung geht.

2.2 Definition Gesamtsystem / Systemgrenzen

Ausgehend vom herrschenden Forschungsbedarf auf diesem Gebiet werden in den folgenden Abschnitten auf Basis von theoretischen Überlegungen relevante Interaktionen zwischen der Fahrzeugvertikal- und -längsdynamik aus dem Blickwinkel der Fahrsicherheit aufgezeigt.

Das für die theoretischen Untersuchungen zugrunde gelegte Gesamtsystem mit seinen relevanten Ein- und Ausgangsgrößen zeigt Bild 2-4.

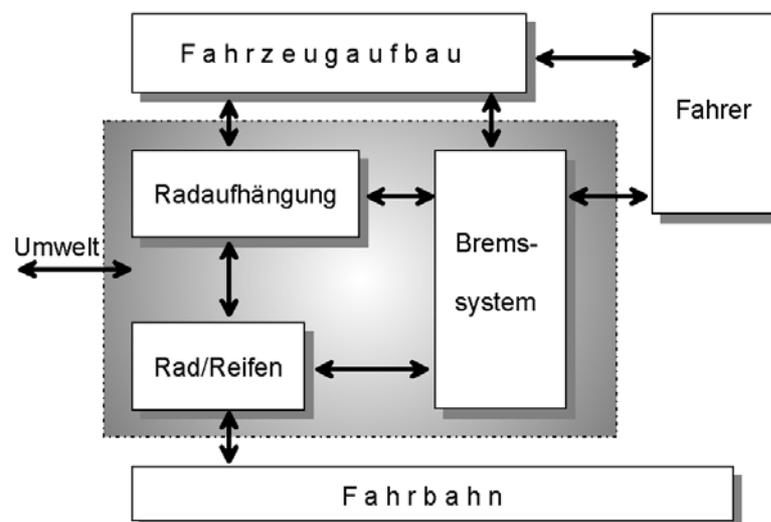


Bild 2-4: Gesamtsystem für die theoretischen Untersuchungen

Untersuchte Subsysteme sind dabei:

- Radaufhängung,
- Bremssystem,
- Rad/Reifen.

In Bild 2-4 ist funktionell eine Fahrzeugecke dargestellt. Ziel ist die Untersuchung der grundsätzlichen Wechselwirkungen der genannten drei Subsysteme sowie der Auswirkungen auf das Gesamtverhalten der Fahrzeugecke. Die Interaktion der drei genannten Subsysteme erfolgt durch Energie- und/oder Signalflüsse. Letztere werden durch Sensorsignale dargestellt. Unter Energiefluss sind nachfolgend kraft-, moment- oder hydraulikdruckbasierte Schnittgrößen zu verstehen. Wechselwirkungen oder Informationsflüsse, die z.B. durch Koppelungseffekte von Vorder- und Hinterachse über den Fahrzeugaufbau auftreten könnten, werden in den folgenden Betrachtungen nicht berücksichtigt.

2.3 Schwingungsanregungen im Fahrzeug

Für die theoretische Untersuchung von instationären Zuständen im Gesamtsystem Fahrzeug/Fahrzeugecke wird zunächst die Art und Weise der Schwingungsanregung definiert. Es werden die drei wichtigen Hauptanregungsmechanismen

- aufbauerregte Vertikalschwingung,
 - fahrbahnerregte Vertikalschwingung,
 - bremsmoment-, bremskraftherregte Schwingung,
- berücksichtigt.

2.3.1 Aufbauerregte Vertikalschwingungen

Insbesondere für Untersuchungen zum querdynamischen Fahrverhalten ist der Bereich von aufbauerregten Vertikalschwingungen von Interesse. Unter aufbauerregt sind im Rahmen dieser Arbeit Verschiebungen und damit Schwingungen zwischen dem Fahrzeugaufbau und der Radaufhängung in vertikaler Richtung zu verstehen, die ursächlich durch eine Auslenkung des Aufbaus entstehen. Aufbauvertikalschwingungen treten hauptsächlich im Bereich der Aufbaueigenfrequenz oder darunter auf. Die über die vertikale Steifigkeit der Aufbaufederung und der Masse des Fahrzeugs (abzüglich der reifengefederten Massen) quantifizierbare Eigenfrequenz liegt bei heutigen Serienfahrzeugen je nach Fahrwerksauslegung in einem Bereich um 1 Hz bis ca. 1,5 Hz [26, 103]. Auswirkungen von aufbauerregten Fahrwerkschwingungen auf die Fahrdynamik sind bereits in vielen Arbeiten untersucht und beschrieben. Die Einflussmöglichkeiten von verstellbaren Dämpfern auf Aufbau- und Fahrwerkschwingungen sind jedoch, insbesondere bedingt durch die geringen Bewegungsgeschwindigkeiten, sehr eingeschränkt. [133]

2.3.2 Fahrbahnerregte Vertikalschwingungen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sind unter fahrbahnerregten Vertikalschwingungen Bewegungen zwischen dem Fahrzeugaufbau und dem Radträger zu verstehen, die ursächlich durch eine Fußpunktverschiebung des Reifens durch die Fahrbahn entstehen. Sie treten

gegenüber obigen in einem signifikant größeren Frequenzbereich auf; je nach Fahrgeschwindigkeit und Fahrbahnprofil in dem für den Fahrkomfort und die Fahrdynamik relevanten Gesamtbereich zwischen 0,4Hz und 50Hz (und darüber, mit einer allerdings nur untergeordneten Relevanz für die Fahrdynamik [185]).

Vor allem infolge der höheren Anregungsfrequenzbereiche treten in der Radaufhängung größere Bewegungsgeschwindigkeiten auf, wodurch die Einflussmöglichkeiten durch den Verstelldämpfer prinzipbedingt steigen (Zusammenhang: Dämpferkraft/-geschwindigkeit). Durch aufbauerregte Fahrwerkschwingungen, treten bei heutigen Serienfahrzeugen selbst in hochdynamischen Fahrsituationen (z.B. VDA-Spurwechseltest [170]) selten Dämpfergeschwindigkeiten über 0,6m/s auf, wohingegen z.B. auf Schlechtwegstrecken Größenordnungen von 2m/s erreicht werden.

2.3.3 Bremsmomenterregte Schwingungen

Unter den bremsmomenterregten Schwingungen werden insbesondere die Horizontalbewegungen des Radträgers innerhalb seiner elastokinematischen Anbindung an den Fahrzeugaufbau verstanden. Infolge von wechselnden Bremsmomenten kommt es zu entsprechenden Verlagerungen und Verdrehungen des Radträgers relativ zum Fahrzeugaufbau mit unmittelbaren Auswirkungen auf den Raddrehzahlverlauf und damit auf die ABV-Regelung [150, 151, 162]. Die Auswirkungen der bremsmomenterregten Schwingungen auf die Vertikalschwingungen werden anhand von experimentellen Untersuchungen im Abschnitt 5.3 aufgezeigt.

Darüber hinaus sind in der Literatur Rotationsschwingungen des Reifens um seine Drehachse infolge von Bremsmomentschwankungen bekannt [20, 73, 183].

2.3.4 Zusammenfassung und Auswahl der Anregung

Die drei beschriebenen Anregungsmechanismen unterscheiden sich vor allem hinsichtlich der Wirkrichtung (vertikal oder längs) sowie ihrer Frequenzinhalte. Um einen möglichst weiten relevanten Anregungsfrequenzbereich der Vertikalschwingungen (insbesondere in der Kontaktzone Reifen/Fahrbahn) abzudecken, werden nachfolgend fahrbahnerregte Schwingungen und deren Auswirkungen auf das instationäre Bremsverhalten analysiert und erforscht. Die Darstellung von aufbauerregten Schwingungen im gesamten relevanten Frequenzbereich ist im Experiment mit vertretbarem Aufwand nicht zielführend realisierbar. Hinsichtlich der späteren Übertragbarkeit der Ergebnisse in den realen Straßenverkehr ist ferner anzumerken, dass aufbauerregte Vertikalschwingungen ohnehin nur im niederfrequenten Bereich zu erwarten sind; hochfrequente aufbauerregte Schwingungen sind in der Realität nicht zu erwarten.

Wie eingangs erläutert, herrscht auf dem Gebiet des praktischen Nachweises von Aussagen zur Interaktion Längs- und Vertikaldynamik Forschungsbedarf, weshalb die experimentellen Untersuchungen einen Schwerpunkt dieser Arbeit darstellen. Die Entscheidung zu Gunsten der Fahrbahnerregung ist deshalb auch mit der Einhaltung von gut reproduzierbaren Versuchsbedingungen begründet (siehe Kapitel 3.5.1).

Die Auswirkungen und Wechselwirkungen infolge von bremsmomenterregten Schwingungen stellen einen wichtigen Bestandteil der experimentellen Versuche dar und werden daher in die Datenanalyse im Kapitel 5 einfließen.

2.4 Subsystem Bremse

Die Übertragung von Bremskräften im Reifenlatsch hängt maßgeblich von der Arbeits- und Funktionsweise des Bremssystems ab. Der Funktionsumfang definiert sich dabei bremsystem- und damit herstellerspezifisch. Unterscheidungsmerkmale hinsichtlich der Regleralgorithmen sind vorhanden. Allen Systemen ist gleich, dass für die radselektive Regelung des Bremsdrucks eine möglichst genaue Kenntnis der Tangentialgeschwindigkeit des Latsches wünschenswert ist. Bei Fehlern in der Schlupfberechnung ist somit eine Reduzierung der Systemleistungsfähigkeit grundsätzlich zu erwarten [56, 159].

Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wird daher das Bremssystem insbesondere aus dem Blickwinkel seines Verhaltens infolge von dynamischen Änderungen der Randbedingungen (z.B. bei Vertikal- und Längskraftschwingungen in der Radaufhängung) betrachtet.

Nach der Beschreibung der Modellvorstellung folgt die Darstellung des relevanten Systemverhaltens im Abschnitt 2.4.2.

2.4.1 Modellvorstellung

Bild 2-5 zeigt die den nachfolgenden Überlegungen zu Grunde gelegte Modellvorstellung des Bremssystems.

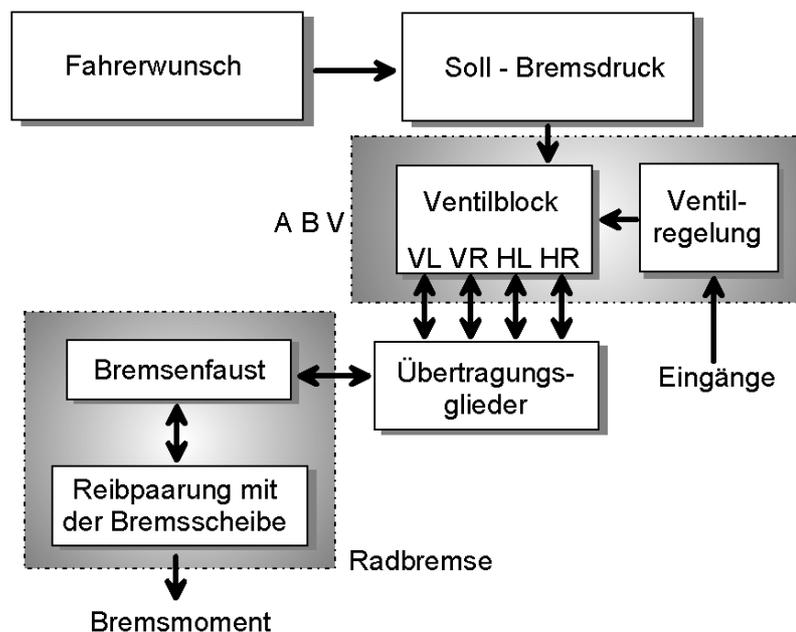


Bild 2-5: Modellvorstellung des Bremssystems

Ausgehend vom Sollwert des Bremsdrucks, der über das Bremspedal durch den Fahrer vorgegeben wird, übernimmt im Anschluss der ABV-Ventilblock die radselektive Steuerung des Radbremszylinderdrucks. Die Drucksteuerung des ABV wird dabei nicht kontinuierlich

sondern pulsstufenbehaftet durchgeführt. Für die Entscheidung, ob eine Druckaufbau-, -halte-, oder -abbauphase notwendig ist, werden die Raddrehzahl- und Raddrehbeschleunigungsinformationen aller vier Räder ausgewertet. Sowohl die Qualität der Signale als auch das dynamische Verhalten des ABV-Reglers werden in der Komponente „Ventilblock“ berücksichtigt.

Nach der Übertragungsstrecke (Bremsleitung und Bremsschlauch) findet daran anschließend im Radbremszylinder die Wandlung von hydraulischer in mechanisch translatorische Energie statt. Abhängigkeiten der Ausgangsgröße Bremsmoment von z.B. den Bremsdruckgradienten, oder dem Reibkoeffizienten des Bremsbelags etc. werden anhand der Komponente „Radbremse“ nachfolgend diskutiert.

2.4.2 Systemverhalten

Der Gütegrad einer ABV-Regelbremsung wird gemäß [149] über das Verhältnis von mittlerer erreichter zu maximal möglicher Kraftschlussausnutzung quantifiziert. Für die theoretischen Überlegungen bedeutet dies, dass an ausgewählten Stellen des Bremsenmodells aus Bild 2-5 die Auswirkungen sowohl des dynamischen Zeitverhaltens, als auch der Qualität von Sensorsignalen und daraus abgeleiteter Größen zur Optimierung der Kraftschlussausnutzung analysiert werden.

- Regelgröße:

Vor allem in Verbindung mit Fahrdynamikregelsystemen stellt das radselektive Bremsmoment eine anschauliche Regelgröße im ABV dar. Infolge der vorhandenen Hystereseffekte herrscht jedoch bei Druckregelvorgängen an der Radbremse gemäß [149] kein eindeutiger Zusammenhang zwischen der beeinflussbaren Größe Bremsdruck und der eigentlich gewünschten Variationsgröße Bremsmoment. Dieser Effekt hat prinzipbedingt mit zunehmender Anzahl an Druckanpassungen größere Auswirkungen auf die Regelgüte. Quantitative Angaben hierzu sind dem Verfasser jedoch nicht bekannt.

- Zeitverhalten:

Die maximale Dynamik der Drucksteuerung hängt im Wesentlichen von zwei Parametern ab. Neben der Schaltzeit der einzelnen Radventile im zentralen Ventilblock definiert vor allem die Zykluszeit der ABV-Regelung den minimalen Zeitraum zwischen zwei Druckanpassungen. Heutige Seriensysteme weisen Zykluszeiten der Regelung im Bereich um 20ms [18, 19, 32]. Die Ventilregelungen arbeiten ebenfalls in Zyklen. Deren Zykluszeiten liegen unter den zuvor genannten.

- Informationsgüte für Schlupfberechnung:

Obigem Bremsmomentregelkreis unterlagert ist die Schlupfregelung. Deren Regelgüte bei ABV-Eingriffen hängt wesentlich von der Informationsgüte der benötigten Messsignale und Parameter ab Gl. (2.1). [150, 151] beschreibt den Grundzusammenhang des Längsschlupfes beim Bremsen:

$$\lambda_{x,B} = \frac{v_a - v_r}{v_a} = \frac{v_a - r_{\text{dyn}} \cdot \omega_r}{v_a} \quad (2.1)$$

Die drei notwendigen Bestimmungsgrößen lauten somit:

- Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus über Grund,
- dynamischer Radhalbmesser (radsektiv),
- Raddrehzahl.

Die beiden unteren Größen stellen Hilfsgrößen dar, die zur Berechnung der Tangentialgeschwindigkeit des Latsches verwendet werden.

Die Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs über Grund wird heute in Serienfahrzeugen nicht gemessen. Sie wird daher über aufwendige Berechnungsalgorithmen aus den vier Raddrehzahlsensoren und bei Allradfahrzeugen wenn dort vorhanden ferner über ein Längsbeschleunigungssignal ermittelt.

Der mittlere Teil von Gl. (2.1) zeigt die fahrzeugtechnisch eigentlich gewünschten Messgrößen auf. Neben der eben beschriebenen Fahrzeuggeschwindigkeit im Inertialsystem ist dies ferner die tangentiale Latschgeschwindigkeit. Da diese nur mit großem Aufwand messbar ist, wird ein indirektes Bestimmungsverfahren über die Raddrehgeschwindigkeit und dem wirksamen Halbmesser angewendet. Dabei wird bei heutigen Seriensystemen der dynamische Radhalbmesser als Konstante angesehen. Fahrsituationsadaptive Änderungen dieses Werts (siehe hierfür Kapitel 2.6) werden z.Zt. noch nicht berücksichtigt. Die Messung der absoluten Raddrehzahl ist ebenfalls nicht direkt möglich. Die in der Regel eingesetzten Drehimpulsgeber befinden sich in der Radnabe und messen prinzipbedingt lediglich die Drehung der Nabe relativ zum Radträger. Unterschiede zwischen der so gemessenen Raddrehzahl und der eigentlich benötigten Hilfsgröße zur Bestimmung der Latschgeschwindigkeit entstehen durch Eigenbewegungen des Radträgers sowohl rotatorisch um seine Drehachse (je nach Lage des Momentanpols der Radaufhängung in der x-z-Ebene und damit stark fahrzeugspezifisch), als auch translatorisch infolge von elastischen Bewegungen des Radträgers relativ zum Aufbau in Fahrzeuglängsrichtung. Theoretische Untersuchungen zu diesem Thema sind in den Arbeiten [150, 151] dargelegt.

Zusammenfassend bedeutet dies für das Subsystem Bremse, dass bei der gegebenen, endlichen Dynamik eines ABV vor allem die Qualität der Reglerdaten (v.a. Raddrehzahl und dynamischer Radhalbmesser) entscheidend für eine Optimierung des oben definierten Gütegrads ist.

2.5 Subsystem Radaufhängung

Die Auswirkungen der beiden Vertikalsysteme Federung und Dämpfung hinsichtlich des vertikaldynamischen Schwingverhaltens unterscheiden sich insbesondere auf der energetischen Ebene.

2.5.1 Federung

Die Aufbaufederung hat die beiden wesentlichen Aufgaben:

- Schaffung der Möglichkeit von definierten Vertikalbewegungen zwischen Radträger und Fahrzeugaufbau,
- Definition der Aufbaueigenfrequenz (im Bereich zwischen 1Hz und 2Hz).

Insbesondere der erste Punkt ist hinsichtlich der vertikalen Bindung des Reifens an die Fahrbahn wichtig. Nur so können an allen vier Rädern des statisch überbestimmten Zweispurfahrzeugs bei unterschiedlichen Fahrmanövern auf verschiedenen Fahrbahngeometrien große Radlastdifferenzen vermieden werden. Bei z.B. ausschließlich reifengefederten Fahrzeugen ist dies nur sehr eingeschränkt möglich [26]. Darüber hinaus ist für die Beurteilung der Wechselwirkung zum Dämpfer wichtig, dass die Feder unabhängig vom Federweg infolge ihrer Vorspannung stets nur Druckkräfte darstellt.

Die Aufbaufeder wirkt aus dem Blickwinkel der Schwingungslehre vor allem als Energiespeicher. Sie entzieht dem System keine Schwingungsenergie, definiert allerdings mit der Aufbaumasse maßgeblich den Frequenzinhalt der Eigenschwingung. Eine variable Beeinflussung der Vertikalschwingung ist bei passiven Systemen nicht möglich.

Eingriffsmöglichkeiten sind nur durch den Übergang zum aktiven bzw. eingeschränkt auch semiaktiven Fahrwerk gegeben. [177, 144] zeigt z.B. auf, dass in dem beschriebenen, volltragenden aktiven Fahrwerksystem, über vertikale Aktoreingriffe die Aufbaubewegungen bis zu 5Hz bestimmt werden können. Dies erfordert jedoch die Bereitstellung von entsprechender Energie (wahlweise elektrisch, pneumatisch oder hydraulisch) in einer Größenordnung bis ca. 7kW [185].

2.5.2 Verstelldämpfung

Auf eine detaillierte Beschreibung wird an dieser Stelle verzichtet. Hierfür sei auf die anschließenden Kapitel (vor allem 3.2 und 4.2) verwiesen.

Im Gegensatz zur Feder ändert sich mit der Bewegungsrichtung auch die Wirkrichtung der Dämpferkraft. Darüber hinaus sind die Beeinflussungsmöglichkeiten der Vertikaldynamik über unterschiedliche Dämpferkräfte immer an den Betrag und die Richtung der Bewegungsgeschwindigkeit gebunden.

2.5.3 Systemverhalten

Entscheidend für das Systemverhalten sowohl aus der Sicht des Fahrkomforts als auch der Sicherheit ist das Zusammenwirken sowie die Kenntnisse der Interaktion der beiden Komponenten Feder und Dämpfer. Jede Abweichung des Federweges von der statischen Ruhelage hat eine Änderung des Energieniveaus der Feder zur Folge. Über deren Anbindung an den Fahrzeugaufbau und den Radträger werden Federkräfte weitergeleitet, bzw. Energien verschoben. Demgegenüber hat der Dämpfer grundsätzlich die Möglichkeit dem System Schwingungsenergie zu entziehen. Beim Einsatz des Verstelldämpfers erfolgt bei geeigneter Ansteuerung dieser Energieentzug schwingungsadaptiv. Bild 2-6 veranschaulicht dies anhand der Energieflüsse von Feder und Dämpfer zum Aufbau bzw. zum Radträger.

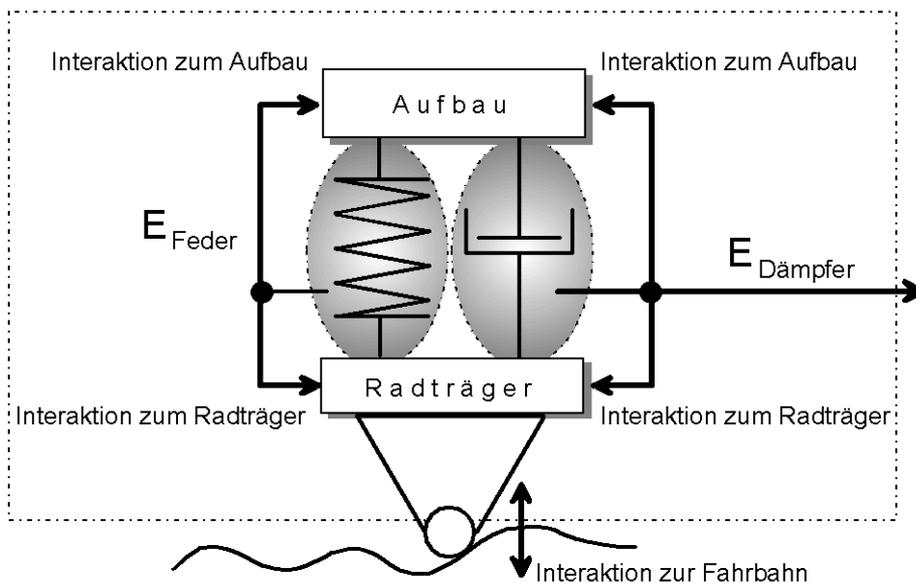


Bild 2-6: Aufteilung von Kräften zwischen Feder und Dämpfer

Über die Feder findet ein kontinuierlicher Austausch/Verteilung der Schwingungsenergien zwischen dem Aufbau und dem Radträger statt. Dabei wird dem System keine Energie entzogen. Dies ist ausschließlich über den Dämpfer möglich. Dessen Reaktionskräfte sind zwar dennoch vorhanden, allerdings verbunden mit Energieentzug aus dem System. Zusammengefasst bedeutet dies, dass unterschiedliche Dämpfungseinstellungen immer Auswirkungen sowohl auf die Aufbau-, infolge der geringeren Trägheiten jedoch vor allem auch auf die Radträgerbewegungen hat. Durch Eingriffe wahlweise in die Federung (in der Regel nur bei aktiven Fahrwerken möglich) oder in die Dämpfung ist hierbei der grundsätzliche Unterschied zwischen einer zeitweiligen Energieverteilung oder des gezielten Energieentzuges zu beachten. Prinzipbedingt unterliegt dabei ein Dämpfereingriff, im Gegensatz zum Aktor, den Einschränkungen, dass ein Dämpfer nur entgegen der Bewegungsrichtung Kräfte darstellen kann.

2.6 Subsystem Rad/Reifen

Das Verhalten des Systems Rad/Reifen ist im Hinblick auf zwei Effekte von Interesse. Zum einen hat der Reifen als zentrales Element die Aufgabe, alle Kräfte und Momente zwischen Fahrzeug und Fahrbahn zu übertragen. Diese Übertragung ist sowohl von vertikalen als auch von längsdynamischen Parametern abhängig. Zum zweiten bezieht der ABV die Kerninformation Raddrehzahl aus der Drehbewegung des Systems Rad/Reifen. Auch diese ist durch äußere Lasten beeinflusst.

2.6.1 Kraftübertragung im Reifenlatsch

Zur Untersuchung der Interaktion Vertikal-/Längsdynamik ist die Einbeziehung des Reifens als nichtlineares Übertragungsglied sehr wichtig. Dessen relevanten Eigenschaften bei Änderung der angreifenden äußeren Lasten werden nachfolgend aufgezeigt.

Hinsichtlich der Beeinflussung des Bremsverhaltens, was ein Hauptziel der vorliegenden Arbeit ist, ist die Abhängigkeit des Längskraftschlusses von der Flächenpressung im Latsch an erster Stelle zu nennen. Umfangreiche theoretische und experimentelle Untersuchungen haben dies bereits aufgezeigt.

Ursächlich verantwortlich hierfür ist der Reifenwerkstoff Gummi, dessen Reibverhältnisse nicht dem Coulomb'schen Gesetz folgen. Die bekannte Darstellung, wie z.B. linke Seite von [Bild 2-7](#) zeigt den nichtkonstanten Reibbeiwert einer Gummiprobe als Funktion der Flächenpressung in der Kontaktzone zur Fahrbahn.

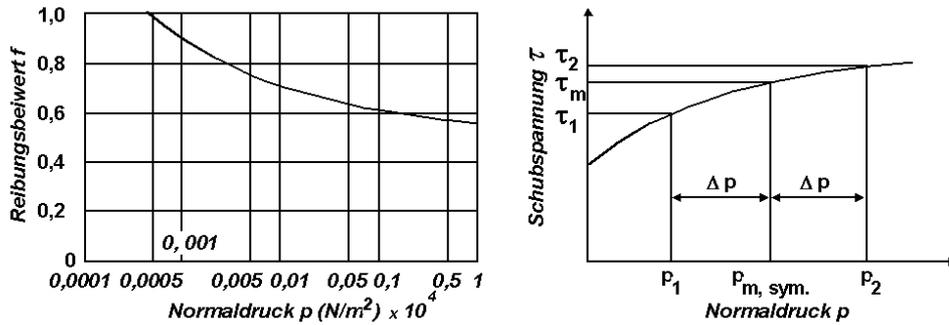


Bild 2-7: Reibbeiwert und Schubspannung einer Gummiprobe als Funktion der Flächenpressung [43], mod.

Ausgehend davon und der Tatsache, dass ein heutiger Serienreifen bei einer gegebenen Radlastschwankung nicht im gleichen Maße die Größe der Latschfläche anpassen kann [9, 10], folgen zwangsläufig Einbußen in der maximal übertragbaren Längskraft. Deren Betrag lässt sich durch Integration der Schubspannungen über die Latschfläche quantifizieren. Da jedoch der Verlauf der Schubspannungen degressiv über der Flächenpressung ausfällt, bewirkt das Vorhandensein einer Flächenpressungsschwankung immer eine im Vergleich zur konstanten Situation geringere, mittlere Schubspannung.

Die Auswirkungen auf die Bremskräfte zeigen die Messungen z.B. von [53, 73, 139].

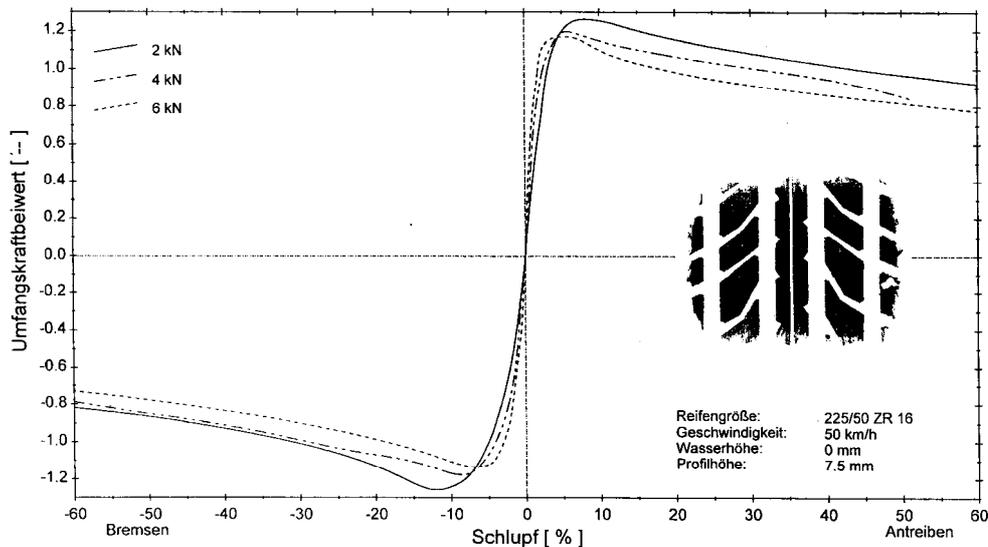


Bild 2-8: Längskraft über Schlupf, Variation der Radlast, Sommerreifen [53]

Den Datenverläufen sind als Folge obiger Überlegungen sowohl die Abhängigkeit der maximalen Bremskräfte als auch der zugehörige unterschiedliche Schlupfbereich als Funktion der Radlast zu entnehmen. Es sei ferner darauf hingewiesen, dass sich die Effekte bei grobprofilierten Reifen (z.B. Winterreifen) zusätzlich verstärken [53]. Die Dimensionen des abgebildeten Reifens (225/50 ZR16) und des innerhalb dieser Arbeit eingesetzten (245/45 ZR17) unterscheiden sich nur geringfügig.

Darüber hinaus reagiert der Reifen auf dynamische Bremskraft- oder Raddrehzahländerungen infolge seines mechanischen Aufbaus zeitverzögert. [171] hat in experimentellen Untersuchungen auf einem Innentrommelprüfstand Zeitverzüge zwischen der Änderung des Umfangskraft und des Bremsschlupfs nachgewiesen. Über das nachfolgende Modell werden die Wirkmechanismen klar.

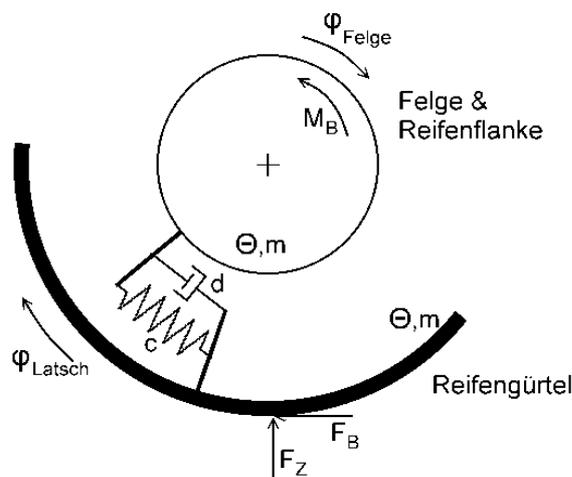


Bild 2-9: Modellvorstellung zum Phasenverzug zwischen Umfangskraft und Schlupf

Infolge der Massen, Trägheiten des Reifengürtels sowie der Steifigkeit und Dämpfung in seiner Anbindung zur Felge treten dynamische Zustandsänderungen zwischen Fahrbahn und Felge zeitverschoben auf. Dadurch entstehen Unterschiede zwischen dem realen Bremsschlupf und dem aus der Felgendrehzahl berechneten. Die Größenordnung der Zeitverzüge ist im Vergleich zur Regeldynamik eines ABV jedoch geringer [9, 10].

2.6.2 Raddrehzahl

Die Notwendigkeit einer möglichst genauen Bestimmung der Raddrehzahl zur Berechnung des Bremsschlupfs wurde bereits im Abschnitt 2.4 beschrieben. Nachfolgend werden die für diese Arbeit relevanten Entstehungsmechanismen für eine Änderung der in Gl. (2.1) zu Grunde gelegten Voraussetzungen aufgezeigt.

Die Annahme eines konstanten dynamischen Radhalbmessers ist streng genommen nur für einen definierten Messzustand (Radlast, Reifendruck) gerechtfertigt [56]. Infolge von Radlaständerungen, z.B. bei Radlastschwankungen, weicht der tatsächliche dynamische Radhalbmesser von dem theoretischen ab [139].

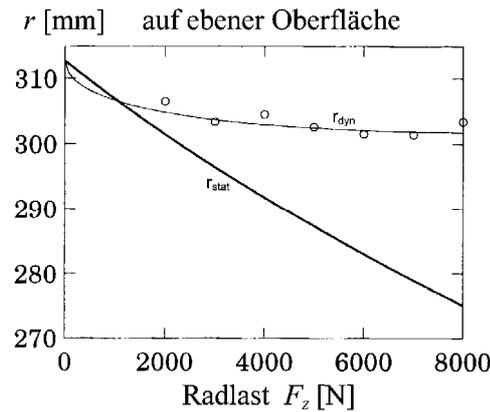


Bild 2-10: Einfluss der Radlast auf den Radhalbmesser [183]

Die Verläufe des dynamischen r_{dyn} und des statischen Radhalbmessers r_{stat} weichen voneinander ab. Im Unterschied zu r_{dyn} , als der relevante Radius zur Berechnung des Abrollumfangs, weist der für die Beschreibung der Reifeneinfederbewegung relevante Radius r_{stat} im dargestellten Radlastfenster einen näherungsweise linearen Verlauf auf (vertikale Reifenfeder).

Neben diesem reifenspezifischen Effekt führen, wie bereits im Abschnitt 2.1 beschrieben, Längsschwingungen des Radträgers relativ zum Fahrzeugaufbau ebenfalls zu Raddrehzahländerungen, die jedoch nicht ursächlich durch Änderungen von Größen im Reifenlatsch entstanden. Diese Unterscheidung ist allerdings durch den ABV-Regler nicht durchführbar. Beide Effekte können sowohl durch Fahrbahnerregungen als auch durch den Reifen selbst auftreten. Sogenannte Latschmassendefekte, (Dicken-, Massen-, Steifigkeits- oder Dämpfungsschwankungen im Reifen in Umfangsrichtung) [26] verursachen neben Unwuchten auch Längs-, Quer- und Radialkraftschwankungen, die ebenfalls das System Rad/Reifen innerhalb des Fahrwerks zu Schwingungen anregt. [150, 151]

2.7 Gesamtsystemverhalten

Ausgehend vom Stand der Literatur sowie den aufgezeigten, relevanten Modellvorstellungen der einzelnen Fahrwerks subsysteme wird nachfolgend das daraus abgeleitete Gesamtsystemverhalten beschrieben. Dies wird in Bezug zu den Forschungsinhalten dieser Arbeit auf Bremssituationen in Verbindung mit Vertikalschwingungen getätigt.

Bei den zu betrachteten Geradeausbremsungen auf ebener Fahrbahn wird die Optimierung der Fahrsicherheit in einer Maximierung der Bremskraftübertragung gesehen. In einem definierten Beobachtungsintervall wird dies erreicht, wenn dort das Integral der Bremskräfte ein Maximum annimmt. Dies setzt im Wesentlichen voraus, dass die Bremskraft zu jedem Zeitpunkt durch den ABV genau den im Latsch herrschenden Zuständen angepasst wird. Die Vertikaldynamik hat je nach Abstimmung oder Regelphilosophie dabei die Möglichkeit, die Randbedingungen unterschiedlich auszuführen. Wie aufgezeigt, ist dabei das Wechselspiel zwischen dem Energiespeicher Feder und dem Energiedissipierer Dämpfer entscheidend für den zeitlichen Verlauf der dynamischen Radlast.

Anhand des Verhaltens des Reifens wurde gezeigt, dass sowohl vertikal- als auch längsdynamische Schwingungen, zum einen für die Bremskraftübertragung, zum anderen für die Raddrehzahlbestimmung durch den ABV grundsätzlich störend sind. Dies ist eine wichtige Tatsache, aus der bereits die Forderung nach Konstanthaltung relevanter Vertikalgrößen (z.B. Radlast, Vertikalbeschleunigung) abgeleitet werden könnte. Darüber hinaus wurde beschrieben, dass durch Kopplungseffekte in Radaufhängungen eine Vertikalschwingung ebenfalls die Längsschwingung eines Radträgers beeinflussen kann und umgekehrt. Infolge der erneut erwähnten ungewünschten Längsschwingungen des Radträgers (mögliche Irritation des ABV) wird somit die Forderung der Reduzierung von Vertikalkraftschwankungen im Reifenlatsch ergänzend gefordert.

Nicht zuletzt zu erwähnen ist das begrenzte dynamische Verhalten des ABV bei schnellen Schlupfänderungen. Die wirksamste Bremsenregelung auf den Maximalreibwert und damit das Erreichen der höchsten Kraftschlussausnutzung wird bei möglichst konstanten Bedingungen mit den damit einhergehenden wenigen ABV-Regelvorgängen während eines Bremsvorgangs erzielt. Denn auch bei den Druckmodulationen würden sich die Kopplungseffekte negativ auswirken, da Bremsmomentschwankungen selbst zu Radträgerschwingungen führen.

2.8 Ableitung der Vorgehensmethodik

Kernziel der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung der Einflüsse von verstellbaren Schwingungsdämpfern auf das Bremsverhalten. Der hier herrschende Forschungsbedarf, zunächst im Bereich der Konzeptionierung und Simulation von geeigneten Dämpfungsverstellungen, und dann vor allem auf dem Gebiet des experimentellen Nachweises von Einflüssen und Auswirkungen, sowie das aus obigen, theoretischen Überlegungen abgeleitete interagierende Verhalten von Dämpfung, Radaufhängung und Bremssystem führen zur nachfolgenden Vorgehensmethodik.

Aus Sicht der Fahrsicherheit (gemäß obiger Definition) wird innerhalb dieser Arbeit an das vertikaldynamische Regelsystem Verstelldämpfung die Aufgabe der Konstanthaltung der dynamischen Radlast, bzw. der Reduzierung von Radlastschwankungen gestellt. Damit ist gemäß der Überlegungen zu erwarten, dass in ABV-geregelten Bremsungen, im Vergleich zu einer Bremsung mit größeren Radlastschwankungen, eine Erhöhung der Bremskraftübertragung realisiert wird.

Zur erfolgreichen Bearbeitung der formulierten Aufgabe ist daher ein geeignetes Regelkonzept für die dynamische Verstellung der Dämpfer zu entwickeln, das schließlich in experimentellen Untersuchungen aufzuzeigen hat, dass die Bremskraftübertragung bei geregelter Verstelldämpfung verbessert wird.

Hierfür werden innerhalb dieser Arbeit die beiden nachfolgenden, logisch aufeinander aufbauenden Arbeitspakete Simulation und Fahrversuch umgesetzt.

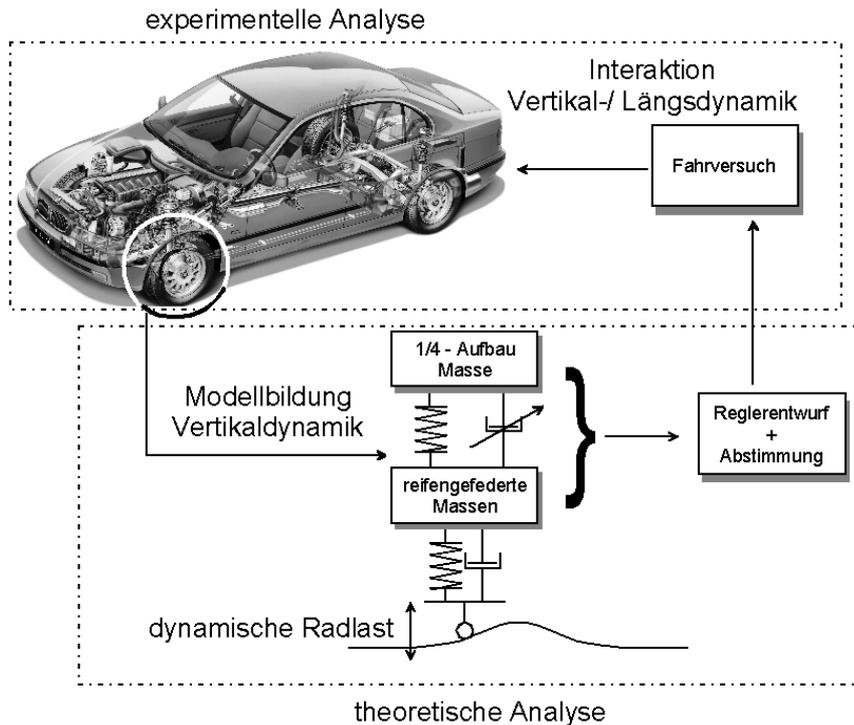


Bild 2-11: Schematische Darstellung der Vorgehensmethodik

2.8.1 Simulation

Das Ziel der positiven Beeinflussung des dynamischen Radlastverlaufs durch geregelte Verstelldämpfer wird zunächst theoretisch mit Hilfe von Simulationen an einem 1/4-Fahrzeugmodell untersucht. Hierfür wird in Kapitel 4 der sog. **Radlast-Konstant-Regler** (RKR) erarbeitet. Die durchgeführten Simulationen werden aufzeigen, dass der RKR den Radlastverlauf sowohl gegenüber einer konstant weichen als auch einer konstant harten Dämpfereinstellung verbessern kann. Die Bewertung der Radlastverläufe wird anhand von objektiven Kenngrößen (z.B. Standardabweichung der Radlastschwankung) erfolgen. Darüber hinaus werden Möglichkeiten und Grenzen eines sinnvollen Einsatzes der Dämpferregelung zur Verbesserung der Fahrsicherheit aufgezeigt.

2.8.2 Fahrversuch

Im zweiten Teil der Arbeit wird der Übergang in den Fahrversuch vollzogen. Hierfür werden mit einem Versuchsfahrzeug (obere Mittelklasse) zunächst in ungebremsten Fahrversuchen die Wirkungsweise der Dämpferregelung bei sinusförmigen Fahrbahnunebenheiten erforscht. Die so in Kapitel 4.5 erlangten Messergebnisse werden mit den Daten der Simulation verglichen.

Mit den daraus abgeleiteten Grundaussagen werden in einem anschließenden Schritt die entscheidenden Bremsversuche durchgeführt. Die Auswertung und Diskussion der Messdaten wird aufzeigen in wieweit die Annahme, dass eine Reduzierung von Radlastschwankungen zur Verbesserung des Bremsverhaltens führe, gerechtfertigt ist.

Ein weiteres Ziel der experimentellen Untersuchungen ist das Aufzeigen von Wechselwirkungen zwischen dynamischen Bremskräften und Radlasten.

3 Eingesetzte Forschungswerkzeuge

Zielsetzung der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung der Einflüsse von stufenlos verstellbaren Schwingungsdämpfern auf das instationäre Bremsen von Pkw. Hierbei wird ein Schwerpunkt auf die experimentelle Forschungsarbeit gelegt. Die Motivation hierfür sind die vielschichtigen und komplexen Wechselwirkungen einzelner Komponenten und Subsysteme im Fahrwerk, die in ihrer Ganzheitlichkeit nur realistisch am Gesamtfahrzeug untersucht werden können. Das nachfolgende Kapitel beschreibt die erstellten und eingesetzten Forschungswerkzeuge. Nach der Darstellung des Stands der Forschung wird unter anderem auf die wichtigen Systeme Verstelldämpfung, Versuchsfahrzeug und Versuchsstrecke näher eingegangen.

3.1 Stand der Forschung

Untersuchungen zur Interaktion der Vertikal- und Längsdynamik sind bis zum heutigen Zeitpunkt vornehmlich auf Basis von Simulationen durchgeführt worden. Experimentelle Arbeiten mit dem Ziel des Nachweises der Übertragbarkeit der Gesamtergebnisse in die Realität sind demgegenüber weniger verbreitet. Demzufolge beschreibt der aktuelle Stand der Forschung insbesondere theoretische Werkzeuge, wie z.B. aus der Sicht der Reifenforschung leistungsfähige FEM-Simulationsmodelle zur Untersuchung der Vorgänge im Reifenlatsch bei unterschiedlichen Radlast- oder Bremsmomentschwankungen [9, 10, 20, 153]. Gleichmaßen sind Arbeiten veröffentlicht, die umfangreiche und komplexe Modelle z.B. der Reibungsvorgänge in Schwingungsdämpfern in der Simulation eingesetzt haben [101, 147].

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchzuführenden Untersuchungen ist der Einsatz von experimentellen Forschungswerkzeugen vorgesehen. Instationäre Wechselwirkungen von Bremse und Reifen wurden u.a. von [53, 171] auf Innen- oder Außentrommelprüfständen vorgenommen. Einen Schritt weiter in Richtung realer Fahrbahn wurde z.B. in [162] durch den Einsatz eines Flachbahnprüfstandes gegangen, indem der Reifen nicht mehr auf einer gekrümmten Fläche abrollt. Untersuchungen zum vertikalen Schwingverhalten adaptiver Radaufhängungen auf Viertelfahrzeugprüfständen (ohne drehendes Rad) sind ebenfalls im Schrifttum bekannt [74, 75, 76].

Die möglichst reale Darstellung aller Randbedingungen ist beim Einsatz eines kompletten Fahrzeugs auf einer ebenen Fahrbahn am besten umsetzbar [9, 10], sofern die Versuche ausreichend reproduzierbar durchgeführt werden können. Letzteres ist bei Fahrversuchen schwieriger als bei Laboruntersuchungen. Deshalb ist beim Design des Messsystems sowie der Aufrüstung des Versuchsfahrzeugs (Kapitel 3.4 und 3.5) besonders auf die Schaffung von Werkzeugen zur Gewährleistung der Reproduzierbarkeit geachtet worden. Die Auswahl der Messgrößen, Sensorsysteme, Packaging im Fahrzeug ist in Anlehnung an die Arbeiten [150, 151, 162, 174] mit, für diese Arbeit benötigten, Erweiterungen vorgenommen worden.

3.2 Verstelldämpfungssystem

In den letzten Jahren ist die Anzahl von unterschiedlichen Systemen für verstellbare Pkw-Schwingungsdämpfer stetig gestiegen. Dennoch sind die Seriensysteme bisher nur in Fahrzeugen der Oberklasse, dort allerdings weit verbreitet, oder Fahrzeugen der gehobenen Mittelklasse mit stark zunehmender Tendenz, vorzufinden. Seit Anfang der 80er Jahre werden elektronisch geregelte Dämpfungssysteme entwickelt und gefertigt, die Anfangs mit einfachen, handgeschalteten elektromotorischen Verstellungen ausgeführt wurden. Heute sind schnell schaltende, elektromagnetische Systeme mit diskreten Dämpfungsstufen bis hin zu den aufwendigeren stufenlosen mit kontinuierlich wirkenden Dämpfventilen Stand der Serie. Die Verstellung der Dämpfung erfolgt dabei wahlweise durch intern oder extern angeordnete Verstellkomponenten am Dämpfer. Die Ansteuerung dieser erfolgt in der Regel elektrisch, kann aber in Kombination mit einer Luftfederung z.B. lastabhängig auch pneumatisch erfolgen.

3.2.1 Aufbau und Funktionsweise

Für die durchgeführten Forschungsarbeiten wurden stufenlos verstellbare, hydraulische Schwingungsdämpfer eingesetzt. Die Dämpfungsverstellung erfolgt über jeweils ein elektromagnetisches Verstellventil pro Dämpfer, das sich in dessen Innerem an der Kolbenstange befindet. Eine zweiadrige Steuerleitung des Elektromagneten wird durch die hohle Kolbenstange ins Fahrzeuginnere zum Steuergerät geführt. Der Dämpfer ist als druckbehafteter Zweirohrdämpfer ausgeführt. An der Vorderradaufhängung des Versuchsfahrzeugs (siehe auch Kapitel 3.4) übernimmt der Dämpfer innerhalb einer Federbeinkonstruktion zusätzlich Radführungsaufgaben. An der Mehrlenker-Hinterachse wird der Dämpfer ausschließlich als Schwingungsdämpfer eingesetzt und elastisch sowohl am Fahrzeugaufbau als auch an einem Radführungslenker angebunden. In Bild 3-1 ist der prinzipielle Aufbau eines Verstelldämpfers aufgezeigt.

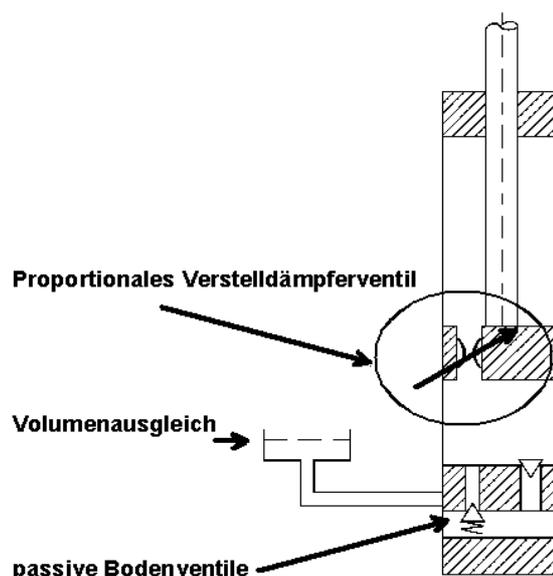


Bild 3-1: Prinzipsskizze des eingesetzten Verstelldämpfers [34], mod.

Der Dämpfer weist ein Proportional-Verstellventil als integralen Bestandteil des Verdrängerkolbens an der Kolbenstange auf. Das Bodenventil ist rein passiv ausgeführt. Das bedeutet, dass die Verstellung der Dämpfung ausschließlich im Kolbenventil erfolgt. Der schematisch dargestellte Volumenausgleich bei ein- und ausfahrender Kolbenstange wird bei dem eingesetzten Zweirohrdämpfer mittels des vorgehaltenen, kompressiblen Gasvolumens im Außenrohr ausgeführt.

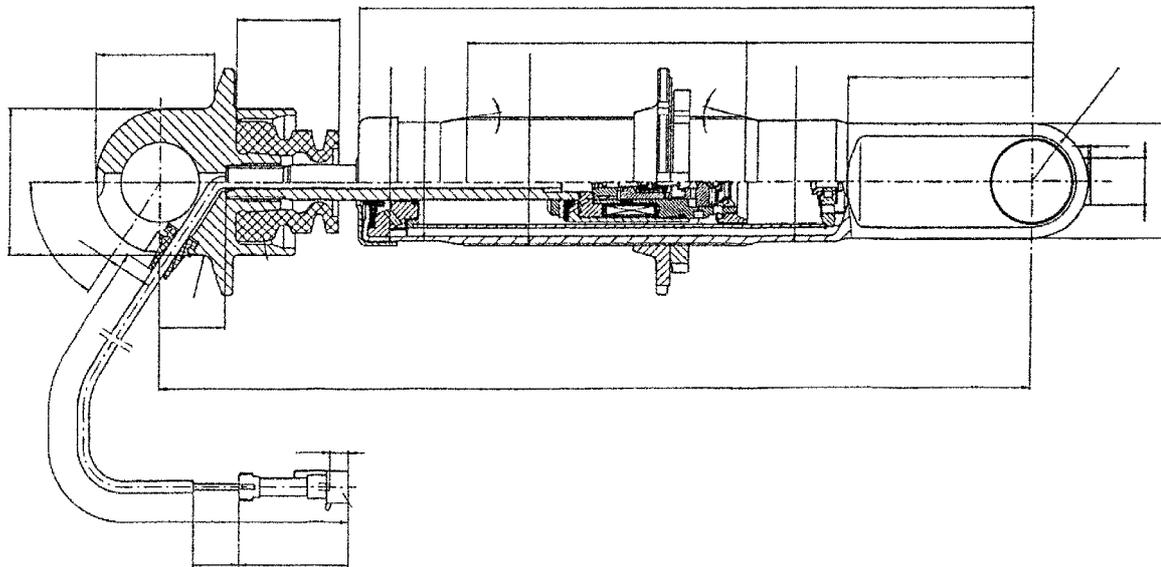


Bild 3-2: Schnittdarstellung – Verstelldämpfer mit integriertem Proportionalventil [34]

Die im Versuchsfahrzeug eingesetzten Verstelldämpfer gleichen hinsichtlich des Funktionsaufbaus der Darstellung in Bild 3-2. Seitens des Bauraums der Dämpfer innerhalb der Rad-aufhängung werden im Vergleich zu den passiven Ausführungen keine Zusatzanforderungen gestellt. Die dargestellte Verkabelung des Magneten erfolgt, wie oben beschrieben, im Inneren der hohl ausgeführten Pleuelstange. Infolge dessen muss der Durchmesser der Pleuelstange im Vergleich zur massiven Ausführung bei konventionellen, nichtverstellbaren Dämpfern, vergrößert werden. Die für die Verstellung des Dämpferventils relevante physikalische Größe ist der elektrische Strom in den Ankerwicklungen. Dieser wird beim eingesetzten Dämpfer in einem Bereich zwischen 0A und 1,8A stufenlos variiert. Gemäß den Sicherheitsanforderungen soll die Dämpfung bei Systemausfall möglichst hart sein, was im Hinblick auf eine Beibehaltung der Fahrsicherheit in der Regel zu empfehlen ist. Dies bedeutet, dass der Verstelldämpfer bei einer Ankerbestromung von 0A sich auf der maximalen Dämpfung befindet. Im *fzd*-Versuchsfahrzeug werden die Dämpfer wahlweise manuell durch den Versuchsfahrer, oder fahrsituationsadaptiv über eine spezielle Regelung (siehe Kapitel 4.2) verstellt. Bild 3-3 zeigt den Signalfluss ausgehend von einem Sollwert bis zur realisierten Kraft an der Pleuelstange des Dämpfers.

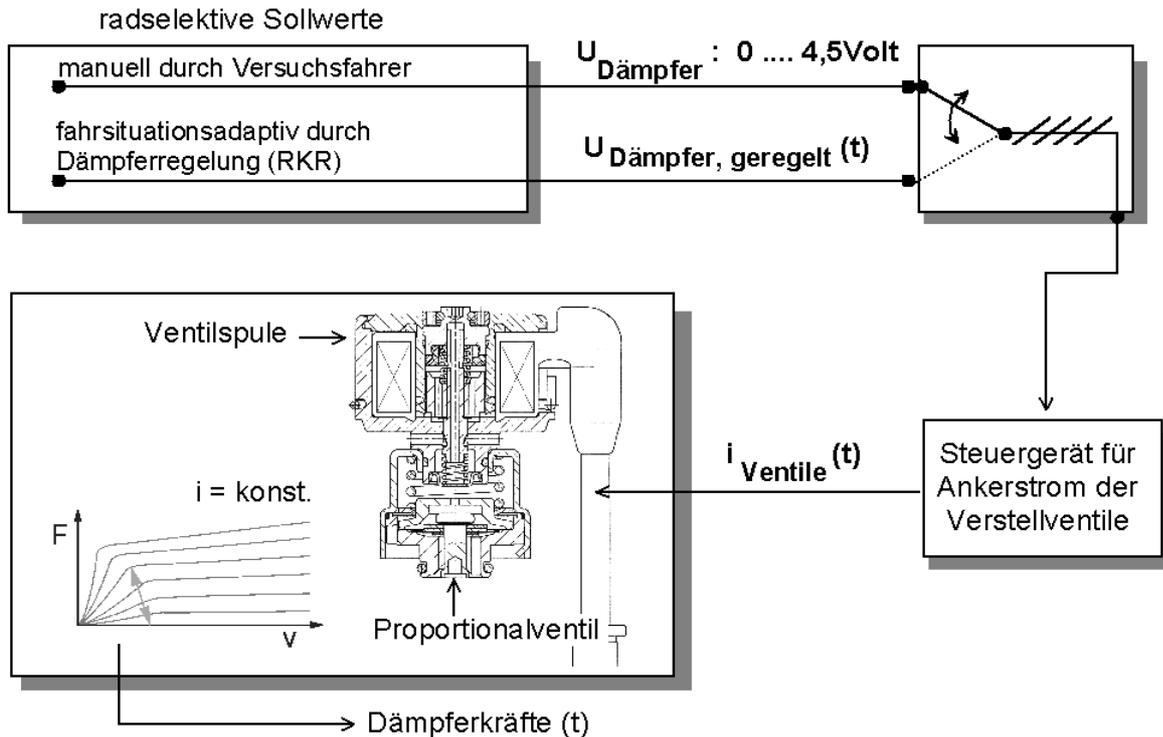


Bild 3-3: Ansteuerung / Dämpfungsverstellung

Die Sollwertvorgabe für die einzustellende Dämpfung erfolgt im Fahrzeug radselektiv. D.h. dass grundsätzliche alle Signalleitungen in Bild 3-3 vierfach zu verstehen sind. Der Dämpfungssollwert wird mit einem Spannungswert im Intervall [0, 4.5Volt] definiert. Dabei entspricht der Wert 0V der härtesten und 4.5V der weichsten darstellbaren Dämpfung. Ausgehend von der Entscheidung, ob die Dämpfer im geregelten oder im manuellen Modus betrieben werden, wird die jeweilige Dämpferspannung an das Steuergerät weitergeleitet. Dort wird der Ankerstrom der Proportionalventile entsprechend dem Sollwert auf das oben beschriebene Stromintervall [0A, 1.8A] eingestellt. Die Übertragungsfunktion der elektrischen Strecke (vom Spannungseingang zum Spulenstrom) weist infolge des dominanten Verhaltens der Induktivität der Spule PT_1 -Verhalten mit einer charakteristischen Zeitkonstante von ca. 5ms auf. Der Ventilstrom wird radselektiv über Verkabelungen an die Proportionalventile weitergeleitet, die mit einer dem Strom entsprechenden Auslenkung des Ankers reagieren. Die Folge von unterschiedlichen Ankerpositionen des Proportionalmagneten im Verstellventil ist somit die gewünschte Änderung des hydraulischen Fließwiderstandes im Dämpfer.

Durch den beschriebenen Aufbau der Dämpferverstellung ist eine einfache und im Versuchsfahrzeug gut einsetzbare, radselektive Ansteuerung der Dämpfer gegeben.

3.2.2 Statisches und dynamisches Verhalten

Die im Rahmen der Forschungsarbeiten eingesetzten Dämpfer dienen vornehmlich der unterschiedlich gearteten Beeinflussung des vertikaldynamischen Schwingungsverhaltens der Radaufhängung des Versuchsfahrzeugs. Bild 3-3 ist zu entnehmen, dass der Spannungssollwert der Dämpfung wahlweise manuell durch den Fahrer, also stationär, oder fahr-situations-

tionsadaptiv geregelt, dann meist hochdynamisch erfolgt. Dementsprechend ist die Kenntnis sowohl des statischen als auch des dynamischen Verhaltens der Dämpfer wichtig. Eine gut nachvollziehbare und bekannte Darstellung des quasistatischen Dämpferverhaltens ist die Auftragung der resultierenden Dämpferkraft über der Kolbenstangengeschwindigkeit. In Bild 3-4 sind die mit dem eingesetzten Vorderachs-Verstelldämpfer darstellbaren Dämpferkräfte für jeweils konstante Ventilbestromung aufgezeigt.

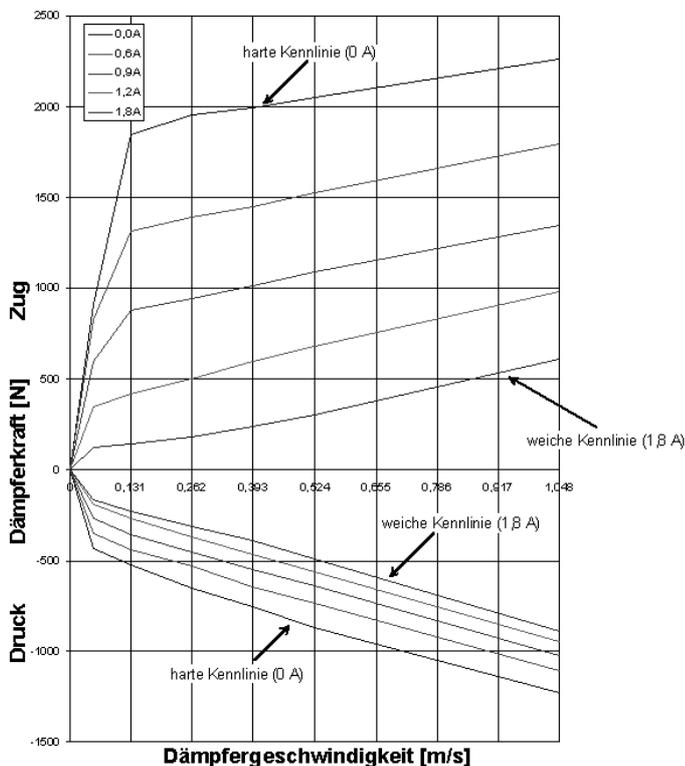


Bild 3-4: Dämpferkennfeld eines Vorderachsdämpfers

Charakteristisch für den im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Verstelldämpfer ist die in Druck- und Zugrichtung nur gleichermaßen gegebene Verstellmöglichkeit. Das bedeutet, dass bei einer konstanten Ventilbestromung die Dämpfung in beiden Bewegungsrichtungen tendenziell härtere oder weichere Werte darstellt. Ferner weist der Dämpfer nach wie vor die klassische Aufgabenteilung von Zug- und Druckstufendämpfung auf. Zur Entschärfung des bekannten Zielkonflikts zwischen Fahrkomfort und –sicherheit haben passive Schwingungsdämpfer in der Regel eine um den Faktor ca. 2 höhere Zug- als Druckstufendämpfung. Damit werden aus Komfortgründen hochdynamische Druckstufenkräfte weniger stark an den Fahrzeugaufbau weitergeleitet. Der maßgebliche Abbau der Schwingungsenergie erfolgt dann in der härter ausgelegten Zugstufe, was die vertikale Aufbaubewegung meist weniger negativ beeinflusst. Grundsätzlich könnte bei den stufenlosen Verstelldämpfern von dieser Auslegungsphilosophie abgesehen werden. Dass die ersten in Serie befindlichen Systeme diese Auslegung immer noch aufweisen, liegt im Wunsch begründet, für einen konstanten Ventilstrom, d.h. ohne benötigte Schaltvorgänge, eine konventionelle Normalabstimmung der Dämpfer darzustellen.

Das Design der Dämpferkennlinie für eine konstante Ventilbestromung wird im Wesentlichen in zwei Abschnitten erläutert. Die relativ großen Gradienten der Dämpferkräfte über der Kolbenstangengeschwindigkeit für geringe Geschwindigkeitsbeträge werden mit dem Ziel einer möglichst guten Bedämpfung von niederfrequenten Aufbaubewegungen bei sehr geringen Dämpfergeschwindigkeiten ausgeführt. Im zweiten Bereich, ab ca. 0,1m/s knicken die Kennlinien degressiv ab. Dem schließt sich ein Übergang in einen näherungsweise linearen Zusammenhang von Kraft und Geschwindigkeit an. Bild 3-4 ist ferner zu entnehmen, dass bei den eingesetzten Verstelldämpfern infolge von konstruktiv vorgegebenen Randbedingungen die Spreizung zwischen maximaler und minimaler Dämpferkraft in der Druckstufe deutlich geringer als in der Zugstufe ist. Darüber hinaus nimmt die Spreizung mit zunehmender ab. Quantitativ bedeutet dies für die eingesetzten Verstelldämpfer eine Zugstufenspreizung von 3,71:1 (hart:weich) bei 1m/s bis zu 10,83:1 bei 0,26 m/s Kolbenstangengeschwindigkeit; in der Druckstufe betragen die entsprechenden Werte 1,38:1 bzw. 2,10:1. Den Zahlenwerten ist der große Unterschied zwischen der Zug- und Druckstufenspreizung zu entnehmen. Da diese ein Hauptparameter zur Quantifizierung der Eingriffsmöglichkeiten unterschiedlicher Dämpfungen auf das vertikale Schwingungsverhalten darstellt (siehe Kapitel 4.4.1), ist dies besonders zu erwähnen.

Das dynamische Verhalten unterscheidet sich vom eben beschriebenen. Im Rahmen dieser Arbeit ist unter dem dynamischen Verhalten der Dämpfer insbesondere der zeitliche Zusammenhang des Kraftaufbaus an der Kolbenstange des Dämpfers auf Sollwertänderungen der Eingangsspannung in das Steuergerät der Ventilverstellung zu verstehen. Bild 3-5 veranschaulicht das dynamische System.

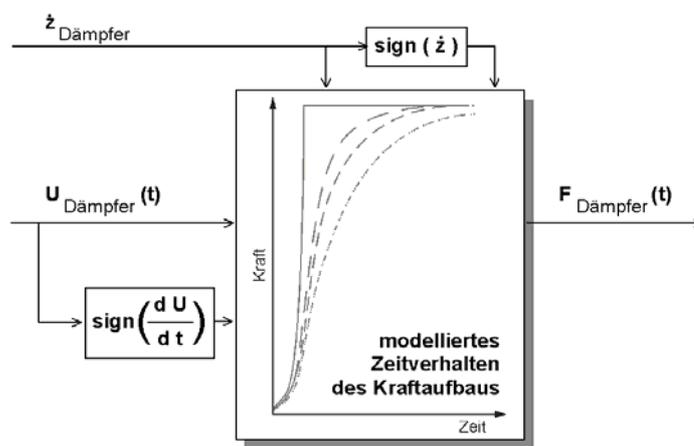


Bild 3-5: Ersatzmodell für das dynamische Zeitverhalten des Kraftaufbaus im Dämpfer bei Sollwertänderungen

Auf eine Änderung der Sollwertspannung reagiert die Dämpferkraftänderung stets zeitverzögert. Die Größe des Zeitverzugs ist dabei im Wesentlichen von drei Hauptparametern abhängig:

- Betrag der Kolbenstangengeschwindigkeit,
- Bewegungsrichtung der Kolbenstange (Zug oder Druck),
- Schaltrichtung des Verstellventils (härter oder weicher).

Darüber hinaus sind konstruktiv fest vorgegebene Einflussparameter zu beachten, auf die jedoch aufgrund der nicht gegebenen Beeinflussungsmöglichkeit innerhalb dieser Arbeit nur am Rande eingegangen werden kann. Es handelt sich dabei unter anderem um:

- Elastizitäten des Dämpferfluids,
- mechanische Elastizitäten der Dämpferrohre,
- Elastizität des Kopflagers in der Anbindungsstelle zum Fahrzeugaufbau [34].

Grundsätzlich zeigen Messungen des Dämpferherstellers auf, dass das dynamische Kraftaufbauverhalten bei Sollwertänderungen gut durch eine PT_1 -Funktion mit variablen Zeitkonstanten approximierbar ist. Die adaptiven Zeitkonstanten werden über die drei weiter oben aufgeführten Hauptparameter quantifiziert. Nachfolgende Tendenzaussagen haben für alle Schaltvorgänge Geltung.

Die Zeitkonstanten im dynamischen Kraftaufbau reduzieren sich:

- mit zunehmender Kolbenstangengeschwindigkeit,
- bei Schaltvorgängen in der Druckstufe (im direkten Vergleich zur Zugstufe),
- bei einer Reduzierung der Dämpfung (Schaltung in Richtung ‘weich’).

Exemplarisch bedeutet dies die höchste erzielbare Verstelldynamik im Dämpfer bei hohen Kolbenstangengeschwindigkeiten in der Druckstufe und einer Schaltung in Richtung weicherer Dämpfung.

3.3 Simulationsmodelle

Um die Untersuchung des Einflusses von verstellbaren Schwingungsdämpfern auf das Bremsverhalten, insbesondere später zielgerichtet im Fahrversuch, durchzuführen, werden zunächst in einem ersten Schritt die Beeinflussungsmöglichkeiten einer geregelten Dämpfungsverstellung auf die Vertikaldynamik beleuchtet. Dabei stellt der Verlauf der dynamischen Radlast als wichtige Fahrsicherheitsgröße in Abhängigkeit zu unterschiedlichen Dämpfungen im Fahrwerk die entscheidende Bewertungsgröße dar. Motivation hierfür ist die ursächliche Eingriffsmöglichkeit eines Schwingungsdämpfers insbesondere auf vertikaldynamische Vorgänge in der Radaufhängung. In einem anschließenden Schritt werden dann im Fahrversuch die Interaktionen zur Längsdynamik bei Bremsvorgängen analysiert.

Das nachfolgende Kapitel beschreibt das im Rahmen der vorliegenden Arbeit erarbeitete und eingesetzte Simulationsmodell für den Entwurf und die Abstimmung der Dämpferregelungen. Das entwickelte 3-Freiheitsgrade-Vertikaldynamikmodell bildet die vordere linke Fahrzeugecke des Versuchsfahrzeugs ab.

Ausgehend von den aufgestellten, nichtlinearen Differentialgleichungen zur Beschreibung des dynamischen Systemverhaltens wird ein Simulationsmodell mit Hilfe des Programms MatlabSimulink[®] [99] programmiert. Bei der Erstellung des Modells wird auf dessen modularen Aufbau geachtet [185], um später einfach einzelne Subsysteme austauschen bzw. relevante Parameter leicht variieren zu können. Die Modellstruktur ist eng an den realen Aufbau der Radaufhängung im Versuchsfahrzeug angelehnt.

3.3.1 Stand der Forschung

Der stark zunehmende Entwicklungsaufwand auf dem Gebiet der Simulation eröffnet grundsätzliche große und weite Möglichkeiten von theoretischen Voruntersuchungen. Die Qualität der Ergebnisse ist eng mit der Güte des eingesetzten Modells verknüpft. Dies bedeutet, dass die Verlässlichkeit von Simulationen die Kenntnis des Systemaufbaus und vor allem der Parameter voraussetzt. Der alleinige Einsatz von leistungsfähigen Simulationsprogrammen bei wenig bekannten Eingabegrößen ist nicht zielführend, ein phasenweise aber dennoch beschrittener Weg. Der Einsatz von vermeintlich einfachen Simulationsmodellen, mit überschaubarer Parameteranzahl und verlässlichen Datensätzen, hat daher nach wie vor seine Daseinsberechtigung. Viertelfahrzeugmodelle werden in vielen Arbeiten zum Thema Verstelldämpferregelung und Aktive Fahrwerke verwendet [49, 55, 58, 60-65, 72, 81, 106, 107, 124-131, 164, 167, 168, 180, 185].

Aus der Sicht der Reifenforschung finden jedoch durchaus komplexere Reifenmodelle zunehmenden Einzug in die 2- oder 3-Massen-Modelle von Radaufhängungen. Die einfachste Abbildung des Reifenverhaltens, sowohl über eine lineare als auch über eine nichtlineare Feder üblich [21, 103, 185], ist allerdings zur Formulierung von Tendenzaussagen nach wie vor ein vielerorts erfolgreich angewendetes Vorgehen.

Hinsichtlich der Einbindung von leistungsfähigen Regelungen innerhalb eines echtzeitfähigen Gesamtfahrzeugmodells sind in [134] Untersuchungen durchgeführt worden. Insbesondere mit dem Ziel der zeitlichen Optimierung von mathematischen Lösungsverfahren in der Mehrkörpersimulation werden hier theoretische Forschungstätigkeiten, am Beispiel einer Verstelldämpferregelung, beschrieben. Das eingesetzte Fahrzeugmodell zeichnet sich durch seine Skalierbarkeit aus, wodurch eine einfache Anpassung an unterschiedliche Fahrzeuge gegeben ist. Die Abbildung der auf Basis einer elektrorheologischen Flüssigkeit ausgeführten Verstelldämpfer erfolgt über unterschiedliche Modelle aus der Literatur. Die Verifikation der erlangten Regelungsergebnisse anhand von experimentellen Ergebnissen ist zum jetzigen Zeitpunkt dem Verfasser nicht bekannt.

Zusammenfassend wird angegeben, dass sich die Aufgabenschwerpunkte der unterschiedlichen Forschungsarbeiten naturgemäß unterscheiden. Eine Vielzahl von Arbeiten sind auf dem Gebiet der leistungsfähigen FEM- oder MKS-Simulationen mit entsprechend aufwendigen Modellen, oft anhand von fahrzeugtechnischen Fragestellungen, insbesondere aus der Sicht der Forschung auf den Gebieten Mathematik, Numerik, Materialwissenschaften oder Regelungstechnik veröffentlicht. Der Schwerpunkt innerhalb der vorliegenden Arbeit aus Sicht der fahrzeugtechnischen Forschung ist eindeutig der zielgerichtete Einsatz des Simulationsmodells vornehmlich als Werkzeug.

3.3.2 Anforderungen an die Modellgüte

Kernziel der Simulationen ist der Entwurf von Fahrsicherheitsreglern für Verstelldämpfer. Regelungsziel ist eine positive Beeinflussung der dynamischen Radlast. Die Anforderung an die Simulation ist damit das Liefern von verlässlichen und ordnungsgemäßen Aussagen zum qualitativen Verlauf der simulierten dynamischen Radlast, bzw. der daraus abgeleiteten

Tendenzaussagen. Absolute, quantitative Werte sind zwar wichtig für die Beurteilung der unterschiedlichen Reglerversionen untereinander in der Simulation, eine Übertragung der zahlenmäßigen Ergebnisse in die Realität ist an dieser Stelle jedoch nicht erforderlich und wird daher auch nicht ursächlich verfolgt. Hierfür ist eine, im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgenommene Erhöhung des Modellierungs- und Simulationsaufwand unabdingbar.

Wie bereits in den vorgeschalteten Kapiteln erläutert, werden die Schwingungserregungen vornehmlich durch eine Straßenanregung erfolgen. Vertikalschwingungen in der Radaufhängung werden in einem Frequenzband zwischen [0Hz, 35Hz] betrachtet. Damit sind alle für die Fahrsicherheit relevanten Vertikalfrequenzbereiche abgedeckt [185]. Da die Simulation vornehmlich dem Reglerentwurf dient, wird ausschließlich eine Abbildung der Vertikaldynamik des Systems vorgenommen. Die durchzuführenden Offline-Simulationen erfordern keine Echtzeitfähigkeit des Modells, weshalb die Rechenzeitoptimierung bei der Modellprogrammierung eine nur untergeordnete Rolle spielt. Der Detaillierungsgrad der einzelnen Subsysteme des Modells unterscheidet sich je nach Anforderung.

Ausgehend von diesen Vorbemerkungen werden nachfolgend Angaben zur Modellierungstiefe der dargestellten $\frac{1}{4}$ -Fahrzeugecke gegeben.

- Massen und deren Verteilungen werden entsprechend den realen Verhältnissen im Fahrzeug abgebildet.
- Die Massen werden als konstant angenommen. Dynamische Achslastverschiebungen werden in Anlehnung an die Fahrversuche nicht vorgenommen.
- Für eine möglichst genaue Abbildung des vertikalen Kraftflusses in der Radaufhängung wird das statische und dynamische Verhalten des Domlagers eindimensional abgebildet. [164]
- Die Aufbaufeder wird als lineare, masselose Steifigkeit modelliert.
- Das Versuchsfahrzeug wird im Rahmen der Forschungsarbeiten nur symmetrisch (symmetrisch zur Fahrzeug-Längsachse) angeregt. Dementsprechend ist eine Berücksichtigung des Torsionsstabilisators nicht notwendig.
- Feder- und Dämpferübersetzung sowie die Kinematik der Radaufhängung bei Ein- und Ausfedervorgängen werden in das Modell übertragen.
- Eine Abbildung der in der x-y-Ebene wirkenden, z.B. elastokinematischen Radführungsbauteile erfolgt nicht.
- Die Modellierung des Reifens erfolgt in Form einer vertikalen Steifigkeit. Deren Kennlinie wird nichtlinear abgebildet. Der Verzicht auf die Reifendämpfung entspricht dem weit verbreiteten Vorgehen bei Vertikalanregungen unter 50Hz [55, 73, 183].
- Die Abbildung des Verstelldämpfers erfolgt mit Hilfe von zwei Subsystemen. In Anlehnung an Kapitel 3.2.2 wird sowohl das statische als auch das dynamische Verhalten im Modell implementiert.
- Die Berücksichtigung der Fahrgeschwindigkeit erfolgt durch entsprechende Skalierung der Fahrbahngeometrie (und damit des Vektors der Fußpunkterregung). Darüber hinaus wird das gekoppelte vertikale und horizontale Einfederungsverhalten des Reifens beim Überrollen von Fahrbahnhindernissen berücksichtigt.

Ausgehend von den genannten Randbedingungen bei der Modellerstellung sowie dessen daraus ableitbaren Geltungsbereich wird im nachfolgenden Abschnitt das erstellte 3-Freiheitsgrade-Modell näher erläutert.

3.3.3 Modellierung der Fahrzeugecke

In Bild 3-6 ist zunächst eine Vorradaufhängung dargestellt, die der des Versuchsfahrzeugs in der Funktionsweise und der Aufgabenverteilung sehr ähnlich ist.

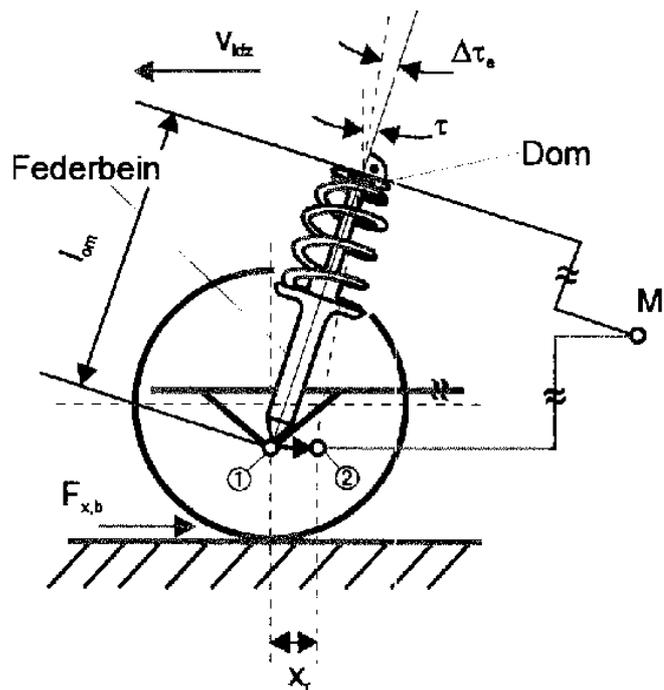


Bild 3-6: McPherson-Vorderradaufhängung [151]

Die in der xz -Ebene dargestellte Radaufhängung weist die relevanten Radführungskomponenten Feder-/Dämpferbein, Quer- und Längslenker auf. Infolge der fahrzeugspezifischen kinematischen Verhältnisse (Längenverhältnisse, Spreizung, etc.) werden die vorhandenen Übersetzungen zwischen den Dämpfer-, Feder- und vertikalen Radbewegungen im Modell in dem Block „Radaufhängungsgeometrie“ (Bild 3-7) berücksichtigt. In Anlehnung an den vertikalen Kraftfluss in der Radaufhängung des Versuchsfahrzeugs wird das in Bild 3-7 abgebildete Modell des 3-Massen-Freiheitsgrade-Schwingers der Simulation zu Grunde gelegt. Die anteilige Aufbaumasse m_A berechnet sich aus der gemessenen statischen Radlast des Versuchsfahrzeugs am vorderen linken Rad im messfertigen Zustand (Fahrer + Messtechnikbediener im Fond) abzüglich der beiden fahrwerkinternen Massen m_D und m_R . Dabei entspricht m_D der Masse der Kolbenstange des Dämpfers inklusive aller mit ihr bewegten Bauteile bis zur Anbindungsstelle am Domlager. Die Masse aller reifengefederten Bauteile wird durch den Parameter m_R repräsentiert. Die Schwingungsanregung erfolgt durch eine Fußpunktverschiebung, die durch den Vektor $h_{\text{Straße}}$ im Modell vorgegeben wird.

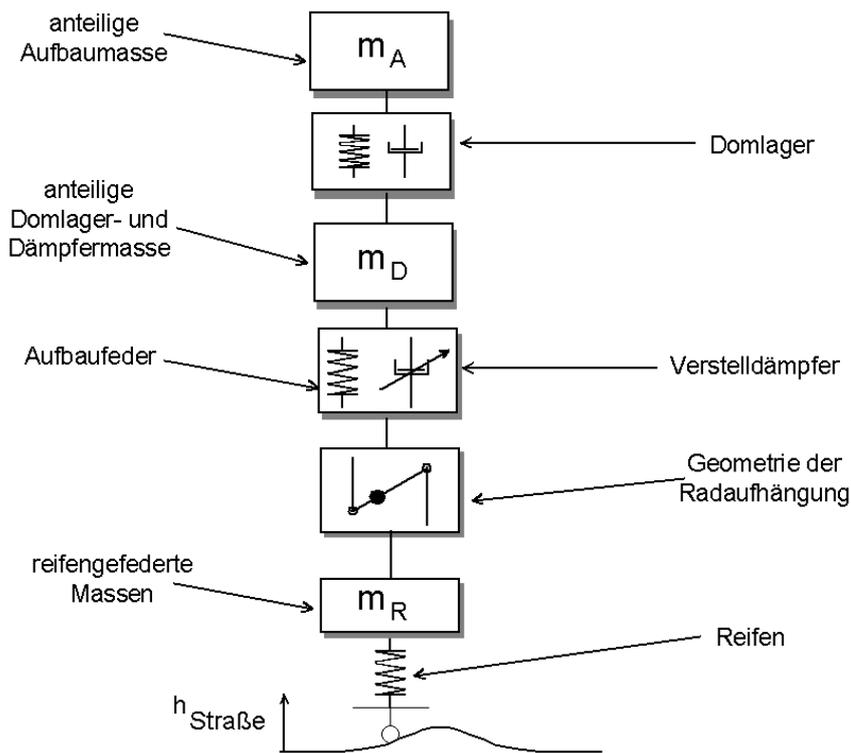


Bild 3-7: Simulationsmodell für den Entwurf der Dämpferregelung

Dessen Verlauf richtet sich nach der Fahrgeschwindigkeit und der Fahrbahngeometrie. Eine detaillierte Beschreibung der Fahrbahngeometrie erfolgt im Rahmen der Erläuterungen zur Versuchsstrecke im Abschnitt 3.5. Es sei jedoch erwähnt, dass für die Simulation grundsätzlich die identischen Fahrbahnanregungen wie im Fahrversuch eingesetzt werden. Dabei wird infolge des ausschließlich vertikaldynamisch abgebildeten Modells die horizontale Reifeneinfederungen zusätzlich im Subsystem Fahrbahnanregung implementiert [20, 145]. **Bild 3-8** zeigt das grundsätzliche Vorgehen.

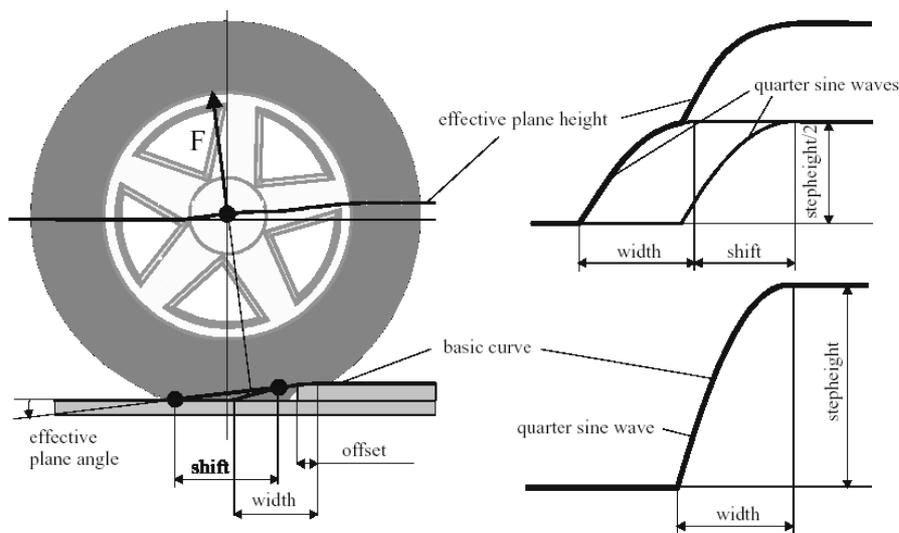


Bild 3-8: Modellvorstellung des horizontalen Reifeneinfedern infolge von Fahrbahnhindernissen [145]

Im Allgemeinen führt die genannte Berücksichtigung hinsichtlich der vertikalen Radträgerbewegung zu einem angestrebten „Verwaschen“ von Profilkanten der Fahrbahnhindernisse. Der Reifen vermeidet die Weiterleitung von Unstetigkeiten in den Vertikalwegverlauf des Radträgers.

Die Modellierung des Verstelldämpfers wird in zwei Stufen vollzogen. Zunächst wird das statische Verhalten des Dämpfers über die Abbildung des 3-dimensionalen Kennfeldes realisiert. Eingänge in das Kennfeld stellen die Kolbenstangengeschwindigkeit sowie der Ventilstrom dar. Daraus lässt sich die jeweils stationär wirkende Dämpferkraft berechnen. In der zweiten Stufe wird das dynamische Verhalten bei Sollwertänderungen berücksichtigt. Das globale Kraftaufbauverhalten bei Schaltvorgängen wird, wie oben bereits erwähnt, mittels eines PT_1 -Verhaltens abgebildet. Dabei treten Zeitverzögerungen sowohl in der Elektronik (Verlauf des Ankerstroms) als auch im Dämpfer selbst auf. Nachfolgendes [Bild 3-9](#) verdeutlicht die Zusammenhänge:

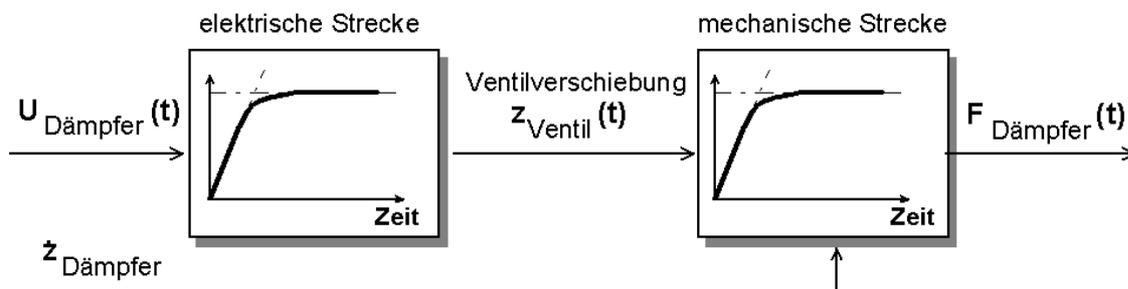


Bild 3-9: Dynamisches Verhalten des Verstelldämpfers (inkl. Elektronik) bei Sollwertänderungen

Im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Simulationen haben aufgezeigt, dass eine explizite Unterscheidung zwischen den PT_1 -Gliedern keine nachweislichen Auswirkungen auf die Ergebnisse hatte. Aus diesem Grund werden für alle nachfolgenden Simulationen beide Glieder zu einem zusammengefasst. Programmiertechnisch ist es sinnvoll dieses in den elektrischen Signalfluss und nicht in das Kennfeldmodul zu integrieren, da die Zeitverzögerungen nur bei Schaltvorgängen auftreten. Bei der Einbindung in den Kraftfluss würde das zeitverzögerte Kraftaufbauverhalten auch z.B. bei einer ausschließlichen Änderung der Kolbenstangengeschwindigkeit wirken, was nicht dem Wirkungsmechanismus entspricht. Da wie bereits aufgezeigt das Zeitverhalten nicht für alle Betriebszustände gleich ist, sondern von mehreren Parametern abhängig ist, wird das dynamische Verhalten ebenfalls als Kennfeld abgelegt.

Der im Modell enthaltene Reglerblock ist im Hinblick auf eine leichte Austauschbarkeit ebenfalls modular in das Gesamtmodell eingebunden.

Mit dem erstellten 3-FG-Modell werden alle Simulationen für den Entwurf und die Vorabstimmung der Regelung für die Verstelldämpfer durchgeführt. Da für die Konzeptphase des Reglerentwurfs kein quantitativer Abgleich zwischen Modell und Versuchsfahrzeug benötigt wurde, ist auf eine Validierung des Gesamtmodells mit Hilfe von realen Messdaten (wie z.B. dynamische Radlast) verzichtet worden. Vielmehr wurde die Validierung der Teil- sowie des Gesamtmodells derart durchgeführt, dass ein Vergleich der Lagen der beiden verti-

kalen Eigenfrequenzen (Radträger- und Aufbaueigenfrequenz, 11Hz bzw. 1,2Hz) des Modells mit den Fahrzeugdaten vorgenommen wurde, was z.B. für die Entscheidung hinsichtlich der Verteilung der Anregungsfrequenzen durch die Hindernisse genutzt wurde. Der abschließende Abschnitt 3.3.4 beschreibt kurz die unterschiedlichen Quellen für die Beschaffung der Simulationsparameter.

3.3.4 Parameterbeschaffung

Die für die Simulation verwendeten Datensätze werden in drei Gruppen eingeteilt:

- Kinematische Größen der Radaufhängung: Quelle Fahrzeughersteller,
- Reifen- und Domlagerverhalten: Quelle *fzd*-Messungen,
- Dämpferverhalten: Quelle Dämpferhersteller.

Für die Bestimmung des vertikalen Systemverhaltens des Reifens und des Domlagers wird ein Hydropuls-Prüfstand eingesetzt. Nachfolgendes Bild 3-10 zeigt den Messaufbau mit montiertem Reifen.

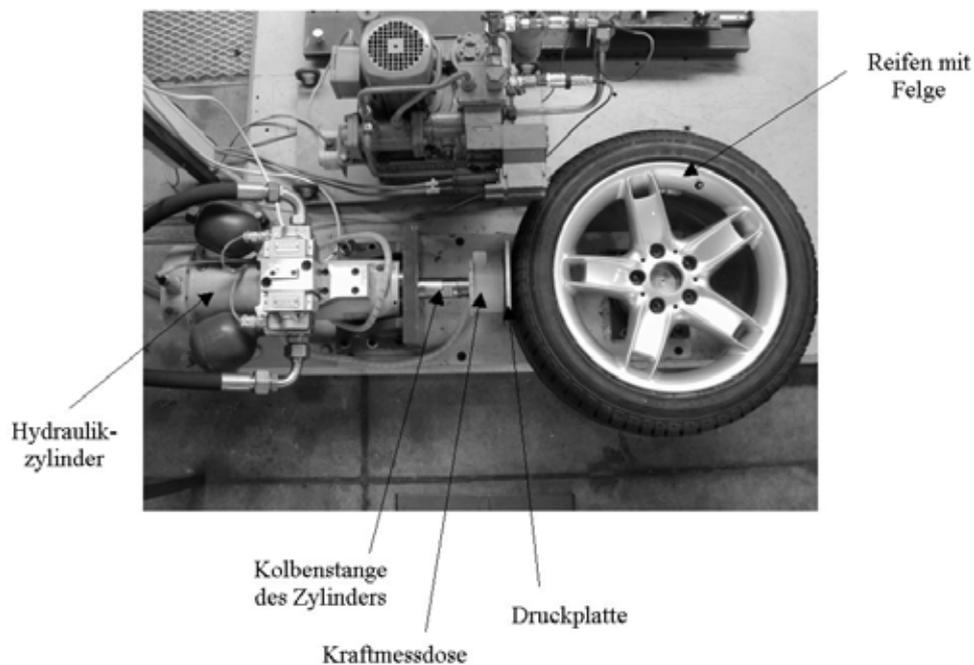


Bild 3-10: Messaufbau zur Bestimmung des vertikalen Reifenverhaltens

Der Prüfstand [143] besteht aus einem horizontal ausgerichteten, hydraulischen Zylinder, der innerhalb der Prüfstandsbetriebsgrenzen nach Sollwertverläufen weggeregelt ein- und ausgefahren wird. Am Ende der Kolbenstange des Zylinders befinden sich ein DMS-Kraftmessdose [143] sowie eine Druckplatte. Zylinder und zu messendes Element (Felge, Aufnahme für Domlager) sind beide mit dem Prüfstandsgestell fest verschraubt. Die ausfahrende Kolbenstange übt über die Kraftmessdose sowie die Druckplatte eine Kraft auf den Reifenlatsch aus. Als Messgrößen werden bei diesem Versuch die vertikale Latschkraft sowie der Verfahrweg und die –geschwindigkeit der Kolbenstange erfasst. Da die Kraftmessdose alle Bewegungen mit vollzieht, werden die Kraftmessdaten bei instationären Bewegungen infolge der vorhandenen Trägheitsterme korrigiert. Im Rahmen der Messungen zur

Parameterbeschaffung wurden sowohl der Reifen als auch das Domlager mit unterschiedlichen Profilen (Amplitude und Frequenz) angeregt.

Die Auswertung der Messungen des Reifens ergibt einen nichtlinearen Zusammenhang zwischen Reifeneinfederung und Vertikalkraft. Demzufolge wird das Reifenverhalten im Modell mittels einer nichtlinearen Feder abgebildet. Dies gilt gleichermaßen für das Domlager, welches ebenfalls, jedoch als lineare wirkende Feder abgebildet [164] wird. Eine Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz liegt im gemessenen Bereich [0.1Hz, 10Hz] nicht vor.

Das Dämpferkennfeld wurde auf einer VDA-Dämpfkraftprüfmaschine (Kurbeltriebmaschine) gemessen. Dabei wurden die einzelnen Stützpunkte des Kennfeldes über eine Maxima-Auswertung bestimmt. Dies bedeutet, dass bei jeweils unterschiedlichen, konstanten Antriebsdrehzahlen der Maschine, bei der Maximalgeschwindigkeit des Kurbeltriebs die maximale Kolbenstangenkraft gemessen wird. Der Fehler der Istdrehzahl zur Solldrehzahl ist kleiner 1%. Die Fluidtemperatur des Dämpfers beträgt bei Messbeginn 20°C , $\pm 3^{\circ}\text{C}$. Da die Dämpfer Innendruck beaufschlagt sind (Gasdruckdämpfer), werden ferner die Ausfahrkräfte gemessen. Deren Größe variiert durch die Abhängigkeit zum Gasvolumen über die Kolbenstangenposition. Infolge dessen werden an insgesamt drei Positionen Messpunkte aufgenommen um, unter der Annahme einer isothermen Zustandsänderung über einen linearen Funktionsansatz, die Ausfahrkräfte im gesamten Verfahrensweg zu berechnen. Diese Kräfte werden anschließend bei der Ermittlung des Dämpferkennfeldes von den gemessenen Kolbenstangenkräften subtrahiert. Die Genauigkeit der Kraftmesseinrichtung wird mit kleiner 1% vom Messwert angegeben.

Die PT_1 -Zeitkonstanten für die Quantifizierung der Kraftaufbaudynamik im Dämpfer bei Ventilschaltvorgängen werden durch den Dämpferhersteller auf einem Hydropulser bestimmt. Hierfür werden die Dämpfer mit einer konstanten Kolbengeschwindigkeit (realisiert mit Hilfe eines Wegdreiecks als Anregung) beaufschlagt. Synchronisiert zur Kolbenstangenverschiebung werden Steuerspannungssprünge auf die Verstelldämpferansteuerung gegeben. Der Zeitnullpunkt wird als Beginn des Spannungssprungs definiert. Als Schaltzeit für den Dämpfer wird die 90%-ige Dämpferkraftänderung, bezogen auf den ursprünglichen Wert, ausgewertet. Der Fehler bei der Schaltzeitmessung beträgt kleiner 1ms.

Die derart aus den Messdaten bestimmten Schaltzeiten werden in einem anschließenden Schritt in einem, im Simulationsmodell implementierten Kennfeld zusammengestellt.

3.4 Versuchsträger

Das Kernziel der Forschungsarbeiten, die Interaktionen der unterschiedlichen Subsysteme möglichst realistisch zu erforschen, wird insbesondere mittels der experimentellen Untersuchungen am Fahrzeug erreicht. Um dies methodisch und wissenschaftlich durchzuführen, wird ein Versuchsträger mit entsprechend benötigter Messtechnik speziell aufgerüstet.

Die technischen Daten des verwendeten Versuchsfahrzeuges [15] sind nachfolgend zusammengefasst.

Tabelle 3-1: Technische Daten des Versuchsfahrzeugs [15]

Karosserie:	
Aufbau:	Limousine 5-türig
Zul. Gesamtgewicht:	2150 kg
Motor:	
Bauart:	8-Zylinder-V-Ottomotor, vorn längs
Hubraum:	3498 cm ³
Nennleistung:	180 kW bei 5800 min ⁻¹
Nennmoment:	345 Nm bei 3800 min ⁻¹
Antrieb:	
Bauart:	Standardantrieb
Kraftübertragung:	5-Gang-Schaltgetriebe
Bereifung:	
Größe:	235/45 R 17
Hersteller:	Continental
Profilierung:	Sport-Contact 2
Felgenreife:	8 J 17 ET 25
Vorderachse:	
Bauart:	Druckstreben-Doppelgelenk-Ferderbein
Gesamtspur:	+0°14' ± 0°10'
Sturz:	-0°13' ± 0°30'
Nachlauf:	+6°36' ± 0°30'
Spreizung:	+13°0'
Lenkrollhalbmesser:	positiv
Hinterachse:	
Bauart:	Integralachse, räumlich wirkende Radaufhängung
Lenkung:	
Bauart:	Drehzahlabhängige Kugelumlauf Lenkung
Anbringungsort:	Vorderachs-Fahrschemel
Servounterstützung:	ja
Übersetzung:	17,9
Bremse:	
vorne:	Einkolben-Faustsattel, innenbelüftet
hinten:	Einkolben-Faustsattel, innenbelüftet
Fahrstabilitätssysteme:	ABV, ASC und DSC

3.4.1 Anforderungen an das Messsystem

Die übliche Vorgehensweise zur Erforschung von Zusammenhängen ist die Untersuchung der Auswirkungen einer zu variierenden Einflussgröße auf das Gesamtsystem. Dabei ist darauf zu achten, dass alle anderen Parameter, welche die Ergebnisse beeinflussen können,

konstant gehalten werden [162]. Dem folgend wird das Konzept des Messsystems im Versuchsfahrzeug derart aufgestellt, dass möglichst alle relevanten Daten des Systems Fahrbahn-Bremse-Radaufhängung messtechnisch und damit objektiv erfasst werden. Zum anderen werden die „äußeren“ Einflüsse wie z.B. Bereifung, Luftdruck, Temperatur, Reibwert etc. im gleichen Maße objektiv beachtet.

Der Aufbau des Messsystems ist wie folgt strukturiert:

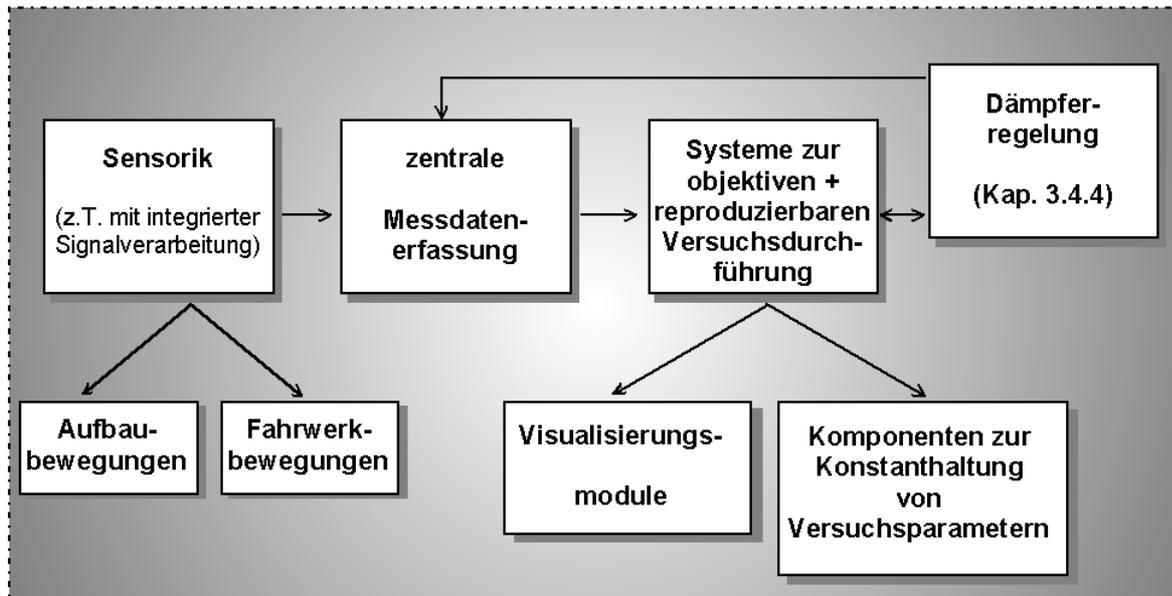


Bild 3-11: Struktur des Messsystems

Wichtig für die oben beschriebene methodische Vorgehensweise ist die Schaffung von Möglichkeiten zur reproduzierbaren und objektiven Durchführung der Fahrversuche. Um dem Rechnung zu tragen, zeichnet sich das entwickelte Messsystem unter anderem durch die Einsatz von Komponenten zur gezielten Konstanthaltung wichtiger Versuchsparameter (z.B. Bremspedalanschlag, Fahrgeschwindigkeitsregelung (Tempomat) etc.) sowie deren stetiger Überwachung mit Hilfe von Visualisierungsmodulen im Fahrzeug aus. Neben dieser Säule sind darüber hinaus im Bild 3-11 die beiden anderen Säulen „Sensorik mit Signalverarbeitung“ und „Datenerfassung“ aufgezeigt, welche der eigentlichen Signalgewinnung dienen. Die Anforderungen an die Datenerfassung sind deren hohe Verfügbarkeit, die Mobilität, die Unempfindlichkeit auf Schwingungen und Vibrationen im Versuchsbetrieb sowie eine ausreichend hohe Signalverarbeitungsgeschwindigkeit für die Erfassung der unterschiedlichen Messgrößen.

3.4.2 Messkonzept / Messtechnik

Ausgehend von den definierten und analysierten Anforderungen wird das nachfolgende Messkonzept im Versuchsträger umgesetzt:

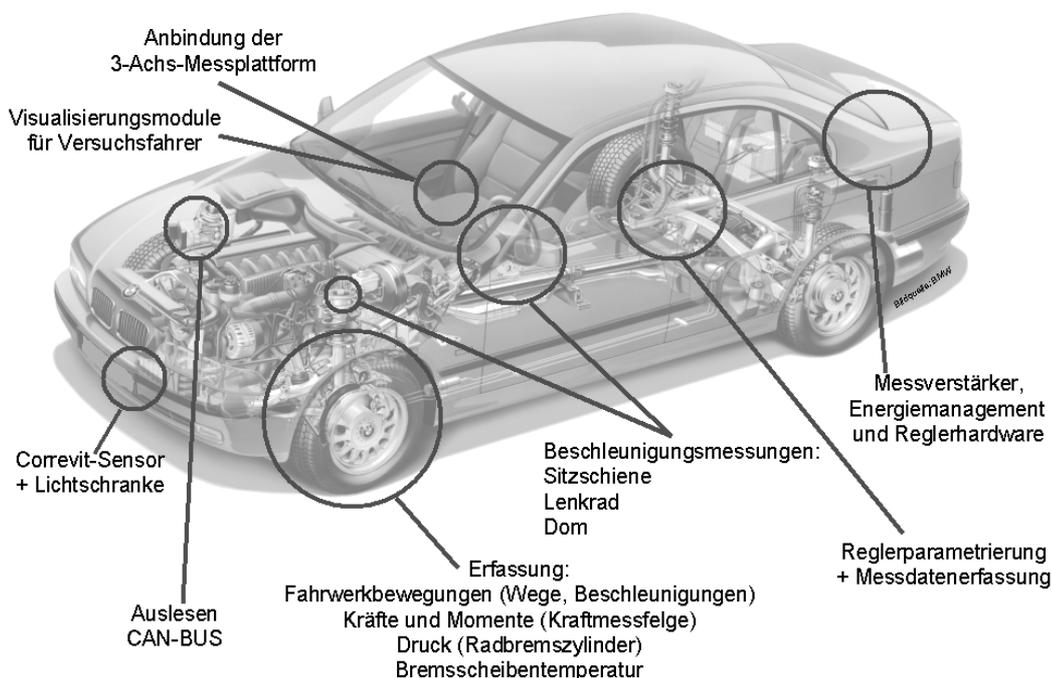


Bild 3-12: Messkonzept im Versuchsfahrzeug

Die im Fahrzeug integrierte Sensorik ist in zwei Hauptgruppen (siehe [Tabelle 3-2](#)) unterteilt. Die Messung von Bewegungsvorgängen des Fahrzeugaufbaus dient vornehmlich der Überwachung der Versuchsbedingungen. So werden unter anderem die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit, der Nickwinkel und die Aufbauvertikalbeschleunigung gemessen, um die Einhaltung der Sollwerte zu kontrollieren (siehe Versuchsdesign, Kapitel 4.3, 4.5 und 5.2). Die Messung der für die Auswertung relevanten Signale stellt die zweite Gruppe dar. Das Hauptaugenmerk der Untersuchungen wird auf die vordere linke Fahrzeugecke gerichtet. Dementsprechend ist vor allem diese mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet. Für eine Erfassung der kinematischen Bewegungsvorgänge der Radaufhängung werden als Relativgröße zum Fahrzeugaufbau der Dämpferweg sowie die im Inertialsystem wirkenden Längs- und Vertikalbeschleunigungen des Radträgers gemessen. Für die Beurteilung des Bremsverhaltens werden der Bremsdruck im Radbremszylinder, die Raddrehzahl als wichtige Eingangsgröße in den ABV-Regler sowie die Temperatur der Bremsscheibenoberfläche zur Einhaltung reproduzierbarer Versuchsbedingungen erfasst. Darüber hinaus wird für die Messung von Kräften und Drehmomenten eine Mehrkomponenten-Messfelge eingesetzt, auf die im folgenden Abschnitt 0 gesondert eingegangen wird. Weiterhin wird die Regelung der Verstelldämpfer (siehe auch Abschnitt 3.4.4) mit der Messtechnik verbunden, um sowohl reglerinterne Größen als auch letztendlich die Reglerausgangsspannung messtechnisch erfassen zu können.

Nachfolgende [Tabelle 3-2](#) stellt die im Fahrzeug eingesetzten Mess- und Regelsysteme zusammen.

Tabelle 3-2: Mess- und Regelsysteme des Versuchsfahrzeugs

Nr.	Messgröße:	Anmerkungen:
1	$v_{Fzg.}(x, y)$	Datron Correvit V2 [37]
2	Datensynchronisation	Lichtschanke, Fa. Sick, Typ: WL 12-2-PNP [154]
3	$\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$ - Aufbau ϑ, φ, ψ - Aufbau	Stabilisierte 3-Achs-Messplattform, RMS, Typ FEP29 [140]
4	$\ddot{z}_{Sitzschiene}$	Piezoelektrischer Beschleunigungssensor Kistler, Typ 8612B5 [79]
5	$\ddot{z}_{Dom,VL}$	Induktiver Beschleunigungssensor [70] Hottinger Baldwin Messtechnik, Typ B12/200
6	Radträgerbeschleunigung (x, z)	Induktiver Beschleunigungssensor [70] Hottinger Baldwin Messtechnik, Typ B12/200
7	Dämpferweg	Seilzug-Wegsensor, ASM [5] Typ WS10-375-10V-L10-SAB2
8	F_{Rad}, M_{Rad} (x, y, z)	6-Komponenten-Messflege Kistler, Typ 9298A1 [80]
9	$p_{Radbremszylinder}$	DMS-Drucksensor [71] Hottinger Baldwin Messtechnik, Typ P3M
10	Temp. Brems Scheibe	NiCrNi Thermoelement, Schleifkontakt [6] Ahlborn Mess- und Regelungstechnik
11	Raddrehzahl	Impulsdrehgeber [100] Megatron, Typ MOM 20
12	CAN-Monitoring	CAN-Baustein, Intel, Typ 82527
13	Verstelldämpfer	2-Rohr-Gasdruckdämpfer ZF Sachs, Typ, CDC, innenliegendes Ventil
14	Dämpferansteuerung	Spezielle Reglerhardware Pauly Steuerungs- und Regelungstechnik
15	Reglerparametrierung	Reglersoftware, Pauly, Typ E-547 auf: Notebook, Compaq, Typ LTE 5300
16	Datenerfassung	Notebook, Toshiba, Typ Tecra 750 PCMCIA-Messkarte: National Instruments Typ DAQCard 700 Erfassungsoftware: Datalog, Typ DasyLab 5

3.4.3 6-Komponenten Messfelge

Für die Untersuchung des vertikalen Schwingverhaltens der Radaufhängung als auch des Bremsverhaltens ist die Messung von Kräften und Momenten in der Radaufhängung unabdingbar. Infolge dessen wird am Versuchsfahrzeug eine Mehrkomponenten-Messfelge am vorderen linken Rad eingesetzt. Angaben zum Messbereich und der Genauigkeit des Systems sind [80] zu entnehmen. Prinzipbedingt werden mit diesen Systemen Messgrößen in der Felge erfasst. Dagegen ist eine Bestimmung der Kräfte und Momente direkt in der Kontaktzone Reifen/Fahrbahn nur mit Sensoren im Reifenlatsch (z.B. durch den am Fachgebiet Fahrzeugtechnik entwickelten Reifensensor [7, 42, 43, 131, 178]) oder in der Fahrbahn (z.B. durch Radlastwaagen [162]) möglich.

Bild 3-13 zeigt zunächst den Aufbau des eingesetzten Messrades, das auf Basis von piezoelektrischen Aufnehmern Kräfte und Momente bestimmt.

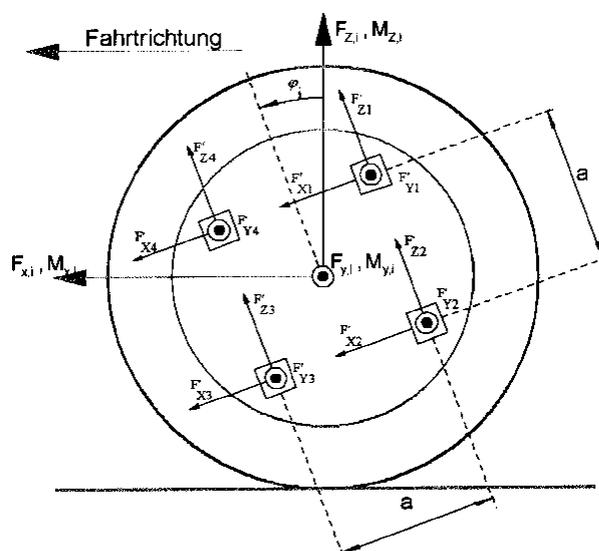


Bild 3-13: Aufbau der eingesetzten Messfelge [174]

Gemäß des piezoelektrischen Effektes werden die an den Kristalloberflächen entstehende Ladungsverschiebungen Q (infolge äußerer Lasten) mit Hilfe von Ladungsverstärkern in proportionale Ausgangsspannungen U_0 gewandelt.

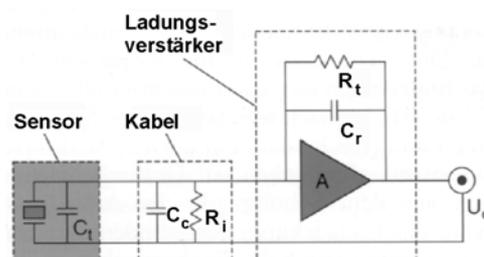


Bild 3-14: Prinzipschaltbild eines Piezosensors mit nachgeschaltetem Ladungsverstärker [14]

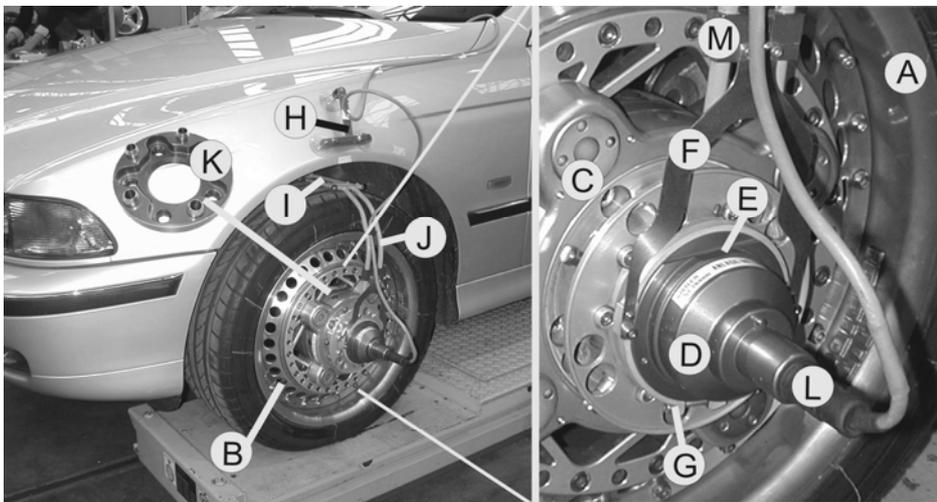
Um möglichst kurze Leitungen zwischen Piezosensor und Ladungsverstärker realisieren zu können, sind diese bei der eingesetzten Messfelge direkt innerhalb der Felge integriert (siehe Punkt [D] in Bild 3-15).

Bei Vernachlässigung der Sensor- C_t und Kabelkapazitäten C_c (im Vergleich zur inneren Verstärkung A) folgt für die Mess-Ausgangsspannung der einfache Zusammenhang:

$$U_0 = \frac{-Q}{C_r} \quad (3.2)$$

Das bedeutet, dass die Ausgangsspannung der Ladungsverschiebung proportional ist. Die Bereichskapazität C_r ist bei dem eingesetzten Messfelgensystem in zwei Stufen wählbar (gesamter, oder eingeschränkter Messbereich), womit eine tatsächliche und keine per Software realisierte Änderung der Signalaufösung darstellbar ist. Da jedoch die Größen Radlast und Bremsmoment im Rahmen der durchzuführenden Versuche große Signalamplituden aufweisen werden, wird der gesamte Messbereich der Messfelge ausgenutzt.

Nach der Bestimmung der einzelnen Messwerte findet - ebenfalls noch innerhalb der Messfelgenelektronik - eine Transformation der aus den Spannungssignalen berechneten Kräfte und Momente aus dem radfesten, rotierenden in das fahrzeugeigene, stationäre Koordinatensystem statt. Diese Transformation erfolgt unter der ständigen Einbeziehung des Absolutdrehwinkels der Messfelge relativ zur Radaufhängung. Hierfür wird ein Inkrementalwinkelgeber eingesetzt, der mit Hilfe eines fahrzeugspezifischen Haltearms (siehe Punkte [I, J] in Bild 3-15) am Radträger rotationsfest positioniert wird. Die transformierten Daten werden als analoge Signale über einen Schleifring ins Fahrzeuginnere übertragen und mit dem zentralen Datenerfassungssystem verbunden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die dynamische Radlast (F_z) das Bremsmoment (M_b) und die Bremskraft (F_x) gemessen. Die am Versuchsfahrzeug befestigte Messfelge ist in Bild 3-15 dargestellt.



A:BBS-Felge, **B:**Felgenadapter (fzd-Eigenbau), **C:**Kistler Messglied, **D:**Schleifringübertrager, **E:** Passfläche zur Einstellung der Winkelorientierung, **F:**Federblech Winkelhalter, **G:**Klemmring mit Imbusschraube (Sollbruchstelle!), **H:**Kabelhalterung, **I:**hinterer Befestigungsarm, **J:** vorderer Befestigungsarm, **K:**Nabenadapter, **L:**Stecker für Signal- und Leistungsübertragung, **M:**Verbindungsstück

Bild 3-15: Versuchsfahrzeug mit Messfelge

Um zu gewährleisten, dass das ABV-Regelverhalten durch die im Vergleich zum Fahrzeugserienzustand geänderte Felge nicht negativ beeinträchtigt wird, ist das für die Raddynamik wichtige Drehträgheitsmoment der unterschiedlichen Felgen zu bestimmen. Hierfür werden

mittels eines speziellen Messaufbaus die beiden Systeme Serienfelge mit Serienbereifung und Messfelge mit Serienbereifung untersucht. Bild 3-16 zeigt den Messaufbau mit der positionierten Messfelge:



Bild 3-16: Messaufbau zur Bestimmung des Drehträgheitsmoments

Der Messaufbau ist derart ausgelegt, dass er mittels einer Kugellagerung geführte Dreh-schwingungen um seine Hochachse vollziehen kann. Diese Schwingungen erfolgen gegen die am rechten Rand von Bild 3-16 erkennbaren Federn, wodurch eine freie Schwingung des Systems in seiner Eigenfrequenz dargestellt wird. Über den bekannten Zusammenhang [175]:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c_\varphi}{\Theta_{system}}}$$

$$\Rightarrow \Theta_{system} = \frac{c_\varphi}{\omega_e^2} = \frac{c_\varphi * T^2}{4\pi^2} \quad (3.3.)$$

wird bei Kenntnis der Drehfedersteifigkeit c_φ sowie der Periodendauer T das Drehträgheitsmoment Θ berechnet. Die Periodendauer wird aus dem Messsignal eines Winkelgebers, der den Drehwinkel des Messaufbaus relativ zu einem ortsfesten Punkt des Labors erfasst, bestimmt. Tabelle 3-3 fasst die Ergebnisse für den Messaufbau, den Aufbau mit Serien-Aluminiumfelge (SAF) und den Aufbau mit Messfelge (KFM) zusammen.

Tabelle 3-3: Messergebnisse – Bestimmung der Rad/Reifen-Drehträgheitsmomente

Messaufbau	Periodendauer [s]	Drehmassen-Trägheitsmoment [kgm ²]
Messgestell	0,49	0,25
Messgestell + SAF	1,19	1,47
SAF	-	1,22
Messgestell + KFM	1,21	1,52
KFM	-	1,27

Die Standardabweichung der Ergebnisse liegt bei kleiner 1%. Der geringe Unterschied zwischen Serien- und Messfelgensystem von knapp 5% resultiert aus der Dominanz des Reifens (gleich bei beiden Systemen) in der Definition des Drehträgheitsmoments.

$$\Theta = \int r^2 dm \quad (3.4)$$

Da der Reifen seine Massenanteile im Vergleich zur Felge auf großen Radien verteilt, wird dessen großer Einfluss auf Θ klar.

3.4.4 Regelungssystem für die Dämpferverstellung

Um die Schwingungsdämpfer mit unterschiedlichen Verstellkonzepten dynamisch anzusteuern, ist im Versuchsfahrzeug eine spezielle Reglerplattform integriert. Das nachfolgende Blockschaltbild zeigt die Funktionsstruktur der unterschiedlichen Dämpferansteuerungsmodi.

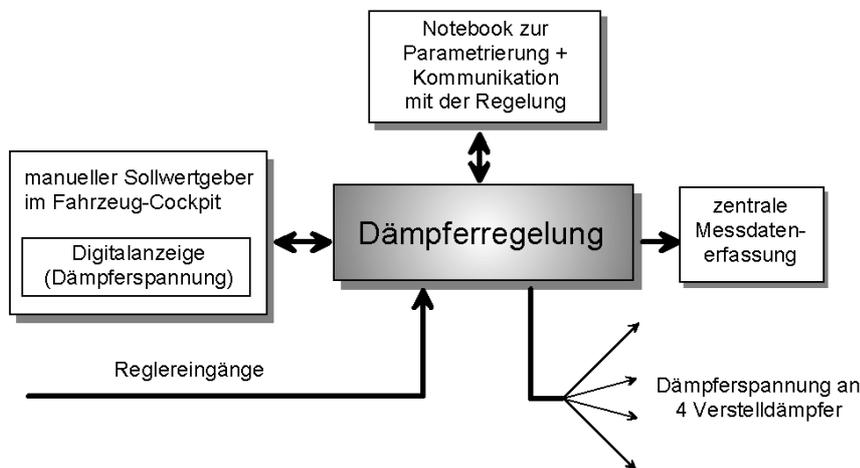


Bild 3-17: Funktionsstruktur – Ansteuermöglichkeiten der Dämpfer

Das zentrale Element stellt die Dämpferregelung dar. Über diese definiert der Versuchsfahrer zum einen manuelle Sollwerte an die Dämpfer. Weiterhin erfolgt mit Hilfe des Laptops eine Kommunikation mit dem Regler, was z.B. für dessen Parametrierungen notwendig ist. Über die Verbindung mit der zentralen Datenerfassung werden über beliebig parametrierbare Ausgangskanäle z.B. auch reglerinterne Größen in den Messdaten aufgezeichnet. Die Ansteuerung der Verstellventile erfolgt über Spannungswerte in einem Bereich zwischen [0V, 4.5V].

Die Regelungshardware ist in einem 19“-Einschubträgersystem integriert. Das Herz des Reglers ist eine 32bit RISC CPU (Intel 80960 SB, Taktfrequenz 12 MHz) mit einer Floating-Point-Unit. Die Zykluszeit des Reglers beträgt 2ms (Abtastrate 500 Hz). Den Grundaufbau der Reglerhardware zeigt [Bild 3-18](#)

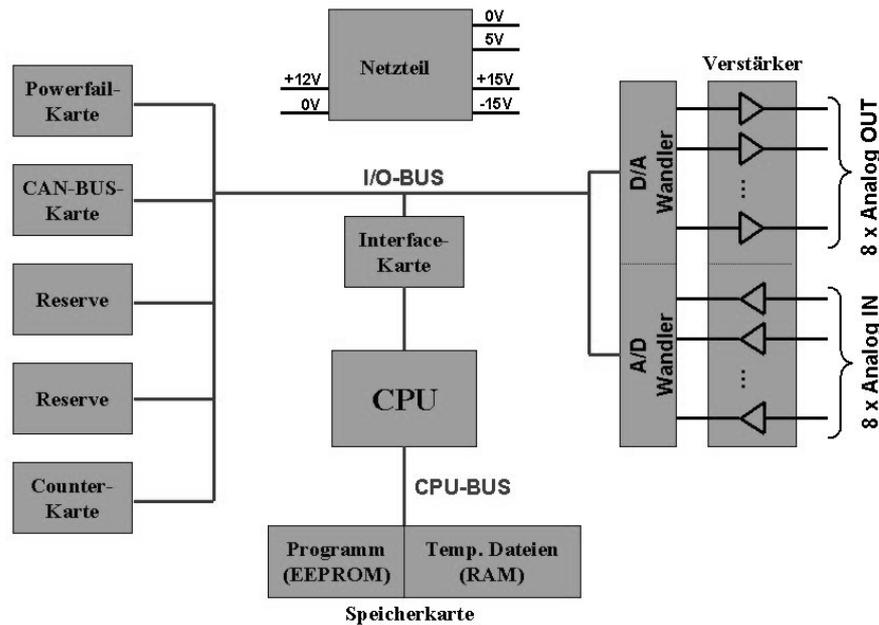


Bild 3-18: Blockschaltbild – Aufbau der Reglerhardware

Auf dem unten dargestellten EEPROM wird das Grundgerüst des Dämpferreglers (siehe Reglerkonzepte, Kapitel 4.2) fest abgespeichert. Neben diesem werden eine Vielzahl von frei einstellbaren Werten parametrisiert, deren Abstimmung im Fahrversuch vorgenommen wurde.

3.5 Versuchsgelände

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Fahrversuche wurden auf der Teststrecke des Fachgebiets Fahrzeugtechnik in Darmstadt durchgeführt. Der nachfolgende Abschnitt beschreibt die Versuchsstrecke und stellt die Rahmenbedingungen der Versuche dar.

3.5.1 Anforderungen an die Versuchsstrecke

Im Kapitel 1.2 wird aufgezeigt, dass auf dem Gebiet des Einflusses von Verstelldämpfung auf das Bremsverhalten bei fahrbahnerregten Fahrwerkschwingungen Forschungsbedarf herrscht. Für eine methodische und wissenschaftlich experimentelle Untersuchung ist eine reproduzierbare Darstellung der Versuchsbedingungen sehr wichtig. Demzufolge sind die Anforderungen an die Versuchsstrecke wie folgt zu definieren:

- Realisierung einer für die Fahrsicherheit relevanten Fahrwerkanregung (Amplitude und Frequenzinhalt, insbesondere der Radlastschwankung),
- Einsatz von anerkannten Verfahren zur Schwingungserregung im Fahrversuch,
- Schaffung und Überwachung von reproduzierbaren Versuchsbedingungen.

3.5.2 Aufbau der Versuchsstrecke

Die Anregung des Fahrwerks erfolgt durch die Überfahrt von unterschiedlichen Einzelhindernissen. Dies stellt ein anerkanntes [1, 2, 16, 17, 20, 51, 58, 59, 72, 91, 145, 157, 142, 185] und reproduzierbares Verfahren dar. Insbesondere sinusförmige Bodenwellenhinder-

nisse werden in vielen Arbeiten [1, 2, 59, 145, 157, 142, 185] vorgeschlagen und erfolgreich eingesetzt. Durch die Variation der Fahrgeschwindigkeit lassen sich bei gegebener Sinusgeometrie (Amplitude und Länge) sehr einfach die Frequenzinhalte der resultierenden Vertikalschwingungen des Fahrwerks variieren. Aus diesem Grund werden für die Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit Halbwellen mit der Form einer Kosinusglocke eingesetzt.

Die Schwingungsanregung erfolgt grundsätzlich symmetrisch. Das bedeutet, dass mit dem Versuchsfahrzeug stets mit den linken und rechten Rädern über die Hindernisse gefahren wird. Die Hindernisse werden mittels eines Schienensystems fest mit der Fahrbahn verschraubt. Bild 3-19 zeigt die auf der Fahrbahn verschraubten Schienensysteme mit zwei montierten Bodenwellen.



Bild 3-19: Einzelhindernisse für symmetrische Fahrwerkanregung – *fzd*-Versuchsstrecke

Bereits an anderer Stelle wurde darauf hingewiesen, dass es insbesondere bei experimentellen Untersuchungen unabdingbar ist, möglichst viele Einzelparameter konstant zu halten, um gezielt die Variation eines bestimmten Parameters vorzunehmen. Durch die feste Anbindung an die Fahrbahn werden Verschiebungen oder Schrägstellungen der Hindernisse ausgeschlossen. Das bedeutet, dass alle Fahrversuche auf der identischen Fahrbahn durchgeführt werden. Eine Nichtkonstanz von Sekundäreinflüssen (Reibwertänderungen, Fahrbahnrestwelligkeitsänderungen, nichtsynchrone Anregung etc.) z.B. durch unterschiedliches Befahren von Fahrspuren wird somit auf ein mögliches Minimum reduziert. Der nachfolgende Messschrieb zeigt das gemessene Fahrbahnprofil auf der Anfahrtsspur vor den beiden Hindernissen.

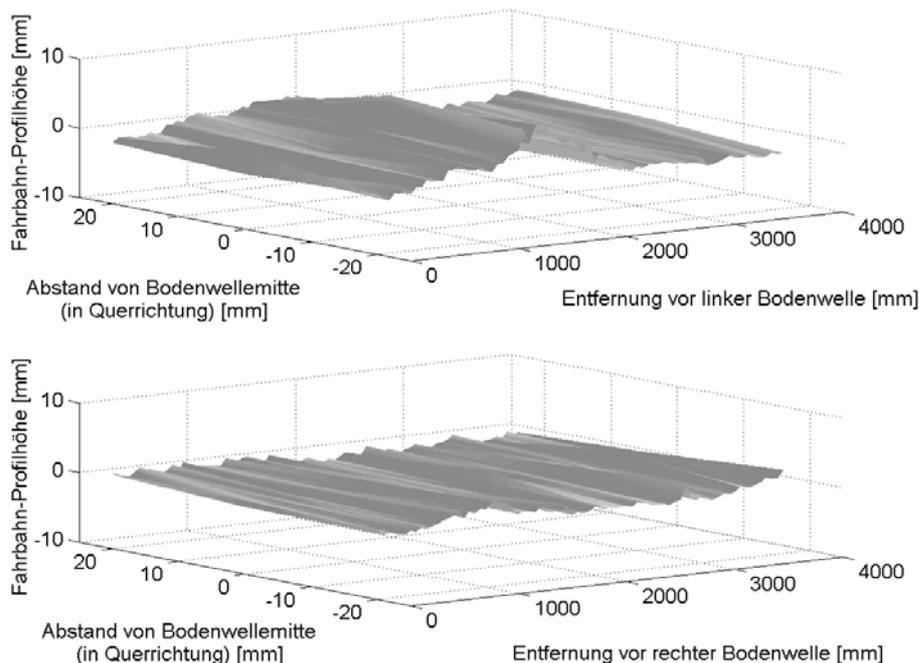


Bild 3-20: Gemessenes Höhenprofil der Anfahrtsspuren zu den Fahrbahnhindernissen *fzd*-Versuchsstrecke

Hierfür wurde pro Fahrspur eine Matrix (6x76) mit Höhenmesspunkten erstellt. Die Erfassung erfolgte mittels eines Tastkopfes durch eine Abstandsmessung ausgehend von einer horizontalen Referenz bis zur Fahrbahnoberfläche. Die Wiederholgenauigkeit eines Messpunktes wurde mit Abweichungen kleiner $\pm 0,5\text{mm}$ realisiert.

Die Hindernisse werden aus Stahl gefertigt. Deren Oberfläche wird mit einer sog. Safety-Walk-Folie [141] beklebt. Dies stellt ein gängiges Verfahren bei gebremsten Fahrversuchen auf der Teststrecke und für Laboruntersuchungen dar [7, 27, 42, 43, 47, 139]. Motivation hierfür ist der Wunsch nach möglichst ähnlichen Reibbedingungen auf dem Hindernis im Vergleich zur restlichen Asphaltfahrbahn. Reibwertmessungen von [47, 139] zeigen auf, dass dies mit der eingesetzten Folie (z.B. im Vergleich zur Stahlblechoberfläche) gut realisierbar ist.

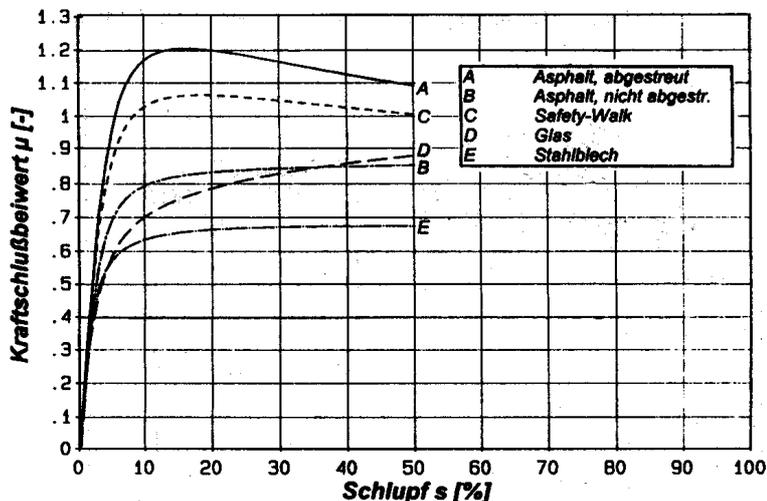


Bild 3-21: Reibwert-Schlupf-Kurven für unterschiedliche Fahrbahnoberflächen [139]

Insbesondere die Form der Kraftschluss-Schlupf-Kurve (Kurven A und C) bleibt erhalten, was im Hinblick auf geringe Irritationen der ABV-Regelung wünschenswert ist [173].

Im Rahmen der Untersuchungen werden insgesamt vier Bodenwellenhindernisse eingesetzt. Nachfolgendes Bild 3-22 stellt die Einzelhindernisse vor:

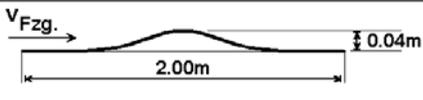
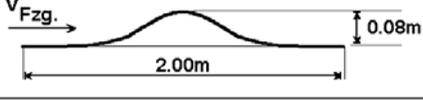
Hindernis	Kurvenform	Geometrie
Bodenwelle klein	$1 - \cos(\omega t)$	
Bodenwelle groß	$1 - \cos(\omega t)$	
Schlagleiste	Sprung	

Bild 3-22: Geometrie der eingesetzten Hindernisse zur Schwingungsanregung

Die Höhenabweichungen von jeweils zwei gleichen der hergestellten Hindernisse liegen bei maximal $\pm 2\text{mm}$.

Den später folgenden Kapiteln wird zu entnehmen sein, dass die beschriebenen Hindernisse in einer Geschwindigkeitsspanne von [20km/h, 90km/h] überfahren werden. Dies resultiert aus obiger Forderung, den fahrsicherheitsrelevanten Frequenzbereich von vertikalen Schwingungen abzudecken. Dass dies mit den eingesetzten Hindernissen erfolgreich umgesetzt wurde, ist der nachfolgenden Darstellung zu entnehmen.

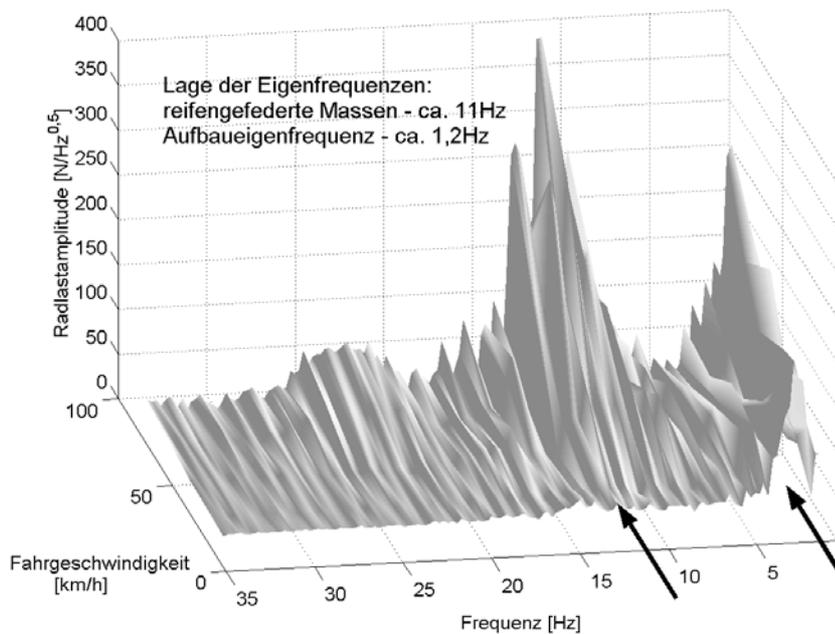


Bild 3-23: Frequenzinhalt der Radlastschwankungen bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten, geregelte Verstelldämpfung

Dargestellt sind die Radlastamplitudenverteilungen über der Schwingfrequenz bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten. Die Frequenzauflösung der durchgeführten FFT beträgt 0,5Hz. Charakteristische Frequenzschnitte sind bei ca. 1,2Hz (Aufbaueigenfrequenz)

und bei ca. 11Hz (Radträgereigenfrequenz) zu erkennen. Bei geringer Fahrgeschwindigkeit liegen vornehmlich Radlastschwingungen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz vor. Mit erhöhter Fahrgeschwindigkeit überlagern sich zunehmend Schwingungsanteile im höheren Frequenzbereich. Bei der höchsten Fahrgeschwindigkeit von 90km/h dominiert klar die Radlastschwingung im Radträgereigenfrequenzbereich und deutlich darüber bis zu Werten größer 25Hz.

Damit wird aufgezeigt, dass die gewählte Einzelhindernisgeometrie bei Variation der Fahrgeschwindigkeit den relevanten Frequenzbereich bis über 25Hz abdeckt.

Für die spätere Auswertung der unterschiedlichen Messfahrten ist die Synchronisation der aufgezeichneten Daten wichtig. Dies erfolgt durch den Einsatz einer Lichtschranke, die den ersten Kontakt des Reifens mit dem Hindernis in den Messdateien aufzeichnet. Die Positionierung des Reflektors der Lichtschranke auf der Teststrecke erfolgt mit Hilfe einer Einstelllehre. Die Lichtschranke selbst ist am vorderen Stoßfänger des Versuchsfahrzeugs befestigt. Bild 3-24 zeigt das Prinzip der Synchronisationseinrichtung.

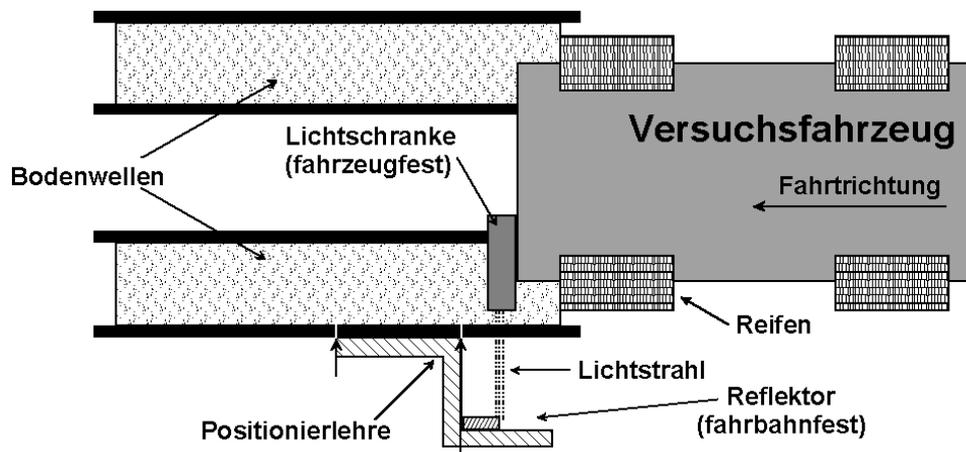


Bild 3-24: Positionierung des Lichtschrankenreflektors auf der Teststrecke

Durch die Einstelllehre ist eine konstante Positionierung des Reflektors auf der Fahrbahn gegeben. Ungenauigkeiten innerhalb der Ablesetoleranzen bei der Einstelllehre sind kleiner $\pm 1\text{mm}$ in Fahrzeuglängsrichtung.

Im Abschnitt 5.5, Bedeutung ausgewählter Betriebsparameter, wird unter anderem der Einfluss von Änderungen des Reibwerts zwischen Reifen und Fahrbahn bei gebremsten Fahrten analysiert. Hierfür werden direkt nach den Hindernissen Metallplatten auf die Fahrbahn aufgebracht. Deren Oberflächen werden mit einer Seifenlauge benetzt, wodurch eine erhebliche Reibwertabsenkung dargestellt wird [43, 139]. Die Befestigung der Metallplatten erfolgt reibschlüssig mit selbstklebenden Fahrbahnmarkierungstreifen.



Bild 3-25: Anordnung der Metallplatten für μ -Sprung-Bremsversuche

Die geometrische Abmessung der Platten richtet sich nach der Breite der Hindernisse sowie der Länge des auszuwertenden Messbereichs.

3.6 Auswertungsmethoden

Obige Kapitel zeigten die Methodik der Datenerlangung unter den Gesichtspunkten Dämpferansteuerung, Messsysteme, Versuchsfahrzeug, Schwingungserregung und Reproduzierbarkeit der Versuche auf. Nachfolgend werden Angaben zur Verarbeitung der Messdaten sowie der umgesetzten Auswertestrategien gegeben.

3.6.1 Datenvorverarbeitung

Die Länge der Messdateien unterscheidet sich infolge des manuellen Beginns und Endes der Datenaufzeichnungen. Infolge dessen werden sie vor der Auswertung mittels des Lichtschrankensignals synchronisiert. Damit können alle Datensätze direkt weiterverarbeitet werden.

Vor allem bei den gebremsten Fahrversuchen (Kapitel 5) ist die geforderte Konstanthaltung der wichtigen Größen Bremsdruck und Fahrgeschwindigkeit schwierig. Da für die Datenauswertung ausschließlich Datensätze verwendet werden, die den Toleranzanforderungen genügen, wird eine Datenvorauswahl vorgeschaltet. Die definierten Toleranzbänder für Fahrgeschwindigkeit und Bremsdruck lauten:

- Toleranzband Bremsdruck: Solldruck $\pm 0,5\text{bar}$,
- Toleranzband Fahrgeschwindigkeit: Sollgeschwindigkeit $\pm 1\text{km/h}$.

Die Toleranz des Bremsdrucks von maximal 0,5bar, was bei den später folgenden Bremsversuchen mit 33bar Solldruck einer Abweichung von 1,5% entspricht, wird gefordert, um entsprechende Aussagen in den objektiven Kenngrößen in ähnlichen Genauigkeitsklassen vornehmen zu können. Gleiches gilt für die Fahrgeschwindigkeit. Allerdings geht diese nicht unmittelbar in die Berechnung der Kenngrößen ein. Abweichungen der Fahrgeschwindigkeit bewirken zunächst lediglich eine Verschiebung der Anregungsfrequenzinhalte. Bei Betrachtung von [Bild 3-23](#) wird jedoch klar, dass eine Abweichung von $\pm 1\text{km/h}$ keine relevanten Änderungen im Amplitudenspektrum zur Folge hat.

Befinden sich die Messdatenverläufe nicht innerhalb der oben definierten Bänder, wird die Datei für die Datenauswertung nicht weiter eingesetzt.

3.6.2 Analyse im Zeitbereich

Unter der Datenanalyse im Zeitbereich ist insbesondere die Diskussion der Zeitverläufe unterschiedlicher Messgrößen zu verstehen. Für die Schaffung des Verständnisses der Wechselwirkungen zwischen Vertikal- und Horizontaldynamik ist dies ein geeignetes und weit verbreitetes Mittel. Die Messdaten werden über der Messzeit aufgetragen. Um die Zuordnung zur Fahrbahnerregung gut nachvollziehen zu können wird die zeitliche Länge des Einzelhindernisses in den Messschrieben mit angegeben.

3.6.3 Kenngrößenanalyse

Neben der Kurvendiskussion ist der Einsatz von objektiven Kenngrößen für die Datenanalyse unabdingbar. Ausgehend von den vorverarbeiteten Daten gemäß Abschnitt 3.6.1 werden u.a. die nachfolgenden Kenngrößen eingesetzt:

Standardabweichung: Schwankung einer Messgröße um ihren Mittelwert [4, 103, 175]

Formeller Zusammenhang am Beispiel des Radlastsignals:

$$\sigma_F = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [F(t) - \bar{F}]^2 dt} \quad (3.5)$$

Durch die Quadratur der Differenzen zwischen dem Mittelwert (Maß für den Sollwert) und dem jeweiligen Istwert findet eine Gewichtung des Abstandes statt. Mit zunehmender Entfernung vom Sollwert fallen die Anteile höher ins Gewicht. Die Anwendung der Standardabweichung der Radlastschwankung als Bewertungsgröße der Fahrsicherheit stellt den Stand der Forschung dar. Da jedoch die Schwankung der Radlast alleine keine umfassende Bewertung der Fahrsicherheit darstellen kann, werden zunehmend weitere Bewertungsgrößen verwendet, die mittelbar von der Radlastschwankung abhängen [1, 2]. Damit ist der Übergang in die Auswertung der gebremsten Fahrversuche gegeben:

Zeitlich linearer Mittelwert einer Messgröße [103], entspricht dem Flächeninhalt den die Messgröße mit der Zeitachse einnimmt.

Formeller Zusammenhang am Beispiel des Bremsmomentsignals:

$$\bar{M}_b = \frac{1}{T} \int_0^T M_b(t) dt \quad (3.6)$$

Über den zeitlich linearen Mittelwert des Bremsmoments lässt sich unmittelbar z.B. eine Fahrzeugverzögerung berechnen. Damit ist ein wichtiges Bewertungskriterium des Bremsverhaltens definiert.

Da auch die Bremsversuche zur Vermeidung von Fahrzeugnickenbewegungen mit konstanter Fahrgeschwindigkeit gefahren werden (siehe Versuchsdesign, Kapitel 5.2), treten keine Fahrzeugverzögerungen auf (gebremste Vorderachse, angetriebene Hinterachse). Um den-

noch eine anschauliche Bewertungsgröße für das Bremsverhalten zur Verfügung zu haben wird das sogenannten Verzögerungsäquivalent eingeführt. Über den Grundzusammenhang:

$$F_{x,ges} = m_{Fzg.} \cdot \ddot{x}_{b,Fzg.} \quad (3.7)$$

wird aus der Fahrzeugmasse sowie der Summe der Längskräfte an den gebremsten Rädern die bremsenbedingte Fahrzeuglängsverzögerung berechnet. Durch das Einsetzen der Bremskraft in Gl. (3.6) wird in Verbindung mit Gl. (3.7) das Verzögerungsäquivalent VAE wie folgt definiert:

$$VAE = \frac{\overline{F}_x}{m_{Fzg.}} = \frac{\int_0^T F_x(t) dt}{T \cdot m_{Fzg.}} \quad (3.8)$$

Der zeitlich lineare Mittelwert der gemessenen Bremskräfte, bezogen auf die Fahrzeugmasse, ergibt somit ein Maß der darstellbaren Fahrzeugverzögerung. Je höher der Wert VAE desto größer könnte in einer gegebenen Fahrsituation die Fahrzeuglängsverzögerung sein. Ferner dient der in Anspruch genommene Kraftschlussbeiwert KSB der Quantifizierung des Gütegrads einer Bremsung mit ABV [149].

$$KSB = \frac{\overline{F}_x}{F_z} \quad (3.9)$$

Bei z.B. einer Teilbremsung auf unebener Fahrbahn bedeutet bei einer gegebenen mittleren Radlast ein niedriger KSB einen schlechten „Wirkungsgrad“ der Bremsung, da die mittleren Bremskräfte gering sind. Im Umkehrschluss definiert also ein hoher KSB in der gleichen Fahrsituation eine gute Ausnutzung der vorhandenen Radlast zur Darstellung von möglichst hohen Bremskräften.

Für die Anwendung obiger Kenngrößen ist der Zeitbereich $[0, T]$ zu definieren. Die sogenannte Auswertzeit beginnt mit dem ersten Kontakt des Reifens mit den Hindernissen. Das Ende der Auswertzeit unterscheidet sich je nach Überfahrgeschwindigkeit. Kriterium hierfür ist der Verlauf der Radlast-, bzw. bei den gebremsten Fahrversuchen der Bremsmomentenschwankung. Wenn die Radlast (oder das Bremsmoment) nach der ersten großen Entlastungsphase den statischen Wert wieder erreicht hat, endet der Auswertbereich. Motivation hierfür ist, in der Kenngrößenanalyse insbesondere die fahrsicherheitskritischen Entlastungsphasen vornehmlich zu bewerten. Je größer die Auswertzeit wird, desto geringer wird die relative Gewichtung der unerwünschten Rad- bzw. Bremsmomententlastung.

Zur Wahrung der statistischen Absicherung der folgenden Aussagen werden alle Ergebnisse aus Mittelwerten von minimal 5 bis maximal 15 vorausgewählten (Abschnitt 3.6.1) Versuchen pro Versuchskonstellation berechnet.

3.7 Fazit

Durch die Schaffung der aufgezeigten Werkzeuge wird das angestrebte wissenschaftliche, methodische Vorgehen zur Untersuchung des Einfluss verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das Bremsverhalten von Pkw umgesetzt. Deren erfolgreicher Einsatz, zunächst zur Beeinflussung der dynamischen Radlast in der Simulation und im Experiment und schließlich zur Untersuchung der Interaktion Radaufhängung/Bremse wird in den folgenden Kapiteln aufgezeigt.

4 Radlastbeeinflussung durch Verstelldämpfung

Gemäß der angesetzten Vorgehensmethodik werden zunächst die Möglichkeiten einer Beeinflussung der Vertikaldynamik durch unterschiedliche Dämpfungen beschreiben. Hierfür werden Versuche mit fahrsituationsadaptiv geregelter Dämpfungsverstellung sowie mit konstanten Dämpfereinstellungen (härteste und weichste Dämpfung) gefahren und deren schwingungstechnischen Auswirkungen, insbesondere auf den Verlauf der dynamischen Radlast, analysiert. Das für die adaptive Verstellung notwendige und erarbeitete Fahr sicherheits-Reglerkonzept für Verstelldämpfer wird im Kapitel 4.2 vorgestellt. Anschließend werden die damit durchgeführten Simulationen beschrieben sowie deren Ergebnisse diskutiert. Der wichtige Weg in die Realität wird im Abschnitt 4.5 besprochen. Anhand von Fahrversuchen, werden die Auswirkungen unterschiedlicher Dämpferansteuerungen auf das reale, vertikaldynamische Schwingverhalten am Versuchsfahrzeug aufgezeigt.

4.1 Stand der Forschung

Die Untersuchungen von Auswirkungen unterschiedlicher Dämpfungen auf das vertikaldynamische Schwingungsverhalten von Pkw sind in mehreren Arbeiten veröffentlicht. Die Motivation der bisherigen Forschungsansätze ist, wie bereits aufgezeigt, fast ausschließlich eine positive Beeinflussung des Fahrkomforts. Dementsprechend werden insbesondere vertikale Bewegungsgrößen des Fahrzeugaufbaus analysiert. Die entworfenen und vornehmlich in der Simulation eingesetzten Reglerkonzepte entsprechen sich in ihrem Bestreben durch eine geeignete Ansteuerung von verstellbaren Dämpfern Aufbaubewegungen zu minimieren.

Im Hinblick auf die Beantwortung der im Rahmen der vorliegenden Arbeit gestellten Aufgabe, der Reduzierung von Radlastschwankungen zur Verbesserung der Bremskraftübertragung, werden andere Anforderungen an das Regelkonzept gestellt. Weniger die Beeinflussung der Vertikalbewegungen des Aufbaus als vielmehr die Optimierung des Verlaufs der dynamischen Radlast stellt das primäre Ziel des zu entwickelnden Dämpferreglers dar.

Für die vorliegende Arbeit relevante Regleransätze aus dem Gebiet der Nutzfahrzeugtechnik sind in [167, 168] gegeben. Hier wird vorgeschlagen durch eine Invertierung des weithin bekannten Komfort-Reglerkonzepts der Skyhook-Strategie einen positiven Beitrag zur Straßenschonung zu leisten. Unter Straßenschonung wird hierbei eine Reduzierung von Achslastschwankungen verstanden, was vor allem bei schweren Nutzfahrzeugen einen positiven Beitrag zur Fahrbahnerhaltung leistet. Unter der Voraussetzung eines proportionalen Zusammenhangs zwischen Radlast und der vertikalen Reifeneinfederung wird ein verstellbarer Dämpfer innerhalb eines 2-Massen-Schwingmodells zwischen Radaufhängung und Fahrzeugaufbau eingesetzt. Das sogenannte Groundhook Regelkonzept berechnet, eine zur Reduzierung von Reifeneinfederungen nötige Solldämpfung, die mit Hilfe einer Vielzahl von Eingangsgrößen zur Beschreibung des Schwingungszustands des Modells berechnet wird. Diese wird durch eine maximal bzw. minimal mögliche Dämpfung limitiert und an

die Verstelldämpfer weiter gegeben. Die Simulationsergebnisse zeigen eine wirksame Reduzierung von Achslastschwankungen im Vergleich zum passiven System auf.

Der Vorteil der in [129] beschriebenen Schwellwertstrategie ist die Notwendigkeit lediglich eines Sensors (Federwegsensor) pro Rad. Das Grundkonzept sieht vor, bei geringen Federwegen unterhalb einer definierten Schaltschwelle die weiche, ansonsten die harte Dämpfung zu schalten. Als problematisch erweist sich dieses Konzept bei Schlechtwegstrecken, wo ein ständiges Umschalten die Folge ist. Abhilfe soll eine Limitierung der Schalthäufigkeit, definiert über eine charakteristische, feste Zeitkonstante, sein. Mit ihrer Einführung reduziert sich jedoch der Fahrkomfort (Aufbaubeschleunigung), weshalb über eine variable Zeitkonstante nachgedacht wird.

Ferner sind aus der Literatur kraftbasierte Regleransätze für Verstelldämpfer bekannt. Von Interesse ist unter anderem die in [58, 132] vorgeschlagene Rückführung bzw. Berücksichtigung der Reifeneinfederungen (sinngemäß der dynamischen Radlasten) in das Regelkonzept. Durchgeführte Simulationen bei Kurvenfahrt mit einer sinusförmigen Fahrbahnanregung zeigen auf, dass der Verlauf der dynamischen Radlast mit dieser Berücksichtigung geringere Schwankungen aufzeigt als bei Verzicht auf die Kenntnis der aktuellen Reifeneinfederung. Der Beitrag beschränkt sich allerdings auf theoretische Untersuchungen mittels der Simulation. Fahrsicherheitsaussagen werden anhand der Auswirkungen auf querdynamische Bewertungsgrößen wie z.B. Gierratenverlauf oder Schräglaufwinkeländerungen getätigt.

[20, 81] zeigen die Vorteile einer vorausschauenden Regelung auf. Die auf Basis der Simulation durchgeführten Untersuchungen beschränken sich auf eine ausschließliche Regelung der Hinterachsdämpfer. Die Vorderachse wird, wie auch in den Arbeiten [38, 48, 55, 106, 107, 128], passiv als Sensor eingesetzt. Motivation für den Einsatz der Vorausschau ist der Versuch negative Effekte bei Schaltvorgängen von Verstelldämpfern, infolge der endlichen Dynamik des Kraftaufbaus, zu beseitigen. Eine durchgeführte Variation der Vorausschauzeit zeigt auf, dass die besten Ergebnisse realisierbar sind, wenn diese in der Größenordnung der Schaltzeit des Dämpfers liegt. Die Simulationsergebnisse verdeutlichen, dass insbesondere die Effektivwerte der Aufbaubeschleunigungen reduziert werden können, die Vorteile bei der Reduzierung der Radlastschwankungen werden von den Verfassern als enttäuschend beschrieben.

Den Übergang in die Vollfahrzeugregelung beschreiben [125, 126, 130, 131]. Um jedoch neben der Hinter- auch die Vorderachse zu regeln wird ein Fahrbahnvorhersagesensor benötigt, der die Straße vor dem Fahrzeug ständig abtastet, was eine Realisierung im Fahrzeug zurzeit erschwert. Eine weite Vorausschau durch das Hinzuziehen des Navigationssystems wird in [124] vorgeschlagen. Hinter diesem Konzept steht allerdings weniger die hochdynamische, schwingungsadaptive Fahrwerkverstellung.

Neben den kraftbasierten Dämpferregelungen sind ferner frequenzabhängige Konzepte bekannt [127]. Dabei werden wahlweise z.B. in [67, 160] entweder der Frequenzinhalt der Aufbaubeschleunigungen oder der Radlastschwankungen analysiert und über reglerintern abgelegte Entscheidungskriterien die harte oder weiche Dämpfung geschaltet. Die Ent-

scheidungskriterien werden dabei aus den Amplitudenspektren bei jeweils harter und weicher Dämpfung entwickelt. Problematisch im Hinblick auf hochdynamische Verstellungen erweisen sich die prinzipbedingten Zeitverzögerungen bei der Bestimmung von Frequenzinhalten eines Zeitsignals.

Das Ziel einer vollständigen Vermeidung von Radlastschwankungen ist nur durch einen Aktor, der Energie in das Schwingungssystem einbringt, darstellbar. Unter der Annahme des Vorhandenseins solch eines Aktors berechnet [20] die notwendigen Stellkräfte eines aktiven Fahrwerksystems. In einem anschließenden Schritt werden durch Approximationsverfahren die berechneten Stellbefehle an das semiaktive Verstelldämpfersystem (mit seinen prinzipbedingten Einschränkungen) angepasst.

Eine Berücksichtigung der unterschiedlichen Dynamik von Systemzustandsänderungen schlagen [29, 30] vor. Durch die Einführung einer 2-Ebenen-Regelung wird zwischen quasistatischen und dynamischen Änderungen unterschieden. Hierbei berücksichtigt die erste Ebene z.B. den Beladungszustand oder die Dämpferöltemperatur und definiert damit deutlich geringere Anforderungen an die Reglerdynamik als die zweite, die sich eine schwingungsadaptive Verstellung der Dämpfer durchführt.

Der veröffentlichte Stand der Forschung auf dem Gebiet der Radlastbeeinflussung durch eine dynamische Verstellung von Schwingungsdämpfern stützt sich an vielen Stellen auf theoretische Arbeiten. Häufig berechnen die erfolversprechenden Verstellkonzepte fahrsituationsadaptiv Vertikalkräfte (oder Dämpfungswerte), die zur Reduzierung von Radlastschwankungen führen sollen. Das im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte und angewendete Reglerkonzept (in Kapitel 4.2) basiert in seinen Grundzügen auf Ansätzen und Ideen aus [58, 132] die unter anderem mit [167, 168] verbunden werden.

4.2 Verstellkonzept

Ausgehend vom Stand der Forschung, sowie der entscheidenden Forderung der notwendigen Umsetzbarkeit des Verstellkonzepts in das Versuchsfahrzeug wurde der nachfolgende Fahrsicherheitsregler für die Dämpfungsverstellung eingesetzt. Der entworfene und implementierte Dämpferregler wird im Folgenden mit **Radlast-Konstant-Regler RKR** bezeichnet.

4.2.1 Motivation und Ziel

Ausgehend von den Ergebnissen der theoretischen Untersuchungen zur Interaktion der Vertikal- und Längsdynamik sowie den resümierten Aussagen zum Stand der Forschung ist das primäre Ziel der Dämpfungsverstellung in möglichst allen Fahrsituationen die Konstanzhaltung der dynamischen Radlast. Daraus abgeleitet bedeutet dies, dass mit Hilfe der, in ihren systembedingten Grenzen, variablen Dämpfung das Ziel einer aktiven Beeinflussung des Radlastverlaufs verfolgt wird. Motivation hierfür ist eine zu erwartende bessere Brems- und Seitenkraftübertragung bei konstanter im Vergleich zu stark schwankender Radlast.

Das Kernziel des Reglerkonzepts ist es durch eine geeignete, hochdynamische Verstellung der Schwingungsdämpfer den zu definierenden Sollwert der Radlast beibehalten zu können.

4.2.2 Umgesetztes Konzept

Bei der Entwicklung des RKR wird ein kraftbasierter Ansatz verfolgt. Ausgehend von in beliebigen Fahrsituationen vorhandenen und unvermeidlichen Radlastschwankungen (wahlweise fahrbahn- oder aufbauerregt, vgl. Kapitel 2.3) wird in der Regelung eine vertikale Kraft berechnet, mit der versucht wird, den Unterschied zwischen dem Soll- und Istwert der dynamischen Radlast zu reduzieren. Diese Kraft ist gemäß dem Konzept anteilig vom Dämpfer zu stellen. Infolge des prinzipbedingten Verhaltens eines Dämpfers als passives Element kann die gewünschte und benötigte Kraft allerdings nur in einigen Schwingungszuständen auch real bereitgestellt werden. Dementsprechend werden die von der Regelung berechneten Größen zunächst, abhängig vom Schwingungszustand, auf Beträge limitiert, die der Dämpfer in der Realität stellen kann. Für die Erkennung der Systemzustände erfasst die Regelung insgesamt zwei unterschiedliche Messgrößen. Es handelt sich dabei um:

- Istwert der dynamischen Radlast (Messgröße)
- Federweg (Messgröße)

Ferner benötigt der RKR Informationen über die jeweilige Kolbenstangengeschwindigkeit des Dämpfers:

- Dämpfergeschwindigkeit (Berechnungsgröße)

Dieser Wert wird reglerintern aus dem Federweg abgeleitet.

Darüber hinaus ist der Sollwert der Radlast zu definieren. Mit diesen Informationen kann das Prinzip des RKR anhand von Bild 4-1 verdeutlicht werden.

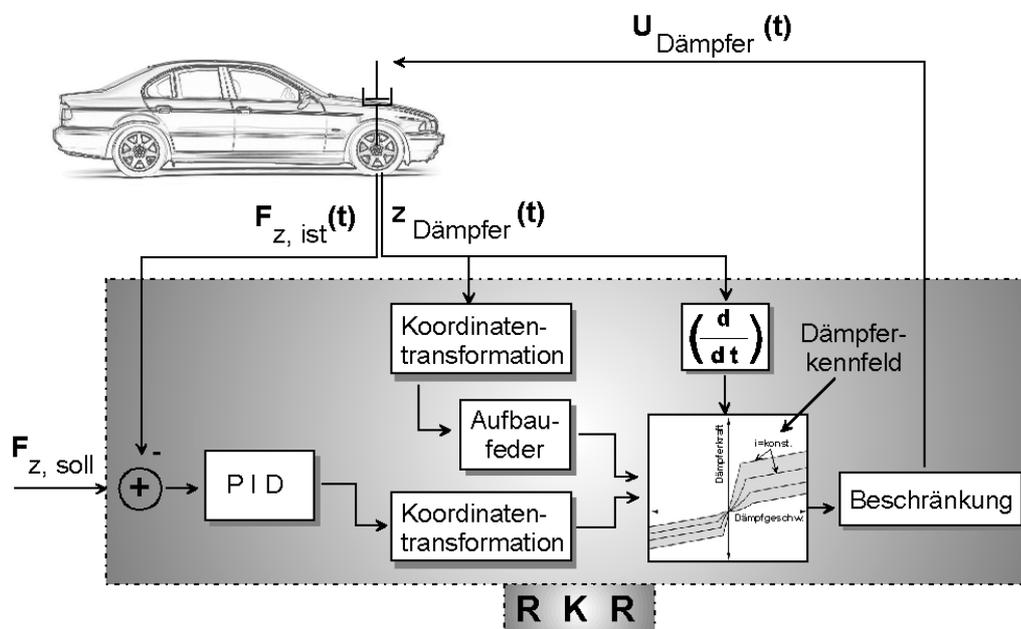


Bild 4-1: Prinzipdarstellung des RKR

Die Messgröße dynamische Radlast ermöglicht unter Berücksichtigung des Radlastsollwerts die Berechnung der Regeldifferenz, die durch einen PID-Block geführt wird. Nach deren Gewichtung mit einem proportionalen, einem integralen und einem differentialen Anteil wird die sog. Stellkraft in das Modul Dämpferkraftberechnung übergeben. Die

Stellkraft wird benötigt um die aktuelle Radlastschwankung auf den angestrebten Wert von Null zu reduzieren. Mit den Größen Federweg, Dämpfergeschwindigkeit sowie der Bewegungsrichtung des Dämpfers (Zug- oder Druckstufe) wird der aktuelle Schwingungssystemzustand der Fahrzeugecke ermittelt. Ausgehend davon wird der Kraftanteil berechnet, den der Dämpfer zu leisten hat. Das Konzept berücksichtigt das Vorhandensein der Aufbaufederung als Energiespeicher, weshalb sich die vom Dämpfer zu stellende Kraft von der zuvor berechneten Stellkraft (Ausgang des PID-Blocks) im Allgemeinen unterscheidet. Mit der Dämpfersollkraft, der Kenntnis der Dämpfergeschwindigkeit sowie der Bewegungsrichtung des Dämpfers wird das im Regler abgelegte Dämpferkennfeld (Bild 3-4) „rückwärts“ ausgelesen. Die Ausgangsgröße ist der Strom des Verstellventils des Dämpfers, der nach einer Beschränkung auf einen durch die Dämpfer vorgegebenen Wertebereich an diesen übergeben wird.

Die abschließende Aufstellung gibt einen kurzen Überblick über reglerinterne Größen, deren Wertebereiche fahrzeugspezifisch benötigt wurden:

- Kennfeld des Verstelldämpfer,
- Federkennlinie,
- Stabilisatorkennlinie (nur bei nichtsymmetrischen Fahrwerkschwingungen), (wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht benötigt)
- Koordinatentransformation (quantifizierbar über Raderhebungskurve sowie Feder- und Dämpferübersetzung),
- Radlastsollwert (entspricht im Rahmen dieser Arbeit der statischen Radlast).

4.3 Simulation der Radlastbeeinflussung

Um vor dem Einsatz im Versuchsfahrzeug die generellen Möglichkeiten und Grenzen des RKR zu bewerten, beschreibt das folgende Kapitel die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen zur Beeinflussung der dynamischen Radlast. Die Unterscheidung in nieder- und hochfrequente Schwingungsanregung ist gewählt worden, da es sich gezeigt hat, dass insbesondere der Frequenzinhalt der Vertikalschwingungen das entscheidende Maß für die Wahl der geeigneten (im Hinblick auf eine Reduzierung von Radlastschwankungen) Dämpfung darstellt. Im Kapitel 3.5 wurde bereits aufgezeigt, dass sich der Frequenzinhalt der Radlastschwankungen durch eine Variation der Fahrgeschwindigkeiten gut beeinflussen lässt. Für eine quantitative Unterscheidung zwischen nieder- und hochfrequenter Schwingung eignet sich die Verwendung der Frequenzanalyse der Hindernisgeometrie. Hierfür wird in Bild 4-2 die Amplitudenverteilung der Hindernisgeometrie im Frequenzbereich für fünf Fahrgeschwindigkeiten dargestellt.

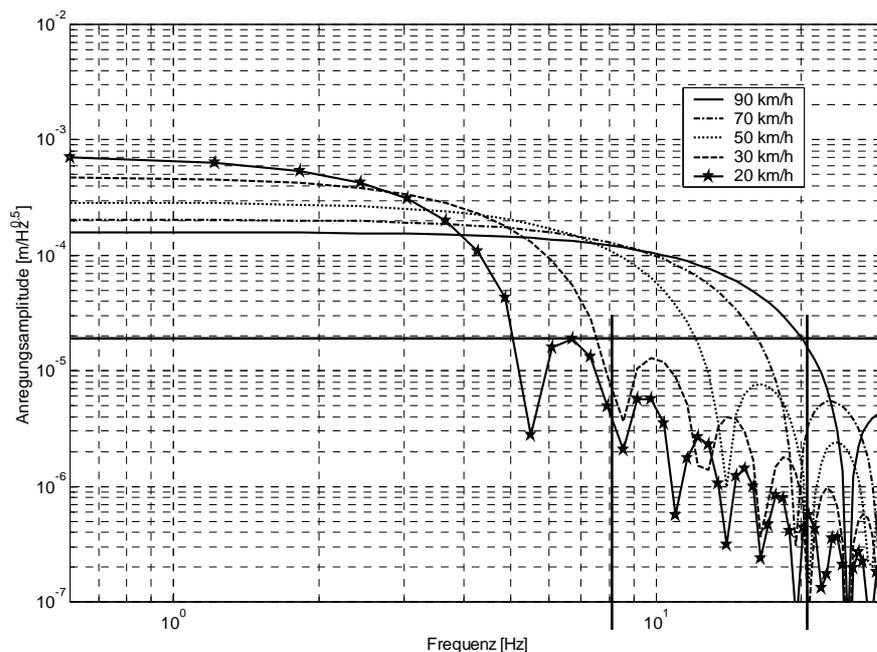


Bild 4-2: Simuliertes Amplitudenspektrum der Sinus-Bodenwellenhöhe

Insbesondere bei den Fahrgeschwindigkeiten 20km/h und 30km/h sind nur geringe Amplitudenanteile im Bereich oberhalb von 8Hz. Die dominante Anregung findet im niederfrequenten Bereich bis ca. 5Hz statt. Bei den hohen Fahrgeschwindigkeiten von 70km/h bzw. 90km/h (Simulationen siehe Kapitel 4.3.3) sind dagegen relevante Amplitudenanteile bis über 20Hz vorhanden, also auch deutlich oberhalb der Radträgerfrequenz.

Dementsprechend werden die folgenden Simulationen und später auch die Fahrversuche in zwei Gruppen eingeteilt:

- niederfrequente Anregung: Fahrgeschwindigkeit bis maximal 30km/h; relevanter der Fahrbahnerregung bis ca. 8Hz,
- hochfrequente Anregung: Fahrgeschwindigkeit ab 50km/h; relevanter Amplitudeninhalt der Fahrbahnerregung bis über 20Hz (bei 90km/h).

Die Simulationen werden in den beiden Kapiteln 4.3.2 und 4.3.3 beschrieben, entsprechende Fahrversuche in den Kapiteln 4.5.3 und 4.5.4.

Um vorab tendenziell zu untersuchen, welche konstante Dämpfungseinstellung frequenzabhängig die geringsten Radlastschwankungen ermöglicht, wird zunächst das Simulationsmodell monofrequent in einem Frequenzbereich zwischen [0, 35Hz] mit einer Sinusschwingung fußpunkterregt. **Bild 4-3** zeigt sowohl für die konstant härteste, als auch die konstant weichste Dämpfung die Amplitudenverteilung der Radlastschwankung im Frequenzbereich. Der Verlauf zeigt die Abhängigkeit der Radlastschwankung von der Erregerfrequenz [61-63, 103]. Dies bedeutet, dass bei monofrequenter Anregung unterhalb der Schnittfrequenz bei ca. 8Hz eine möglichst geringe Dämpfung zur Reduzierung von Radlastschwankungen zu empfehlen ist. Bei überwiegender Anregung zwischen dieser Frequenz bis zu ca. 16Hz ist dagegen die harte Dämpfung sinnvoll.

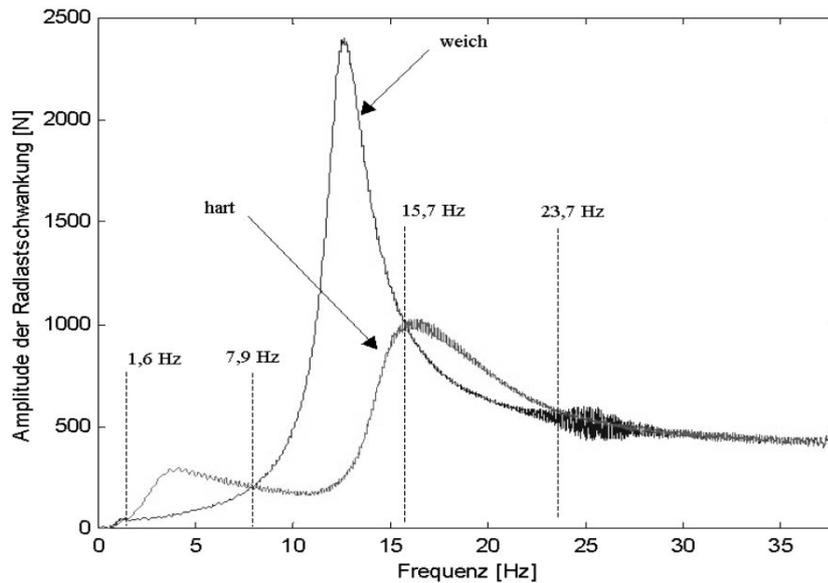


Bild 4-3: Simuliertes Amplitudenspektrum der Radlastschwankung bei monofrequenter, harmonischer Anregung

Oberhalb dieser zweiten Schnittfrequenz bewirkt wiederum die weiche Dämpfung die geringsten Radlastamplituden. Als große Einschränkung ist jedoch der Hinweis zu geben, dass die monofrequente Anregung beim Übergang in die Realität weniger relevant ist. Reale Spektren weisen stets eine breitbandige Amplitudenverteilung im Frequenzbereich auf.

Dennoch kann Bild 4-3 entnommen werden, dass bei niederfrequenter Anregung (gemäß obiger Definition kleiner ca. 8Hz) tendenziell eine weiche Dämpfung im Hinblick auf eine Reduzierung der Radlastschwankungen sinnvoll ist.

4.3.1 Ablauf einer Simulation

Der Ablauf der Simulationen ist eng an den Versuchsablauf auf der Teststrecke angelehnt. Erreicht wird dies durch die Konstanzhaltung der Fahrgeschwindigkeit in der Simulation. Damit treten im ungestörten Fahrzustand keine Vertikalschwingungen der Aufbaumasse (also keine Nickbewegung des Aufbaus im Fahrversuch) auf. Dies hat für die Simulation den nachfolgenden Ablauf zu Folge:

- Konstante Fahrzeuggeschwindigkeit während der Simulation zur Vermeidung von Nickbewegungen des Aufbaus (in der Anfahrt zum Hindernis/Fußpunkterregung),
- Modell befindet sich in einem quasistationären Zustand bei Erreichung des Hindernisses (keine Schwingungen),
- Schwingungsanregung erfolgt ausschließlich durch die Fußpunkterregung (Hindernis),
- Bewertung des vertikaldynamischen Schwingungsverhaltens erfolgt ab der ersten Berührung des Hindernisses sowie im darauffolgenden Ausschwingvorgang.

4.3.2 Niederfrequente Schwingungsanregung

Ausgehend von obigen Vorüberlegungen zeigt Bild 4-4 die simulierte Hindernisüberfahrt über die Bodenwelle (Amplitude 0,04m) mit einer Fahrgeschwindigkeit von 30km/h. Die geregelte Dämpfungsverstellung wurde mit dem RKR simuliert.

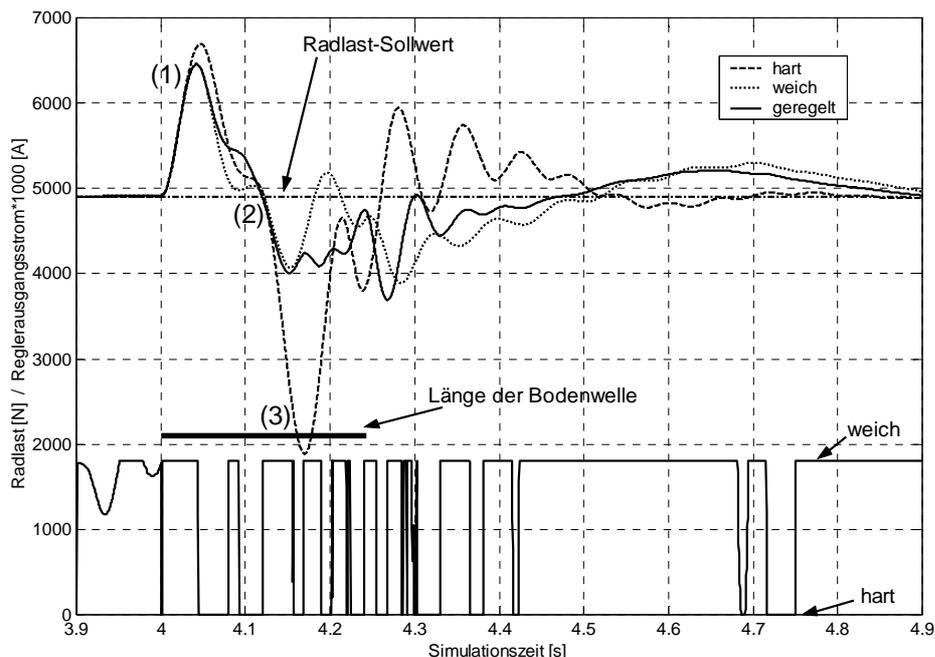


Bild 4-4: Simulierte Hindernisüberfahrt – 0,04m-Bodenwelle, 30km/h

Dargestellt sind die Radlastverläufe für die konstant harte und weiche sowie die geregelte Dämpfung. Ferner ist der Reglerausgangsstrom abgebildet anhand dessen Verlauf die Schaltanteile des RKR in harter oder weicher Dämpfung gut erkennbar sind.

Die geringen Unterschiede der Radlasten in der Anstiegsphase bis ca. 6500N (Stelle 1 in Bild 4-4) sind durch die geringe Spreizung der Verstelldämpfer in der Druckstufe zu erklären. An der Stelle (2) wird in allen drei Dämpfungen die statische Radlast unterschritten. Dieser Zeitpunkt entspricht dem Wechsel in die Zugstufendämpfung, was bei gleichzeitiger Betrachtung von Bild 4-5 ersichtlich wird.

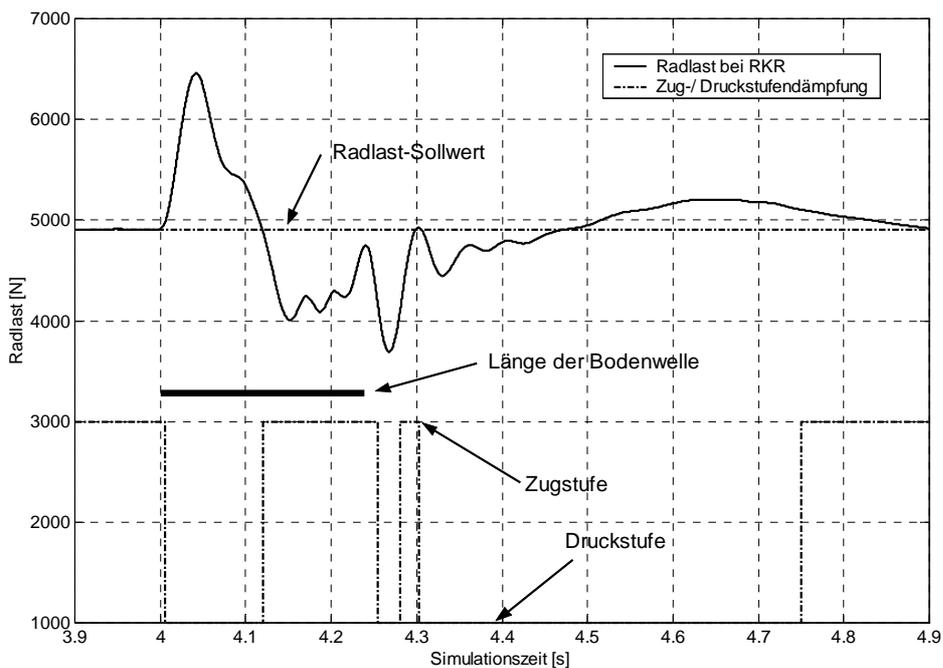


Bild 4-5: Aufteilung der Zug- und Druckstufendämpfung – 0,04m-Bodenwelle, 30km/h

Ab der Stelle (2) unterscheiden sich die drei Verläufe stark. Der RKR vermeidet durch die gezielten Wechsel zwischen harter und weicher Dämpfung im Vergleich zur harten Einstellung den starken Radlasteinbruch (Stelle 3 in [Bild 4-4](#)). Die zu erwartenden (aus [Bild 4-2](#)) höheren Schaltanteile in Richtung weicher Dämpfung sind dem Reglerausgangsstrom, zu entnehmen.

Neben der Darstellung der Ergebnisse über der Simulationszeit werden darüber hinaus die im Kapitel 3.6 definierten Kenngrößen angewendet. Wie bereits an anderer Stelle beschrieben, dienen diese Voruntersuchungen (Kapitel 0) bei ungebremster Simulation (Fahrt) insbesondere der Beeinflussung der Vertikaldynamik durch unterschiedliche Dämpfung. Zur Bewertung der Fahrsicherheit werden somit die Standardabweichungen der Radlastverläufe berechnet.

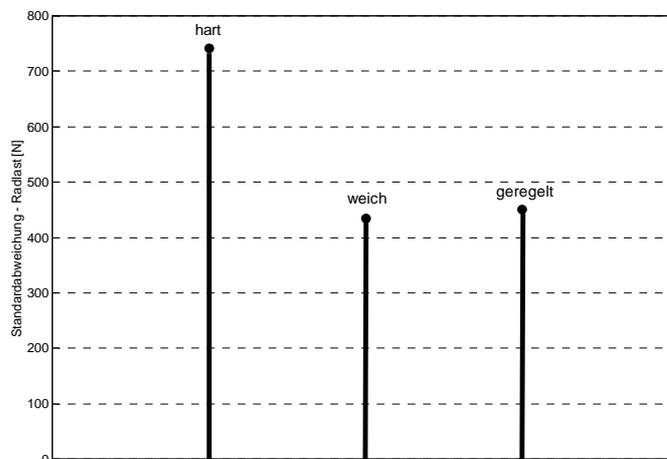


Bild 4-6: Simulationsergebnis - 0,04m-Bodenwelle, 30km/h - Standardabweichungen

Die berechneten Standardabweichungen stützen die Erwartungen aus [Bild 4-4](#). Bei vornehmlich niederfrequenter Radlastschwungung bewirkt die konstant weiche Dämpfung geringere Radlastschwankungen als die harte. Die geregelte Verstelldämpfung ist mit der weichen nahezu gleich auf (Differenz kleiner 4%).

Die ordnungsgemäße Funktionsweise des RKR wird somit aufgezeigt. Durch eine schwingungsadaptive Verstellung der Dämpfung wird das Ziel einer im Vergleich zur harten Kennlinie besseren Konstanzhaltung der Radlast erreicht. Die bei überwiegend niederfrequenten Radlastschwungungen beste Dämpfereinstellung „weich“ wird nur knapp verfehlt.

4.3.3 Hochfrequente Schwingungsanregung

Zur angestrebten Abdeckung des gesamten relevanten Spektrums ist neben den niederfrequenten ferner eine Untersuchung bei höheren Schwingungsfrequenzen sinnvoll. Dies wird durch eine Erhöhung der Fahrgeschwindigkeiten über die identischen Bodenwellen umgesetzt. Zunächst werden die Simulationsergebnisse bei 50km/h analysiert.

Dargestellt sind erneut die zeitlichen Verläufe der dynamischen Radlasten.

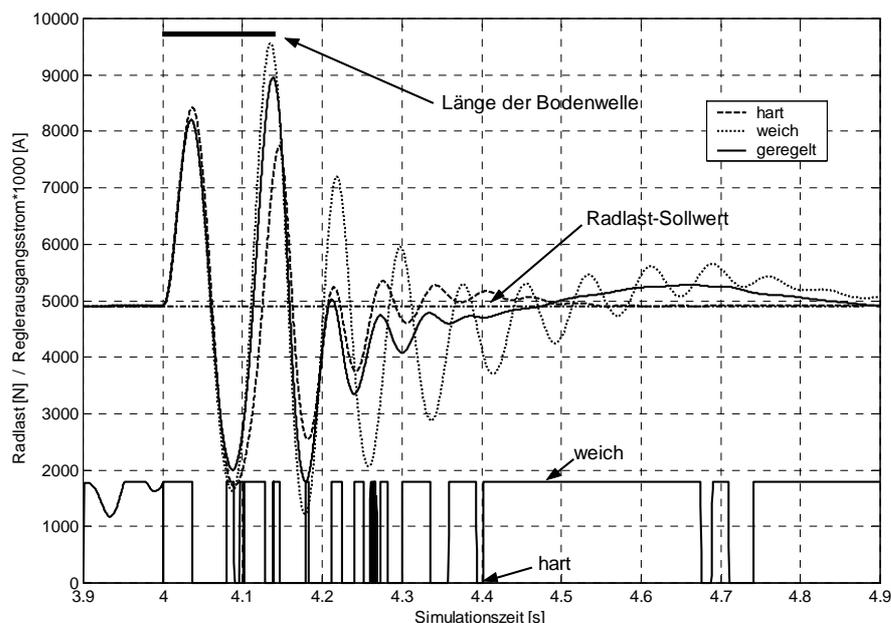


Bild 4-7: Simulierte Hindernisüberfahrt – 0,04m-Bodenwelle, 50km/h

Im Vergleich zu [Bild 4-4](#) fallen die höheren Schwingfrequenzen sowie insbesondere bei weicher Bedämpfung die größeren Radlastamplituden auf. Mit der Zunahme der Fahrgeschwindigkeit und damit der höherfrequenten Schwingungsanteile im Radlastsignal bewirkt die konstant harte Dämpfung zunehmend einen gleichmäßigeren Radlastverlauf. Dieses globale Schwingungsverhalten ist gemäß [Bild 4-3](#) zu erwarten. Infolge des günstigeren Radlastverlaufs bei hoher Dämpfung nehmen im Vergleich zur niederfrequenten Anregung die Schaltungen des RKR in Richtung harter Kennung deutlich zu. Dennoch wird die günstige konstant harte Einstellung nicht mehr ganz erreicht. Eine Verbesserung des Radlastverlaufs gegenüber der nun ungünstigen weichen Kennung ist gegeben.

Bei einer weiteren Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit auf 70km/h nimmt bei geregelter Verstelldämpfung die Schalthäufigkeit erheblich zu. Infolge der hochfrequenten Vertikal-schwingungen wechselt der RKR gemäß seinem Konzept die Dämpfung sehr oft zwischen hart und weich. In [Bild 4-8](#) auf der nachfolgenden Seite ist dies anhand der kaum noch voneinander unterscheidbaren Einzelschaltvorgänge zu erkennen. Im Gegensatz zu den ersten beiden Simulationsergebnissen hebt das Rad infolge der großen Schwingungsamplituden bei 70km/h mehrfach von der Fahrbahn ab. Diese fahrsicherheitskritische Situation tritt in der harten Einstellung zweimal und in der weichen sogar viermal auf. Die dominant auftretenden Radlastschwingungen im Bereich der Radträgerereigenfrequenz erfordern grundsätzlich eine hohe Bedämpfung (erneut sei auf das Amplitudenspektrum in [Bild 4-3](#) hingewiesen). Jede, wenn auch nur kurz anhaltende Schaltung in die weiche Kennlinie bewirkt eine Verschlechterung des Radlastverlaufs, da in diesen Phasen dem Schwingungssystem weniger Energie entzogen wird. Somit bewirken die Schaltvorgänge des RKR im hochfrequenten Schwingungsbereich eine Erhöhung der Radlastschwankung im Vergleich zur harten Dämpfung.

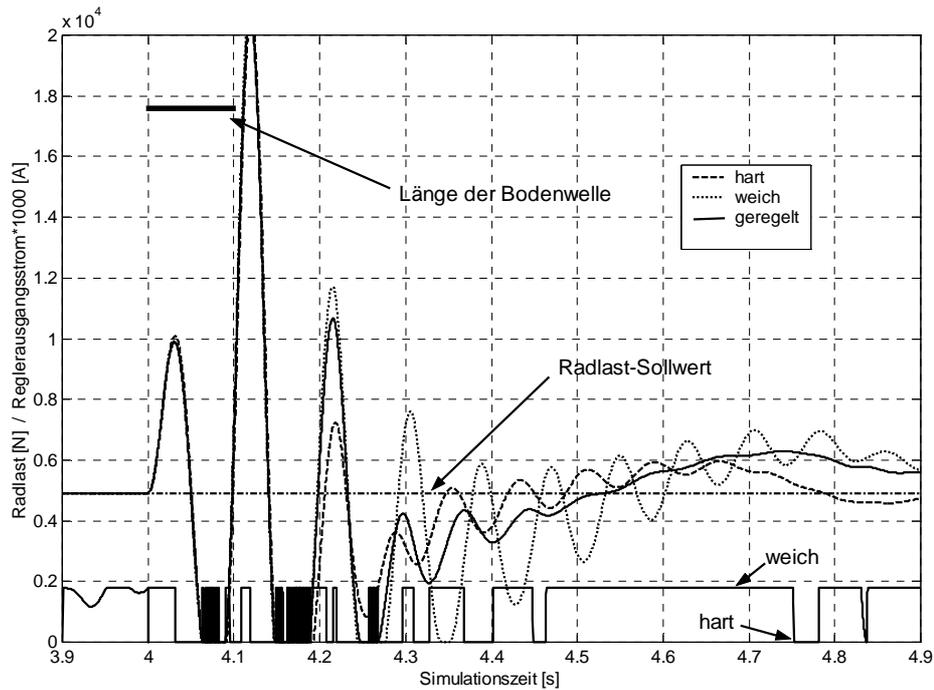


Bild 4-8: Simulierte Hindernisüberfahrt – 0,04m-Bodenwelle, 70km/h

Abschließend werden die berechneten Standardabweichungen aller drei Anregungsarten (Fahrerbeschleunigungen) aufgezeigt. Die einzelnen Messpunkte sind in allen nachfolgenden Diagrammen linear miteinander verbunden. Dies soll nicht den Eindruck einer zwingend linearen Funktionsabhängigkeit zwischen den Messpunkten erwecken sondern vielmehr den tendenziellen Verlauf einer Dämpfereinstellung in Abhängigkeit zur Fahrergeschwindigkeit aufzeigen. Darüber hinaus ist so ein besserer Vergleich der drei Dämpfereinstellungen untereinander möglich.

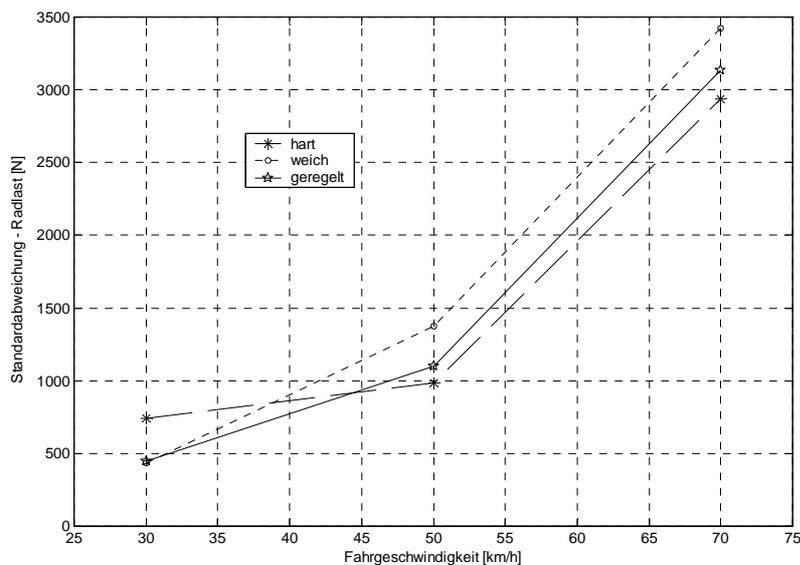


Bild 4-9: Simulationsergebnis - 0,04m-Bodenwelle, Standardabweichungen

4.3.4 Fazit

Die Simulationen auf der Bodenwelle mit 0,04m Amplitude zeigen auf, dass die Form der Radlastverläufe im Wesentlichen von zwei Hauptparametern abhängig ist:

- Dämpfung (geregelt bzw. konstant hart oder weich),
- Fahrgeschwindigkeit (Frequenzverteilung der Radlastschwankungen).

Tendenzaussagen hinsichtlich der jeweils günstigen Kombination zur Reduzierung von Radlastschwankungen werden wie folgt gegeben. Zunächst definiert der Frequenzinhalt der Radlastschwankungen grundsätzlich die Möglichkeiten über die Dämpfung die Vertikal-schwingung zu beeinflussen. Bei vornehmlich hochfrequenten Schwingungen über 8Hz ist eine hohe Bedämpfung der Schwingung immer zu empfehlen. Dementsprechend erreicht der RKR in diesen Schwingungsbereichen die Ergebnisse bei konstant harter Dämpfereinstellung nicht ganz. Er lehnt sich allerdings an dieser tendenziell an und übertrifft somit die Ergebnisse der weichen Kennlinie.

Bei der niederfrequenten Anregung drehen sich die Verhältnisse um. Hier verbessert eine schwingungsadaptive Verstelldämpfung den Radlastverlauf im Vergleich zur konstant harten Dämpfung. Dies ist dadurch möglich, dass der Fahrzeugaufbau selbst ab der Berührung der Bodenwelle niederfrequente Vertikalbewegungen vollzieht und damit, bei geeigneter Beschaltung der Dämpfer, indirekt als Energielieferant eingesetzt wird. So hilft, z.B. bei zu geringer Radlast, der sich nach unten bewegende Aufbau durch seine träge Masse bei harter Dämpfung wirksam die Radlast wieder zu erhöhen. Diese Vorgänge sind bei den hohen Schwingfrequenzen prinzipbedingt deutlich weniger möglich, da hier die Frequenzen der Aufbau- und der Radträgerbewegungen eine Größenordnung (1,2Hz und 11Hz) auseinander liegen.

Mit anderen Worten bedeutet dies, dass der RKR die Potenziale einer Verstelldämpfung zur Optimierung des dynamischen Radlastverlaufs insbesondere dort ausnutzt, wo infolge der ähnlichen Frequenzinhalte von Aufbau- und Radträgerbewegungen der Aufbau als indirekter Energielieferant (sowohl mit positivem als auch mit negativem Vorzeichen der Kraft-Wirkrichtung) sinnvoll eingesetzt wird. Liegen die Radträgerschwingungen in zu hohen Frequenzbereichen, gelingt dies prinzipbedingt nicht mehr. Der Aufbau vollzieht durch seine Trägheit diese Vertikalbewegungen nicht mit. Eine hohe Bedämpfung der Schwingungen ist hier im Hinblick auf die Fahrsicherheit zu empfehlen. Kapitel 4.4.1 wird allerdings aufzeigen, dass die Dämpfung nicht zu hoch sein darf. Bei zu großen Werten (überdämpfte Schwingung) nimmt die unerwünschte Radlastschwankung wieder zu [103].

Mit Hilfe der Simulation wird die ordnungsgemäße Arbeitsweise des RKR nachgewiesen. Ferner wird aus den Simulationsergebnissen abgeleitet, dass tendenziell eine positive Radlastbeeinflussung durch die geregelte Verstelldämpfung im Schwingungsbereich bis ca. 8Hz zu erwarten ist. Aus diesem Grund fokussieren sich die experimentellen Untersuchungen (Kapitel 4.5) insbesondere auf diesen Bereich.

4.4 Simulation von Parameterschwankungen

Vor dem Übergang in die experimentellen Untersuchungen werden nachfolgend, zur Quantifizierung der Auswirkungen von Parameterschwankungen auf das vertikaldynamische Schwingungsverhalten, ergänzend ausgewählte Simulationen durchgeführt. Dabei werden zunächst die Größen Dämpferkennfeld und die Ventilschaltzeit betrachtet. Beide beeinflussen die grundsätzlichen Eingriffspotenziale des RKR. Durch deren Variation wird untersucht, an welcher Stelle eine gezielte Verbesserung der Dämpferhardware die Möglichkeiten des RKR im Hinblick auf eine Optimierung des Radlastverlaufs weiter erhöhen könnte. Durch die anschließende Variation der Anregungsamplitude werden die Auswirkungen unterschiedlicher Bodenwellenhöhen sowohl auf das Schwingungsverhalten als auch auf das Reglerverhalten diskutiert und somit die Robustheit der Regelung aufgezeigt.

4.4.1 Variation Dämpferkennfeld

Bei der Variation des Dämpferkennfeldes werden die einzelnen Dämpferkennlinien für konstante Ventilbestromungen skaliert. Nachfolgendes Bild 4-10 veranschaulicht das Vorgehen.

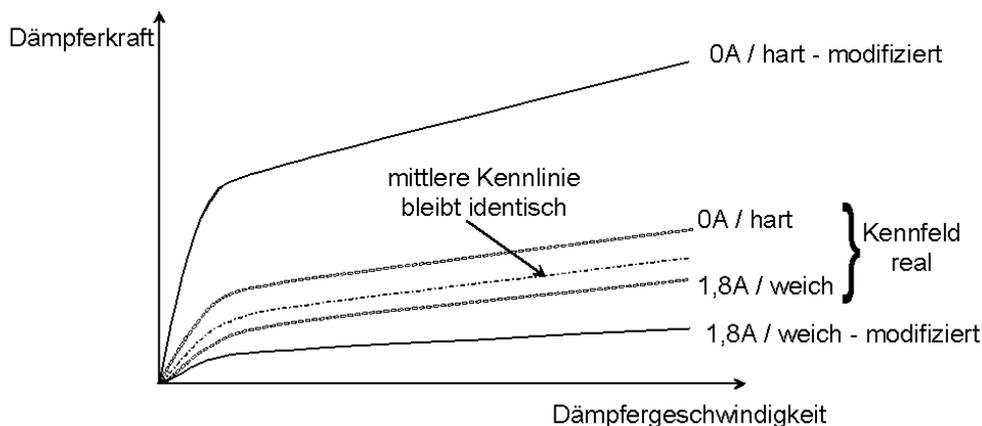


Bild 4-10: Prinzip bei der Umsetzung der Kennfeldvariation

Die Kennlinien unterhalb der mittleren (bei 0,9A) werden halbiert und die oberhalb verlaufenden verdoppelt. Die Spreizung des Dämpferkennfeldes wird damit verdoppelt.

Durch die größere Spreizung ist der Handlungsspielraum des RKR grundsätzlich größer. Bei gegebener Kolbenstangengeschwindigkeit lassen sich nunmehr im Vergleich zum realen Kennfeld wahlweise bei Bedarf die doppelten Kräfte stellen. Im umgekehrten Fall setzt der Dämpfer der gewünschten Bewegung nur noch die halben Kräfte entgegen.

Nachfolgend sind die damit simulierten Kenngrößen zusammengestellt.

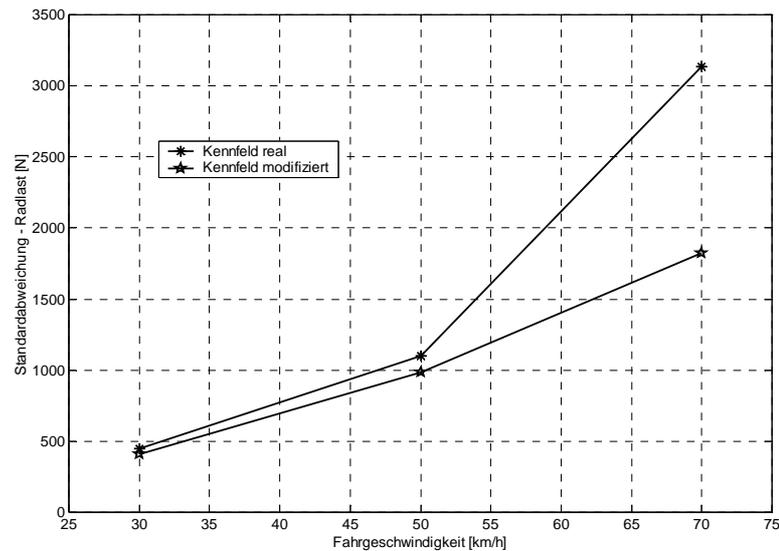


Bild 4-11: Simulationsergebnis – Kennefeldvariation - Standardabweichungen

Die Zahlenwerte zeigen auf, dass vor allem der RKR von einer Vergrößerung der Kennefeldspreizung im höherfrequenten Bereich profitiert. Hier übertrifft er sogar deutlich die modifizierte harte Kennlinie. Infolge der hohen Dämpfung verliert der Reifen in einem Zeitfenster von 150ms [0.415s, 0.43s] den Bodenkontakt, da das Rad nicht gegen die Zugstufendämpfung auf die Fahrbahn gebracht werden kann. Durch die gezielten Schaltungen in die weiche Kennlinie werden diese negativen Radlastschwankungen im Vergleich zur harten deutlich reduziert.

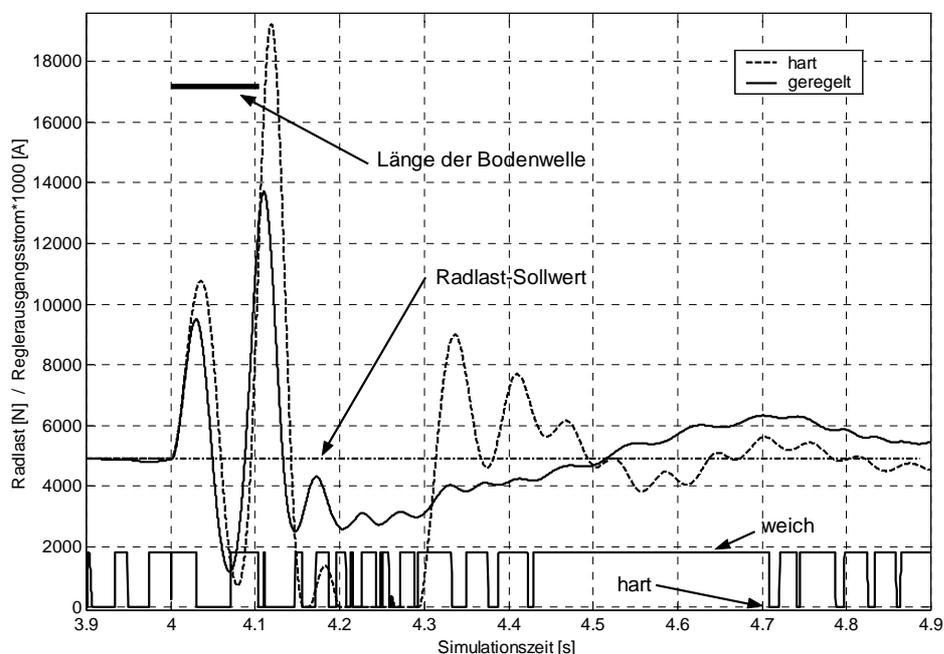


Bild 4-12: Simulationsergebnis – Kennefeldvariation – Radlastverläufe, 70km/h

Beim RKR kommt es nicht mehr zum Abheben des Rades. Durch den Einsatz des modifizierten Dämpfers kann somit der RKR in größeren Bereichen die gewünschten Stellkräfte

(siehe Kapitel 4.2.2) auch tatsächlich umsetzen, was das Reglerergebnis offensichtlich stark verbessert.

4.4.2 Variation Ventilschaltzeiten

Neben der Spreizung limitiert darüber hinaus die Dynamik der Ventilschaltung sowie des Kraftaufbaus im Dämpfer die Möglichkeiten der geregelten Verstelldämpfung. Nachfolgende Simulationsergebnisse werden mit und ohne Berücksichtigung der Schaltzeiten durchgeführt und miteinander verglichen. Dabei entspricht der „ideale Dämpfer“ einem Verstelldämpfer, der bei einer Umschaltung in Echtzeit, also ohne Zeitverluste, die neuen Kräfte zur Verfügung stellt. [Bild 4-13](#) fasst die berechneten Standardabweichungen der konstanten Dämpfungen und der geregelten sowohl mit und ohne Schaltzeitberücksichtigung zusammen.

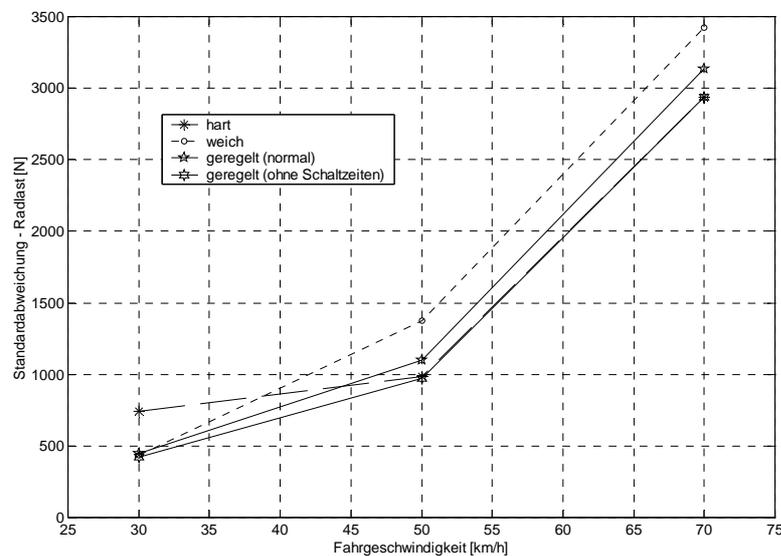


Bild 4-13: Simulationsergebnis – Einfluss der Schaltzeit - Standardabweichung

Der Einfluss der Schaltzeit ist auf das Reglerergebnis geringer als obiger Einfluss des Kennfeldes, worauf auch an anderer Stelle [38] bereits hingewiesen wurde. Dennoch lehnt sich der RKR bei Wegfall der Schaltzeiten in allen drei Geschwindigkeitsbereichen an die jeweils beste konstante Dämpfung an, ohne sie allerdings (im Gegensatz zu Abschnitt 4.4.1) zu übertreffen.

4.4.3 Variation Anregungsamplitude

Die Robustheit der Regelung auf unterschiedliche Anregungsamplituden wird mittels der nachfolgenden Variation untersucht. Hierfür wird die Bodenwellenhöhe in drei Stufen 0,02m, 0,04m und 0,08m variiert. Die grundsätzlichen Auswirkungen der verschiedenen Sinus-Amplituden zeigt [Bild 4-14](#). Variiert wurde die Amplitude bei gleicher Fahrgeschwindigkeit. Dargestellt sind die Radlastverläufe für die geregelte Dämpfungsverstellung.

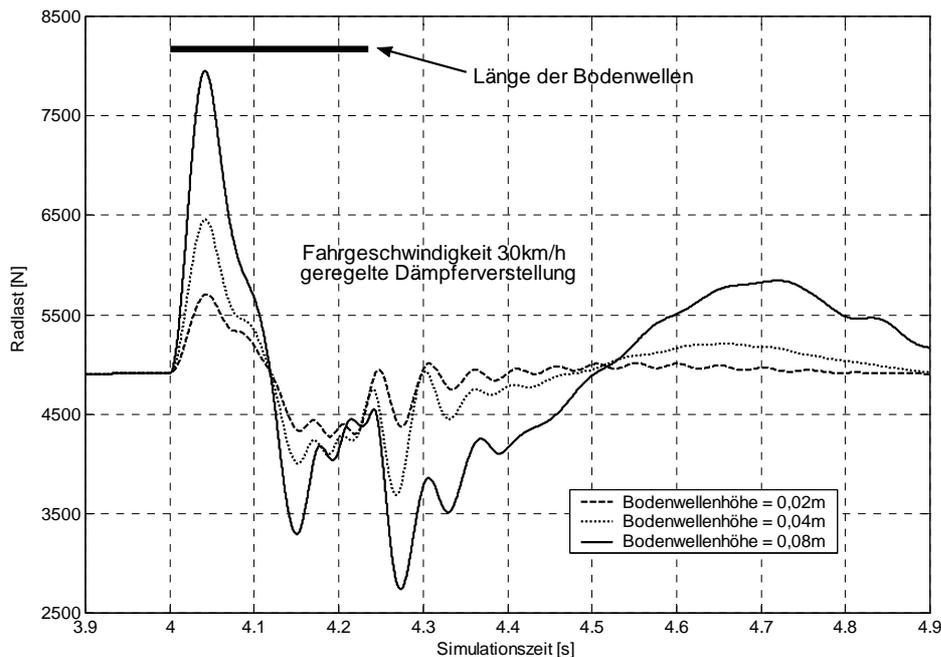


Bild 4-14: Simulationsergebnis – Einfluss der Bodenwellen-Amplitude – RKR-Verläufe

Mit zunehmender Amplitude wird die von der Fahrbahn ins Fahrzeug vertikal dynamisch eingeleitete Energie ebenfalls größer. Erkennbar ist dies an den größeren Radlastamplituden. Darüber hinaus unterscheiden sich die drei Kurven infolge von Nichtlinearitäten im Schwingungssystem (Dämpferkennfeld, Reifenverhalten) auch qualitativ. Zur Quantifizierung der Regelungsgüte werden erneut die Standardabweichungen der Radlastverläufe berechnet. Neben der Angabe der Absolutwerte sind in **Bild 4-15** darüber hinaus auf die harte Dämpfung bezogene Größen dargestellt.

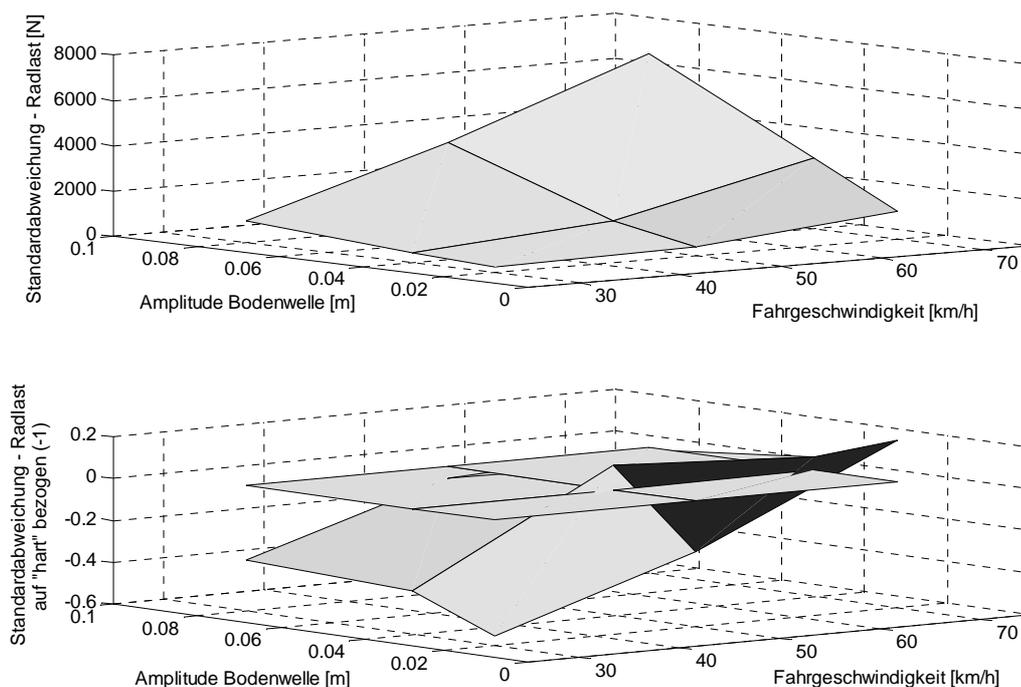


Bild 4-15: Kenngrößen – Einfluss der Bodenwellen-Amplitude – RKR-Verläufe

In der unteren Darstellung der bezogenen Größen in Bild 4-15 bedeutet eine Zahl größer Null ein schlechteres Reglerergebnis. Umgekehrt stellen Zahlenwerte kleiner Null eine Verbesserung der Regelung im Vergleich zur harten Dämpfung dar.

Die Zunahme der Absolutwerte bei steigender Bodenwellenhöhe ist zu erwarten. Interessant ist jedoch, dass der RKR insbesondere im höheren Frequenzbereich im Bezug zur harten Dämpfung gewinnt.

Grundsätzlich zeigt die Darstellung auf, dass der RKR bei Variation der Anregungsamplitude robust reagiert. Im Vergleich zur Basis-Bodenwelle mit 0,04m Amplitude fallen die bezogenen Standardabweichungen bei der dämpfergeregelten Simulation bis auf einen Wert (70km/h, 0,02m-Amplitude) sogar grundsätzlich besser aus.

4.4.4 Fazit

Die am Viertelfahrzeugmodell durchgeführten Simulationen zeigen auf, dass durch unterschiedliche Dämpfungen Einfluss auf das vertikaldynamische Schwingungsverhalten genommen wird. Der entwickelte und simulierte Dämpferregler RKR eignet sich zur positiven Beeinflussung des Verlaufs der dynamischen Radlast bei fußpunkterregten Fahrwerkschwingungen. Ferner wurden im Abschnitt 4.3.4 die zu erwartenden Grenzen eines sinnvollen Einsatzes des RKR zur Reduzierung von Radlastschwankungen für den Fahrversuch aufgezeigt.

Darüber hinaus wurde mittels der Simulation herausgearbeitet, dass zur weiteren Reduzierung von Radlastschwankungen insbesondere eine Vergrößerung der Kennfeldspreizung von Verstelldämpfern wünschenswert ist. Damit ließen sich in Form von größeren Stellkräften die Möglichkeiten des Dämpfers unmittelbar erhöhen. Eine Reduzierung der Schaltzeiten ist zwar ebenfalls zielführend. Allerdings zeigen die Simulationsergebnisse auf, dass der Zugewinn an Radlastschwankungsreduzierung geringer ausfällt.

Die auf Basis der Simulation durchgeführten Voruntersuchungen ermöglichen nun einen einfachen und zielgerichteten Übergang zu den Fahrversuchen.

4.5 Experimentelle Ergebnisse

Die nachfolgenden Messergebnisse stammen aus ungebremsten Versuchsfahrten. Das Versuchsdesign lehnt sich eng an obige Simulationen an. Dementsprechend werden mit jeweils unterschiedlichen, konstanten Fahrgeschwindigkeiten die Bodenwellen mit dem Versuchsfahrzeug (siehe Kapitel 3.4) ungebremst überfahren. Durch verschiedene Dämpfungseinstellungen wird das System Fahrwerk/Fahrzeug zu unterschiedlichen Vertikalschwingungen angeregt.

4.5.1 Versuchsablauf

Zur bestmöglichen Einhaltung von konstanten Versuchsbedingungen wurde die nachfolgende Vorgehensmethodik bei der Durchführung der Fahrversuche auf der Teststrecke angewendet. Im einleitenden Kapitel wurde bereits aufgezeigt, dass sich die vorliegende Arbeit insbesondere der fahrbahnerregten Fahrwerkschwingungen annimmt. Zur notwendigen

Vermeidung von Aufbau-Nickbewegungen in der Anfahrt zu den Hindernissen wurden daher alle Versuchsfahrten mit konstanter Geschwindigkeit gefahren. Damit ist das Ziel der ausschließlichen Erregung durch die Bodenwellen und nicht durch Aufbaubewegungen erreicht.

Versuchsablauf:

- Die Fahrbahn ist stets trocken (außer der Versuche in Kapitel 5.5.2) und gereinigt (durch Kehrmachine),
- das Versuchsfahrzeug ist während aller Versuche mit dem gleichen Reifentyp ausgerüstet,
- der Reifendruck wird regelmäßig (Versuchsbeginn und -ende) konstant gehalten und kontrolliert,
- während der Fahrversuche werden keine Lenkeingaben durch den Versuchsfahrer vorgenommen,
- die Schwingungsanregung erfolgt synchron auf beiden Fahrzeugseiten durch zwei identische (im Rahmen der Herstellungstoleranzen, Kapitel 3.5.2) Einzelhindernisse,
- während des gesamten Versuchs wird die Fahrzeuggeschwindigkeit zur Vermeidung von Nickbewegungen des Aufbaus während der Anfahrt zum Hindernis konstant gehalten (realisiert durch den Einsatz des Fahrgeschwindigkeitsreglers. Reproduzierbarkeit: $\pm 0,5\text{km/h}$),
- die Messdatenerfassung startet mindestens zwei Sekunden vor der ersten Berührung der Vorderreifen mit den Hindernissen,
- die Synchronisierung der einzelnen Messdateien erfolgt offline mittels des aufgezeichneten Lichtschrankensignals (siehe Kapitel 3.5),
- der Ausschwingvorgang nach dem Verlassen der Hindernisse findet auf ebener Fahrbahn statt,
- die Messdatenerfassung endet nach abgeklungenen Fahrwerkschwingungen,
- die Reihenfolge der Einzelversuche (harte, weiche oder geregelte Dämpfung) an einem Versuchstag wird bewusst unterschiedlich variiert,
- jeder Einzelversuch wird für eine statistische Absicherung zwischen 3- und 10-mal wiederholt.

Die gute Reproduzierbarkeit der Versuche wird anhand der gemessenen Radlastverläufe exemplarisch aufgezeigt.

In Bild 4-16 sind die Verläufe des Radlastmittelwerts aus 6 Versuchen sowie mit Berücksichtigung der berechneten Standardabweichungen dargestellt. Das äußerst geringe Toleranzband um den Mittelwert wirkt sich ferner in den Ergebnissen der Kenngrößenberechnungen (aus Kapitel 3.6.3) positiv aus.

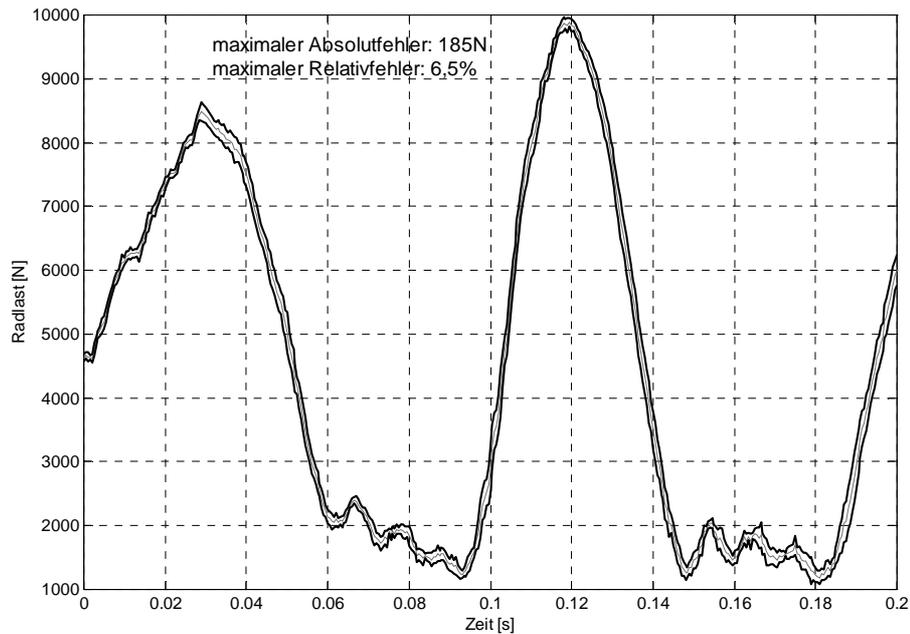


Bild 4-16: Mittlere Radlastverläufe und Standardabweichungstreiband (N=6) – 70km/h, Bodenwelle 0,04m

Quantitativ bedeutet dies für die obigen 6 Versuchsfahrten:

Tabelle 4-1: Kenngröße-Standardabweichung (6 Messfahrten)

Versuchs-Nr.:	1	2	3	4	5	6	Mittelwert (1 - 6) [N]	σ_{1-6} [N]
Kenngröße: Standardabweichung der Radlastschwankung [N] (gem. Kapitel 3.6.3)	2416	2435	2449	2456	2393	2418	2428	21,4

Die Standardabweichung der Kenngrößenberechnung von 21,4N um den Kenngrößenmittelwert von 2428N zeigt die gute Reproduzierbarkeit der gemessenen Daten auf.

Ausgehend von diesen Randbedingungen stellen die nachfolgenden beiden Abschnitte die Messergebnisse der Fahrversuche bei nieder- und hochfrequenter Schwingungsanregung vor.

4.5.2 Vertikaldynamische Schwingungsvorgänge

Dieses Kapitel dient der Analyse der vertikaldynamischen Schwingungsvorgänge bei unterschiedlichen Anregungsarten. Die Daten wurden, wenn nicht anders angegeben, bei geregelter Verstelldämpfung gemessen. Wie bereits im Fazit der Simulationen (Kapitel 4.3.4) aufgezeigt, stellt der Frequenzinhalt der Fahrwerksanregung einen entscheidenden Parameter dar, um den positiven Wirkungsbereich einer Dämpferregelung zu beschreiben. Zur Verifizierung dieser Aussagen werden zunächst ungebremste Fahrversuche analysiert, die in einem Geschwindigkeitsbereich zwischen [20km/h, 90km/h] durchgeführt wurden.

Die Beschreibung der Auswirkungen auf die entscheidende Größe wird daran anschließend in den Abschnitten 4.5.3 (niederfrequente Anregung) und 4.5.4 (hochfrequente Anregung) vorgenommen.

Der Einfluss der unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten ist anhand der gemessenen Dämpferwege erkennbar.

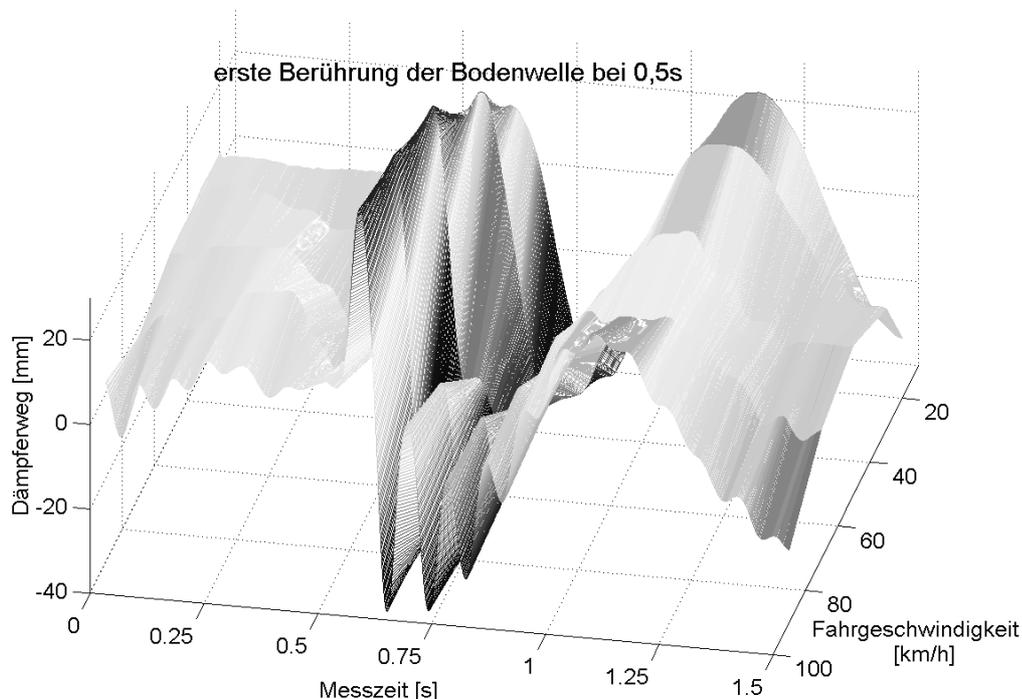


Bild 4-17: Messergebnis: RKR, Dämpferweg – 20 bis 90km/h, Bodenwelle 0,04m

Alle Verläufe sind über das Lichtschrankensignal beim ersten Kontakt des Reifens mit der Bodenwelle zum Zeitpunkt 0,5s synchronisiert. Die Verläufe unterscheiden sich insbesondere hinsichtlich des Frequenzinhaltes. Im hinteren Bereich des Diagramms, bei geringer Fahrgeschwindigkeit, kommt es zu großen Amplituden im Bereich der Aufbaueigenfrequenz (ca. 1,2Hz). Dagegen dominieren bei den höheren Fahrgeschwindigkeiten im vorderen Teil von [Bild 4-17](#) die überlagerten Schwingungen im Radträgereigenfrequenzbereich (bei ca. 11Hz). Die globalen Minima der unterschiedlichen Dämpferwegverläufe unterscheiden sich nicht deutlich voneinander. Der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit scheint an dieser Stelle nicht von großer Bedeutung zu sein. Die alleinige Analyse des Dämpferwegs zur Beschreibung der vertikaldynamischen Schwingungsvorgänge ist jedoch nicht ausreichend. Bei gleichzeitiger Betrachtung der Vertikalverschiebung des Radträgers im Inertialsystem (berechnet aus der vertikalen Absolutbeschleunigung des Radträgers) wird der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit noch deutlicher. Zunächst zeigt [Bild 4-18](#) die Größen bei 20km/h Fahrgeschwindigkeit.

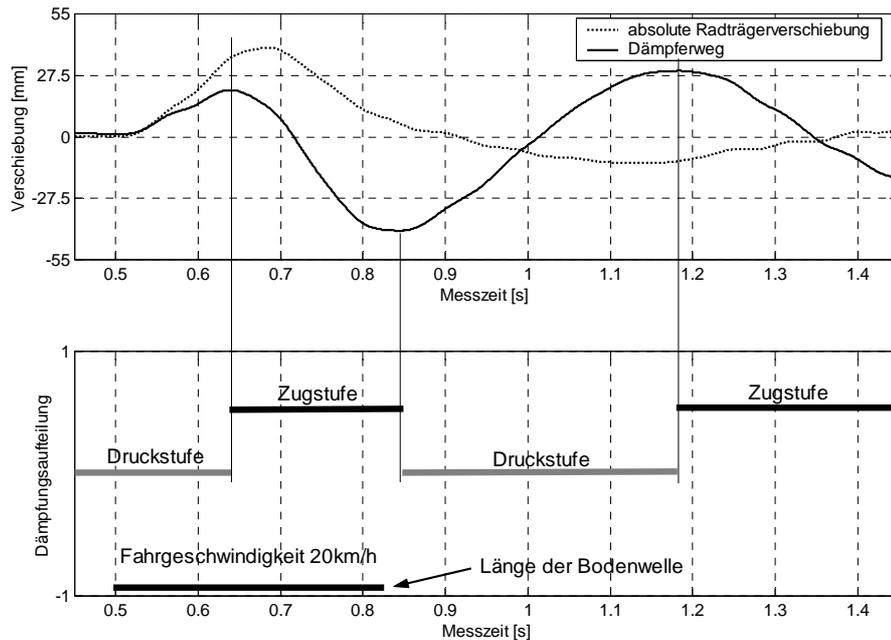


Bild 4-18: Messergebnis: RKR, Radträger- und Dämpferweg – 20km/h, Bodenwelle 0,04m

Infolge der niederfrequenten Anregung finden lediglich drei Wechsel zwischen der Druck- und Zugstufendämpfung statt. Von besonderem Interesse ist die Vertikalverschiebung des Radträgers. Die Geometrie der Bodenwelle ist deutlich zu erkennen. Der Dämpferweg folgt dieser Wegvorgabe des Radträgers nicht vollständig. Der Aufbau vollzieht mit großen Amplituden ($\pm 30\text{mm}$), unabhängig vom Radträger, Vertikalbewegungen. Dies ändert sich bei der Überfahrt mit der größeren Geschwindigkeit.

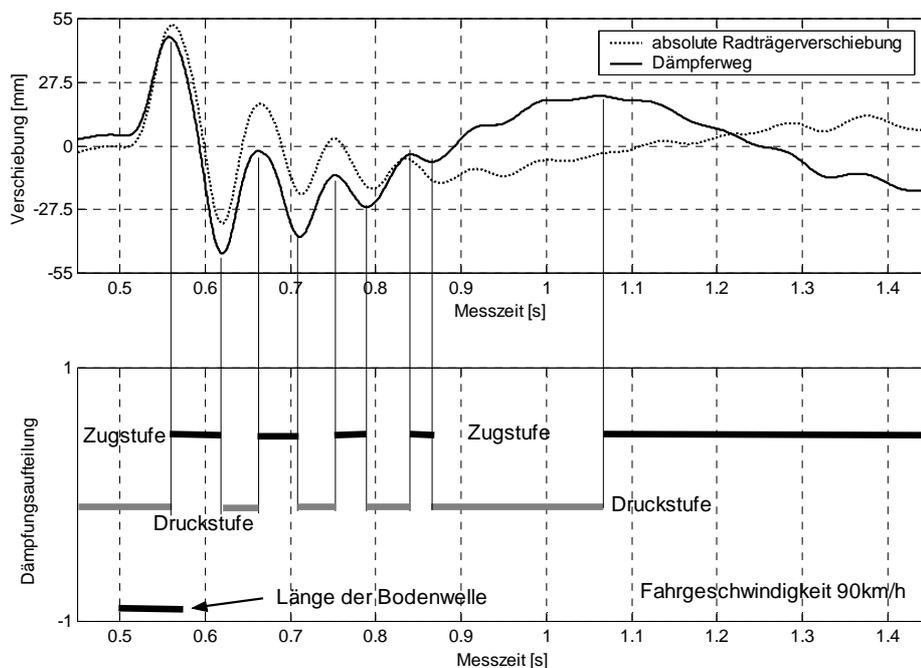


Bild 4-19: Messergebnis: RKR, Radträger- und Dämpferweg – 90km/h, Bodenwelle 0,04m

Die hochfrequenten Schwingungsanteile in obigen beiden Kurven entsprechen sich in etwa. Der gleichermaßen hochfrequenten Wechsel zwischen Zug- und Druckstufendämpfung weisen bereits auf eine Änderung der Aufbaubewegungen hin.

Die Auswirkungen dieses geänderten Schwingverhaltens werden in [Bild 4-20](#) aufgezeigt. Dargestellt ist bei geregelter Dämpfung die aus dem Dämpferweg und dem Radträgerweg berechnete Vertikalverschiebung des vorderen linken Fahrzeugdoms im Inertialsystem.

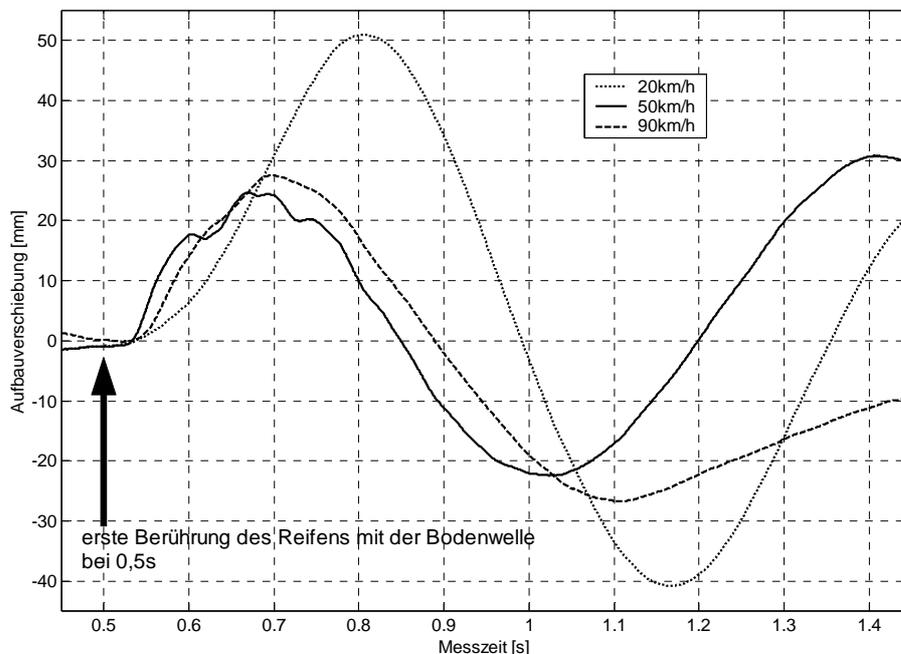


Bild 4-20: Messergebnis: RKR, vertikale Aufbauverschiebung, Bodenwelle 0,04m

Zunächst ist eine geschwindigkeitsabhängige Zeitverschiebung [250ms, 350ms] zwischen dem ersten Berühren des Reifens mit der Bodenwelle und den vertikalen Aufbaubewegungen zu erkennen. Der weitere Verlauf zeigt auf, dass der Fahrzeugaufbau bei der niederfrequenten deutlich größere Vertikalwege zurücklegt als bei der höherfrequenten Anregung, was bei alleiniger Betrachtung des Dämpferwegs nicht unmittelbar abzuleiten ist.

Zusammengefasst bedeutet dies, dass infolge der unterschiedlichen Anregungsfrequenzinhalte sich vor allem die Tendenzen der beiden schwingungsdynamischen Größen Dämpferweg und Aufbauvertikalverschiebung ändern. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit steigt zwar die Schwingungsdynamik im Dämpferwegverlauf an, jedoch kann der Fahrzeugaufbau diesen hochfrequenten Bewegungen nicht folgen, was sich in Form von relativ geringer Aufbauvertikaldynamik bemerkbar macht. Umgekehrt ist bei den geringeren Fahrgeschwindigkeiten zwar die Dämpferwegschwingung weniger dynamisch, jedoch kann der Aufbau selbst Vertikalschwingungen mitvollziehen. Gemäß dem Reglerkonzept müsste der RKR die Trägheitskräfte des Aufbaus bei dessen Vertikalbewegungen sinnvoll ausnützen, um damit den Verlauf der dynamischen Radlast optimieren zu können, was in Anlehnung an die Simulationsergebnisse insbesondere bei den niederfrequenten Anregungen zu erwarten ist.

4.5.3 Radlastbeeinflussung bei niederfrequenter Anregung

Gemäß der Definition in Kapitel 4.3 werden bei niederfrequenter Anregung die Bodenwellenhindernisse mit einer maximalen Geschwindigkeit von 30km/h überfahren. Ausgehend von obiger Analyse sowie den Simulationsergebnissen sind bei geregelter Verstelldämpfung im Vergleich zu der konstant harten Dämpfung geringere Radlastschwankungen zu erwarten. Nachfolgendes [Bild 4-21](#) stellt die gemessenen Radlastverläufe sowie die Reglerausgangsspannung bei 30km/h dar.

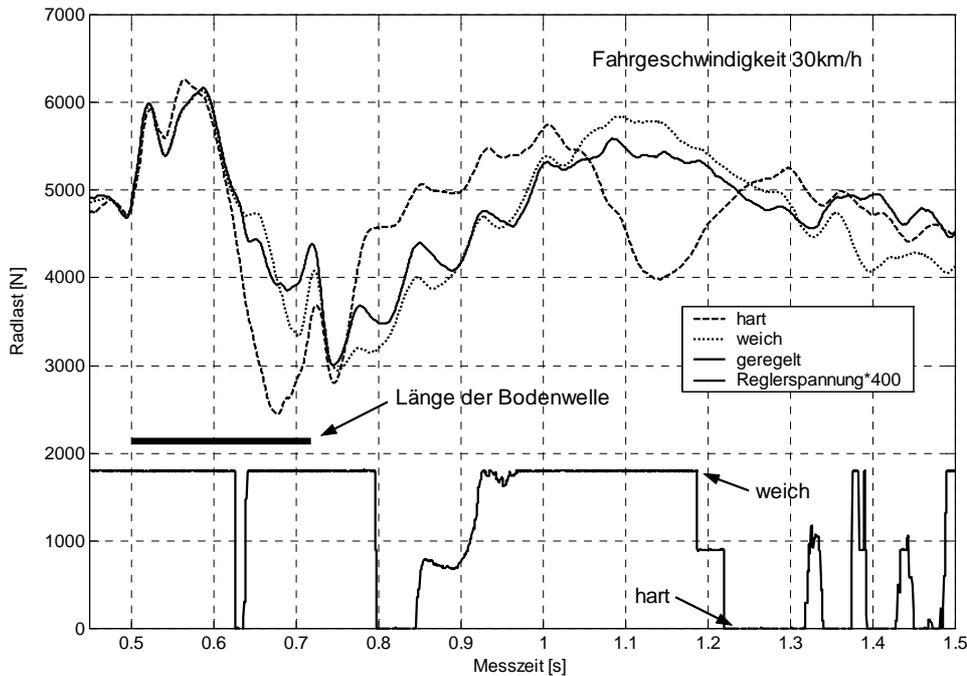


Bild 4-21: Messergebnis: Radlastverläufe – 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Anhand der Reglerausgangsspannung ist bereits zu erkennen, dass der RKR deutlich öfter in die weiche Dämpfung schaltet. Infolge dessen sind die Radlastverläufe des RKR und der weichen Dämpfung bis zum ersten Schaltvorgang bei ca. 0,62s nahezu deckungsgleich. Die harte Dämpfung bewirkt, entsprechend den Simulationsergebnissen, die kritischste Radentlastung bis auf einen Wert von ca. 2500N. Durch den kurzen Übergang in die harte Dämpfung durch den RKR übertrifft dieser auch den Verlauf bei konstant weicher Dämpfung. Die geringste Radentlastung mit ca. 3000N realisiert der RKR. Die erneute Schaltung in die harte Dämpfung, bzw. in Kennfeldzwischenpunkte, zwischen 0,8s und 0,95s beim RKR bewirkt im Vergleich zur weichen Dämpfung geringeres Überschwingen bei ca. 1,1s und damit ein schnelleres Angleichen an die statische Sollradlast bei 4800N. Die in [Bild 4-21](#) vorhandenen Schaltungen in Zwischenpunkte des Dämpferkennfeldes treten nur bei den niederfrequenten Anregungen auf, da der Dämpfer in diesen Situationen in der Lage gewesen wäre, größere (bzw. kleinere) Kräfte real zur Verfügung zu stellen als dies der RKR fordert.

Damit zeigt der RKR im niederfrequenten Schwingungsbereich erneut die ordnungsgemäße Funktionsweise auf. Die schwingungsadaptive Verstellung der Dämpfung durch den RKR

reduziert im Vergleich zu den konstanten Dämpfungseinstellungen dynamische Radlastschwankungen.

Wie bereits in der Simulation stützen auch bei den Fahrversuchen die berechneten Kenngrößen diese Aussagen.

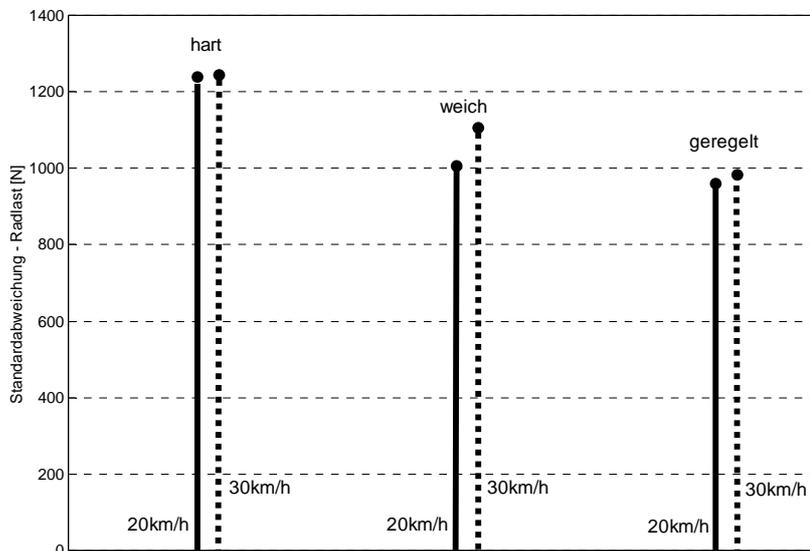


Bild 4-22: Standardabweichung der gemessenen Radlast – 20 und 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Die Standardabweichungen wurden jeweils für 20km/h und 30km/h Überfahrgeschwindigkeit berechnet. Zwei wichtige Tendenzen sind [Bild 4-22](#) zu entnehmen. Bei der höheren Geschwindigkeit nehmen die Absolutwerte der Standardabweichungen in allen Dämpfungseinstellungen zu. Ferner kann der RKR in beiden Geschwindigkeitsbereichen sowohl die harte als auch die weiche Dämpfung übertreffen. Die Reduzierung der Radlastschwankungen durch den RKR im Vergleich zur harten Dämpfung beträgt bei 20 und 30km/h gut 20%.

4.5.4 Radlastbeeinflussung bei hochfrequenter Anregung

Die Auswirkungen der weiteren Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit auf die Verläufe der gemessenen dynamischen Radlasten zeigt für 50km/h [Bild 4-23](#). Durch die Zunahme der höherfrequenten Schwingungsanteile im Radlastverlauf schaltet der RKR gemäß seinem Konzept zur Aufrechterhaltung des statischen Radlastsollwerts häufiger zwischen der harten und weichen Dämpfung um. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 50km/h kehren sich die Vorteile der für den Radlastverlauf besseren konstanten Dämpfung allmählich um. Hier entsprechen sich die Amplitudenanteile von Aufbau- und Radträgereigenfrequenz gemäß [Bild 3-23](#) in etwa. Die erste große Radentlastung bei ca. 0,6s, hier dominieren noch geringe Schwingungsfrequenzen, ist in der harten Dämpfung am kritischsten (Abfall auf ca. 2700N).

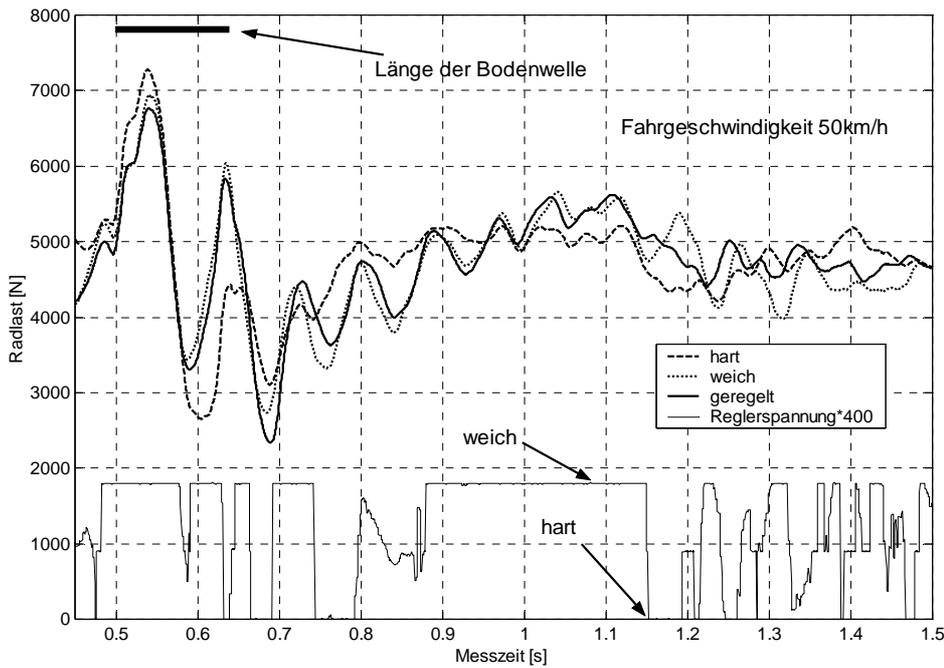


Bild 4-23: Messergebnis: Radlastverläufe – 50km/h, Bodenwelle 0,04m

Der RKR vermeidet hier durch die Schaltung in die weiche Dämpfung wirksam die große Radentlastung. Die Folge der nachfolgenden beiden Schaltvorgänge ist dadurch bei 0,7s allerdings die größte Entlastung mit einem Wert von ca. 2300N. Die weiche Dämpfung bewirkt bis kurz nach dem Verlassen der Bodenwelle (bis ca. 0,7s) den günstigsten Verlauf. Im anschließenden, hochfrequenten Ausschwingvorgang nach dem Verlassen der Bodenwelle treten erwartungsgemäß die geringsten Radlastschwankungen in der harten Dämpfung auf.

Bei 70km/h verstärken sich diese Tendenzen.

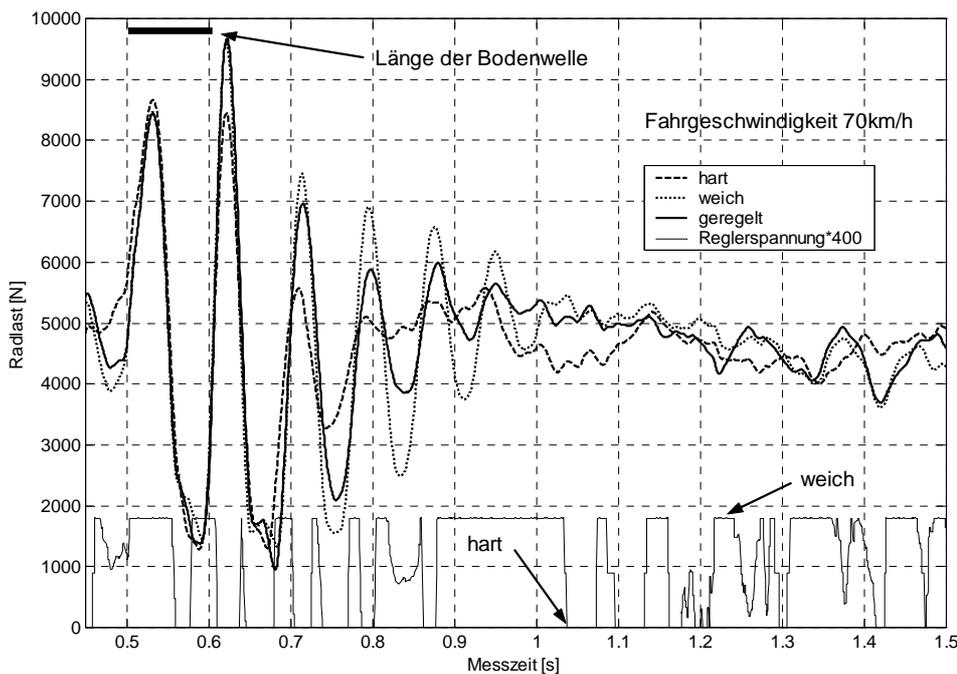


Bild 4-24: Messergebnis: Radlastverläufe – 70km/h, Bodenwelle 0,04m

Durch die großen Anteile der höherfrequenten Anregung und auch Radlastschwungung, verbunden mit der im [Bild 4-20](#) aufgezeigten geringen Aufbauvertikalbewegungen ist zur Reduzierung von Radlastschwankungen tendenziell eine möglichst hohe Dämpfung (mit den im Kapitel 4.4.1 beschriebenen Einschränkungen) zu empfehlen. Die Messergebnisse in [Bild 4-24](#) bestätigen dies. Die weiche Dämpfung bewirkt die größten Schwingungsamplituden. Die Vorteile der im Vergleich zur harten Dämpfung geringeren Radentlastungen kurz nach dem Verlassen der Bodenwelle sind nur noch gering (Unterschied knapp 200N) vorhanden. Die dynamische Radlast beim RKR verläuft in der Mitte der beiden konstanten Dämpfungen. Dies erklärt sich durch die häufigen Schaltvorgänge zwischen hart und weich, was über einen Zeitraum betrachtet einer mittleren Gesamtdämpfung entspricht. Die berechneten Kenngrößen werden im folgenden Abschnitt gegeben.

4.5.5 Fazit

Die experimentellen Ergebnisse mit dem Versuchsträger zeigen im Fahrversuch die gute Wirkungsweise des RKR auf. Gemäß seinem Konzept wird durch die gezielte, schwingungsadaptive Umschaltung der Verstelldämpfung der Verlauf der dynamischen Radlast positiv beeinflusst. Tendenziell lehnt sich der RKR bei den niederfrequenten an die dort sinnvolle weiche und bei den höherfrequenten Anregungen an die harte Dämpfung an. Dies bestätigt [Bild 4-25](#), indem die Reglerausgangsspannungen für alle Geschwindigkeiten bei der ungebremsten Fahrt aufgezeigt sind.

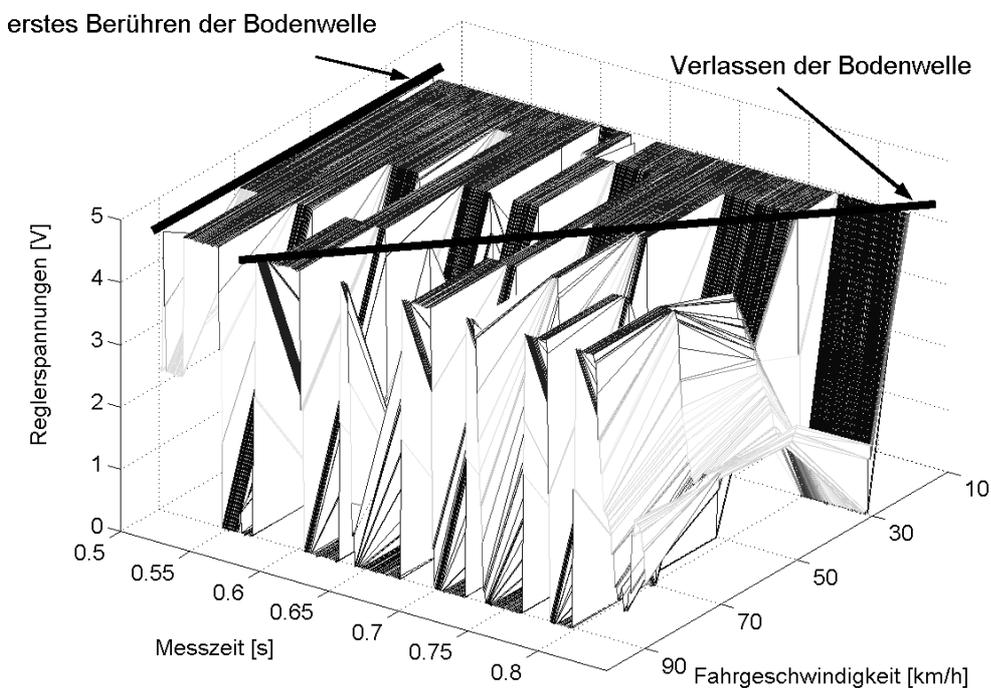


Bild 4-25: Messergebnis: Reglerausgangsspannung – 20 - 90km/h, Bodenwelle 0,04m

Am linken Rand, zum Zeitpunkt 0,5s berührt in allen Versuchen der Reifen das erste Mal die Bodenwelle. Deren Verlassen unterscheidet sich geschwindigkeitsabhängig. Gut zu erkennen ist im hinteren Teil von [Bild 4-25](#) (20km/h und 30km/h) die Dominanz der 4,5Volt-

Schaltung und damit der weichen Dämpfung. Bei den höheren Fahrgeschwindigkeiten nimmt dagegen die Häufigkeit der Schaltung in die harte Dämpfung (0Volt) zu.

Die aufgezeigten Möglichkeiten und beschriebenen Grenzen des RKR wurden anhand der Betrachtung der Frequenzinhalte der Schwingungsanregung (und der Radlastschwankung) sowie der Vertikalbewegungen des Fahrzeugaufbaus ([Bild 4-20](#)) begründet. Nachfolgende Darstellung fasst abschließend die berechneten Kenngrößen der ungebremsten Fahrversuche im gesamten Geschwindigkeitsbereich zusammen.

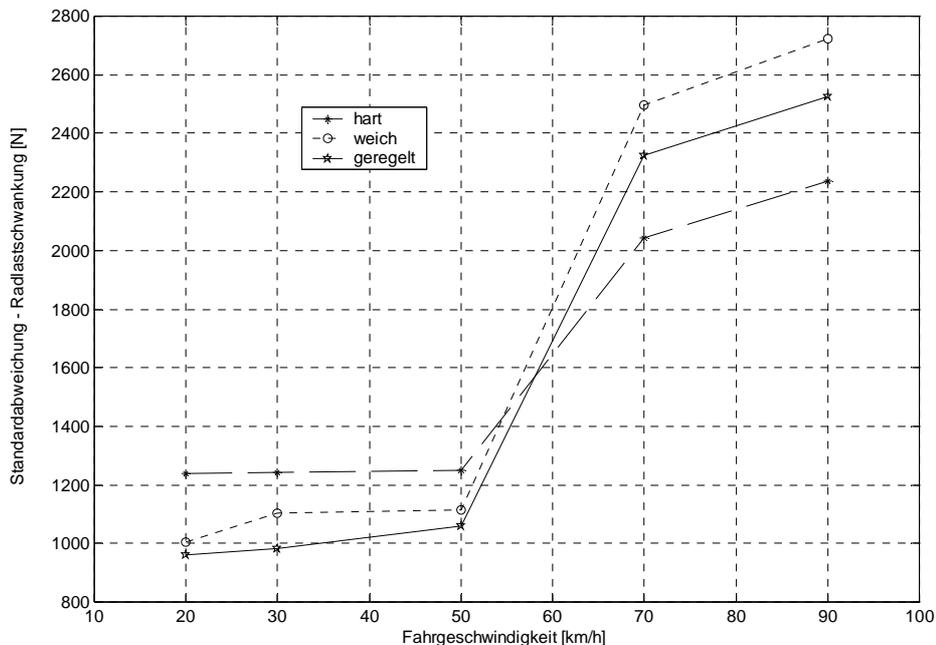


Bild 4-26: Standardabweichung der gemessenen Radlast – 20 bis 90km/h, Bodenwelle 0,04m

Abgebildet sind die Verläufe der Standardabweichungen für den RKR sowie die konstant harte und weiche Dämpfung. Die Fahrversuche zeigen auf, dass der RKR bis ca. 50km/h die geringsten Radlastschwankungen realisiert. Erneut sei erwähnt, dass bei dieser Geschwindigkeit gemäß [Bild 3-23](#) relevante Radlastschwankungen in einem Frequenzbereich bis ca. 12Hz auftreten. Bei den höherfrequenten Schwingungen mit Amplitudeninhalten bis über 25Hz ist die harte Dämpfung zu empfehlen.

4.6 Fazit

Ausgehend vom Stand der Forschung sowie den Ergebnissen der theoretischen Untersuchungen in Kapitel 2 ist zur Verbesserung der Fahrsicherheit die zentrale Aufgabenstellung der Reduzierung von dynamischen Radlastschwankungen an die Vertikaldynamik abgeleitet worden. Mit dieser Aufgabenstellung sowie den geschaffenen und eingesetzten Untersuchungswerkzeugen (Kapitel 3) beschäftigte sich dieses Kapitel mit der Untersuchung der Radlastbeeinflussung durch stufenlose Verstelldämpfung. Hierfür wurde zunächst mittels der Methode der Computersimulation an einem 3-FG-Modell der sogenannte Radlast-Konstant-Regler (RKR) entwickelt, simuliert und am Modell abgestimmt. Die Schwin-

gungserregung des Systems erfolgte dabei durch eine einmalige, sinusförmige Fußpunktverschiebung. Auf den vielversprechenden Ergebnissen aufbauend wurde anschließend der wichtige Schritt in die experimentellen Untersuchungen gegangen, indem der RKR im Versuchsfahrzeug implementiert und eingesetzt wurde. Die durchgeführten, ungebremsten Fahrversuche wurden mit unterschiedlichen, jeweils konstanten Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt. Die Schwingungsanregung erfolgte in Anlehnung an die Simulation durch sinusförmige Bodenwellenhindernisse. Die Grundaussagen der Simulation wurden durch die experimentellen Ergebnisse verifiziert. Die Wirkungsweise der geregelten Verstelldämpfung ist vor allem von der Amplitudenverteilung der Radlastschwankung im Frequenzbereich abhängig. Bei überwiegend niederfrequenter Schwingung, mit relevanten Frequenzinhalten bis maximal ca. 12Hz, kann der RKR im Vergleich sowohl zur konstant weichen als auch zur konstant harten Dämpfung die geringsten Radlastschwankungen realisieren. Dies wurde anhand von Messergebnissen und der daraus berechneten Kenngröße Standardabweichung der Radlastschwankung aufgezeigt. Ursache für das dort gute Regelverhalten des RKR ist unter anderem durch die Bewegungsdynamik des Fahrzeugaufbaus aufgezeigt worden. Infolge der niederfrequenten Anregungen ist der Aufbau in der Lage im Bereich seiner Eigenfrequenz (ca. 1,2Hz) Vertikalbewegungen mit zu vollziehen. Die dadurch entstehenden vertikalen Trägheitskräfte des Aufbaus nutzt der RKR gezielt zur positiven Beeinflussung des Radlastverlaufs aus. Bei den höherfrequenten Anregungen gelingt die Reduzierung der Radlastschwankungen durch den RKR im Vergleich zur konstant harten Dämpfung nicht mehr. Ursachen hierfür sind zum einen die begrenzte Dynamik des Kraftaufbaus bei Schaltvorgängen im Verstelldämpfer. Dies spielt bei den niederfrequenten Anregungen eine nur untergeordnete Rolle. Ferner und wichtiger ist jedoch der Wegfall der eben beschriebenen Vertikalbewegungen des Aufbaus bei den hohen Anregungsfrequenzen. Dementsprechend ist zur wirksamen Reduzierung von Radlastschwankungen bei hochfrequenter Schwingung (bis über 25Hz) das Ergebnis sowohl der Simulation als auch des Fahrversuchs eine hohe Bedämpfung.

Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird im nachfolgenden Kapitel der Weg in die gebremsten Fahrversuche beschritten, um damit den zusätzlichen Einfluss der Längsdynamik auf die Vertikaldynamik und umgekehrt zu erforschen.

5 Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion Radaufhängung / Bremse

Aufbauend auf den vorangegangenen Ergebnissen, die eine positive Beeinflussung des dynamischen Radlastverlaufs mit dem RKR in ungebremsten Fahrversuchen aufgezeigt haben, stellt die Untersuchung der Auswirkungen auf das Bremsverhalten den Kerninhalt des nachfolgenden Kapitels dar. Die Ergebnisse werden zeigen, dass die den vorherigen Kapiteln zu Grunde gelegte Annahme, eine Reduzierung von Radlastschwankungen führt zur Optimierung der Bremskraftübertragung, gerechtfertigt ist.

5.1 Stand der Forschung

Das wissenschaftliche Schrifttum im Bereich der experimentellen Untersuchungen zur Interaktion Radaufhängung/Bremse gliedert sich im Wesentlichen in zwei Gruppen. Es handelt sich dabei um beschriebene Untersuchungen zu Auswirkungen auf das querdynamische Fahrverhalten, bei Bremseingriffen meist in Verbindung mit Fahrdynamikregelsystemen, sowie das Geradeausfahrt-Bremsverhalten bei Vollbremsversuchen, was für die vorliegende Arbeit relevant ist.

Zahlreiche Arbeiten [185] führen hierzu wahlweise am Vollfahrzeug bzw. an einer Halb- oder Viertelachse experimentelle Prüfstanduntersuchungen durch. Der Vorteil dieses Vorgehens liegt in der meist einfacheren Einhaltung von reproduzierbaren Versuchsbedingungen. Problematisch ist dies allerdings hinsichtlich der verfügbaren Prüfstandstechnik infolge der unabdingbaren Forderung die Fahrwerk-Vertikalanregung bei rotierendem Rad auf dem Prüfstand darstellen zu können. Dies ist zur Erforschung der Interaktion Radaufhängung/Bremse wesentlich. [162] hat hierfür einen speziellen Viertelfahrzeug-Prüfstand entwickelt, bei dem das Rad auf einer vertikal angeregten Flachbahn abrollt. Im Gegensatz zu Innen- oder Außentrommelprüfständen rollt der Reifen damit, wie auf der realen Fahrbahn, nicht auf einer gekrümmten Fläche sondern über den gesamten Latsch ab.

Darüber hinaus sind experimentelle Arbeiten aus dem Gebiet des Fahrversuchs veröffentlicht. [9, 10] führt Vollbremsversuche auf trockener und ebener Fahrbahn durch, um die Auswirkungen unterschiedlicher Radaufhängungsparameter (Dämpfung, Reifen, Bremssystem, Fahrzeugniveau, u.a.) auf den Bremsweg zu untersuchen. Die Schriften beschäftigen sich jedoch vornehmlich mit der Beeinflussung des erzielbaren Bremsweges. Eine dezidierte Beschreibung von Auswirkungen z.B. auf den Radlast-, Federweg-, oder Bremsmomentverlauf als wichtige vorgeschaltete Größen sind weniger enthalten.

Wie bereits an anderer Stelle erwähnt, führte [162] Bremsversuche mit konstanter Fahrgeschwindigkeit, also ohne Fahrzeugverzögerung durch. Das Versuchsfahrzeug wurde dabei mit der Hinterachse angetrieben. An der gebremsten Vorderachse wurden die Untersuchungen zur Interaktion Radaufhängung/Bremse durchgeführt. Im Gegensatz zu obiger Arbeit standen hierbei Größen wie das übertragbare Bremsmoment oder der dynamische Radlastverlauf bei unterschiedlichen Fahrwerkeinstellungen im Vordergrund.

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchzuführenden experimentellen Untersuchungen wurde daher entschieden, das Konzept der experimentellen Versuche in Anlehnung und Ergänzung zu [162] umzusetzen, um damit die vielschichtigen Interaktionen bei gebremsten Fahrsituationen unter möglichst realen Bedingungen wissenschaftlich zu erforschen.

5.2 Versuchskonzept und -durchführung

Neben der Variation der Frequenzinhalte der Vertikalschwingung (wie bereits bei den ungebremsten Versuchen) durch unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten wird ferner der Sollwert des Bremsdrucks verändert. Damit werden die beiden zur Untersuchung der Interaktion Radaufhängung/Bremse relevanten Parameter Vertikalschwingung und Bremsmomentbetrag variiert.

Die vertikale Schwingungserregung erfolgt erneut durch den Einsatz der Bodenwellenhindernisse. Alle Fahrversuche werden mit konstanter Fahrgeschwindigkeit und aktiviertem ABV gefahren.

Die Variation des Bremsdrucks wird in zwei Stufen vollzogen. Zunächst werden Teilbremsungen mit einem Soll-Bremsdruck von 33bar durchgeführt, was an einem Vorderrad des Versuchsfahrzeugs einem Bremsmoment von ca. 1000Nm entspricht. Infolge der hohen Reproduzierbarkeit insbesondere der Teilbremsversuche lassen sich damit grundsätzliche Zusammenhänge und Wechselwirkungen gut analysieren. Die Konstanthaltung des Bremsdrucks wird durch den Einsatz eines stufenlos verstellbaren Bremspedalanschlages realisiert.

Darüber hinaus werden Versuche mit maximalem Bremsdruck gefahren. Dabei wird das Bremspedal durch den Versuchsfahrer deutlich über den Punkt des Regelbeginns des ABV betätigt. Die Druckregelung wird somit losgelöst vom Fahrer ausschließlich durch den ABV realisiert. Da während der Bremsversuche infolge der konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit keine dynamische Vorderachslasterhöhung auftritt, wird im stationären Zustand durch den ABV ein Radbremszylinderdruck von ca. 45bar eingeregelt. Dies entspricht einem Bremsmoment von ca. 1400Nm.

In Ergänzung zum Versuchsablauf der ungebremsten Fahrversuche (Abschnitt 4.5.1) wurden für die Bremsversuche nachfolgende Randbedingungen eingehalten:

- Alle gebremsten Versuche werden mit deaktivierter Hinterachsbremse durchgeführt,
- bei den gebremsten Fahrversuchen wird die Konstanthaltung der Fahrgeschwindigkeit durch den Versuchsfahrer über das Fahrpedal realisiert. Toleranzband: Sollwert ± 1 km/h,
- die Teilbremsversuche werden mit 33bar Radbremszylinderdruck gefahren. Toleranzband: Sollwert $\pm 0,5$ bar,
- die Bremse wird bei allen Bremsversuchen zum Messbeginn auf 180°C Scheibentemperatur konditioniert. Toleranzband: Sollwert ± 5 °C.

Tabelle 5-1: Versuchsbedingungen für Bremsversuche

Parameter	Wert	Anmerkung
Fahrgeschwindigkeit	20, 30, 50, 70 km/h Toleranzband: ± 1 km/h	Geschwindigkeitsregelung: Fahrer
Radbremszylinderdruck	33bar Toleranzband: $\pm 0,5$ bar Maximaldruck (ca. 45bar)	Druckregelung /-steuerung: Pedalanschlag (33bar) ABV (Maximaldruck)
Bremsscheibentemperatur	180°C (Versuchsbeginn) Toleranzband: ± 5 °C	

Nachfolgende Darstellung von gemessenen Bremsdrücken zeigt exemplarisch die gute Reproduzierbarkeit der Bedingungen bei den Bremsversuchen auf. Dargestellt sind drei unterschiedliche Bremsdruckverläufe einer Konstantdruckbremsung mit 33bar bei einer Fahrgeschwindigkeit von 30km/h in der weichen Dämpfereinstellung.

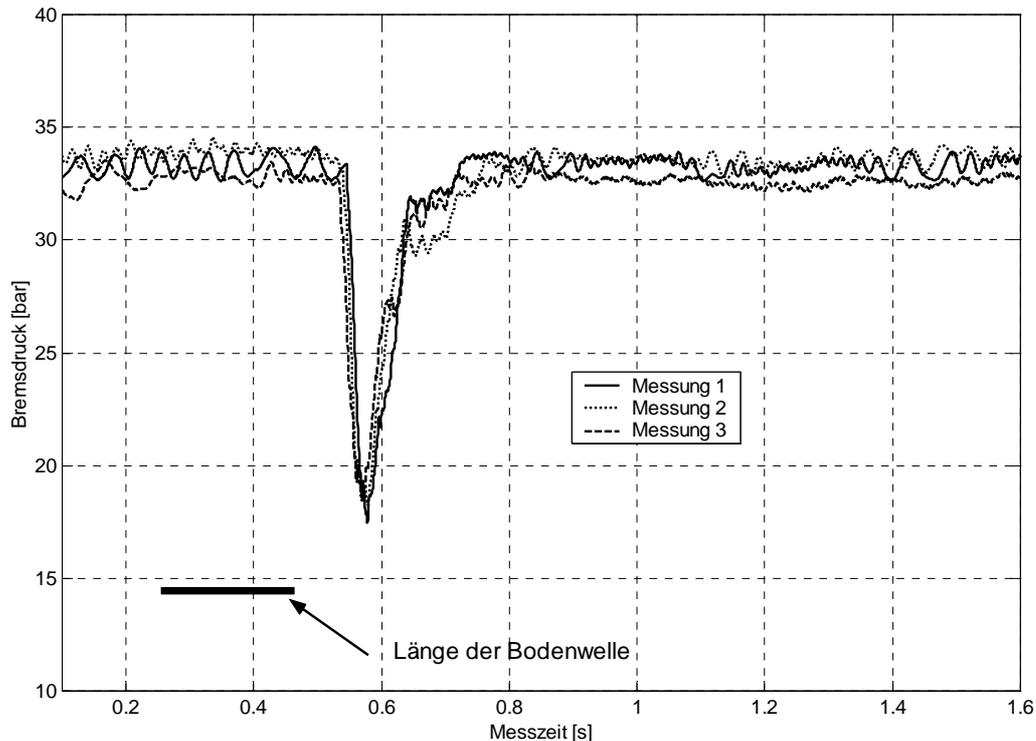


Bild 5-1: Messung: Bremsdruckverläufe, Dämpfung weich, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Bereits die visuelle Begutachtung der drei Verläufe zeigt eine Übereinstimmung des Bremsdruckverlaufs auf. Für die Kenngrößenauswertung ist ausgehend von den Zeitverläufen ferner die quantitative Abweichung der Größen von Interesse. Nachfolgende Tabelle fasst die berechneten Kenngrößen Integral des Bremsdrucks sowie die Standardabweichung von sechs Verläufen zusammen.

Tabelle 5-2: Standardabweichung von 6 Messfahrten unter identischen Messbedingungen

Versuchs-Nr.:	1	2	3	4	5	6	Mittelwert (1 - 6) [bar s]	σ_{1-6} [bar s]
Standardabweichung der Bremsdruckin- tegrale [bar s] (gem. Kapitel 3.6.3)	11,96	11,58	11,74	11,93	11,71	11,60	11,75	0,15

Die Standardabweichung von knapp 1,3% zeigt die gute Reproduzierbarkeit sowie die Robustheit der Kenngrößen auf.

5.3 Untersuchungen zum Einfluss der Fahrbahngeometrie

Zur Abschätzung der Einflüsse der Fahrbahngeometrie auf das vertikal- und längsdynamische Schwingverhalten werden vor der Analyse der Bremsversuche Voruntersuchungen durchgeführt. Dabei finden neben den Bodenwellenhindernisse auch Schlagleisten zur sprungförmigen Anregung Verwendung.

5.3.1 Beeinflussung des Raddrehzahlverlaufs

Im Kapitel 2 wurde bereits theoretisch dargelegt, dass für die richtige Bremschlupfbestimmung im Reifenlatsch eine möglichst gute Raddrehzahlmessung erforderlich ist. Ferner wird der dynamische Radhalbmesser als ABV-interne Berechnungsgröße benötigt. Vorversuche auf ebener Fahrbahn haben für das Versuchsfahrzeug einen Radhalbmesser von:

- $R_{dyn} = 0,315m$ (bei einer Standardabweichung von $0,0017m$) ergeben.

Dies gilt für die statische Radlast des Vorderrades von $4600N$.

Ausgehend von diesem Wert wurden die Bodenwellen ungebremst mit unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten überfahren. Ziel der Versuche war die Abschätzung der Abhängigkeit des Schlupfes von den Radlastschwankungsbeträgen.

Der auf der nächsten Seite folgende Messschrieb (Bild 5-2) zeigt die Schwankungsgrößen (Messgröße abzüglich des Gleichwertes) der Radlast und der Raddrehzahl für $30km/h$ in der weichen Dämpfereinstellung auf.

Bei $30km/h$ Fahrgeschwindigkeit über das stetige Bodenwellenprofil vollzieht der Radträger bei den ungebremsten Versuchen keine relevanten Längsschwingungen. Dementsprechend entstehen die Raddrehzahlschwankungen vornehmlich infolge der vorhandenen Radlastschwankungen.

Unter der Annahme einer konstanten Latsch-Tangentialgeschwindigkeit verhalten sich der dynamische Radhalbmesser und die Raddrehzahl umgekehrt proportional zueinander. Eine Reduzierung des Halbmessers bedarf der Erhöhung der Raddrehzahl. Über den anzunehmenden Zusammenhang eines reduzierten Radhalbmessers mit zunehmender Radlast ergibt sich somit qualitativ:

- Negative Radlastschwankung \rightarrow negative Raddrehzahlschwankung

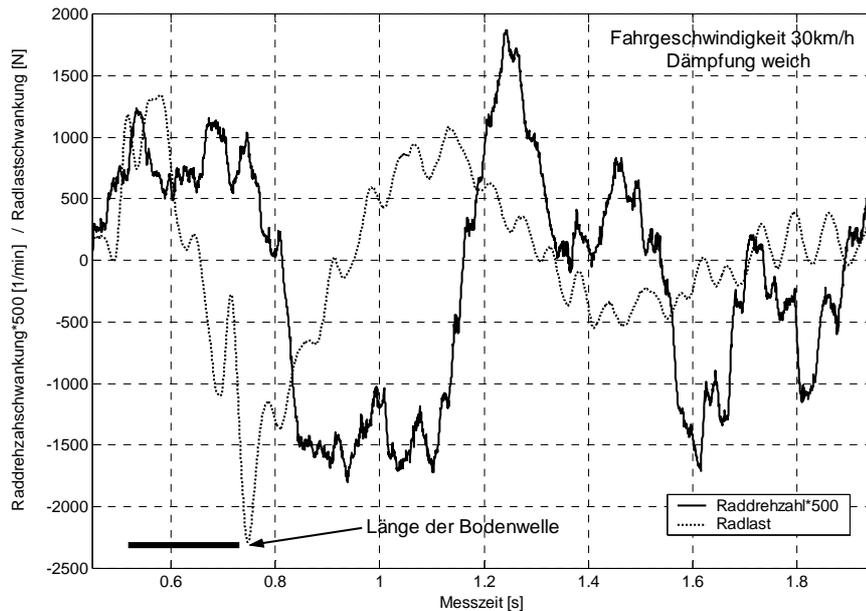


Bild 5-2: Radlast- /Raddrehzahlschwankung, ungebremst, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Dies bestätigt Bild 5-2. Allerdings eilt die Drehzahlentwicklung der Radlastschwankung recht deutlich nach, was durch zwei Effekte zu begründen ist. Einerseits bedarf die Geschwindigkeitsberechnung einer endlichen Zeitdauer. Diese ist im Versuchsfahrzeug in Stufen einstellbar. Untersuchungen mit einer Einlesedauer von 10ms und 100ms haben Unterschiede in der Zeitverschiebung ergeben. Allerdings ist diese eine Größenordnung geringer als in obigem Messschrieb. Daher spielt der zweite Effekt die dominante Rolle. Wie bereits in Kapitel 2 aufgezeigt, ist infolge des Verhaltens des Reifens bei dynamischen Kraftänderungen mit Zeitverschiebungen zwischen Kraft und Schlupf zu rechnen [171]. Dieser Einfluss ist ebenfalls in Bild 5-2 zu vermuten.

Es ist insgesamt jedoch darauf hinzuweisen, dass sich die gemessenen Raddrehzahlschwankungen bei ungebremster Fahrt innerhalb eines sehr geringen Bandes bewegen. In der Anfahrt zu den Bodenwellen auf ebener Fahrbahn nimmt die Raddrehzahl einen Wert von ca. 260 1/min. an. Die radlasterregten Schwingungsamplituden mit ca. 4 1/min entsprechen nur ca. 1,5%.

5.3.2 Radträger-Längsbewegung

Neben der radlastabhängigen Beeinflussung des Radhalbmessers sind sowohl theoretische als auch experimentelle Ergebnisse zur Längsbewegung des Radträgers relativ zum Fahrzeugaufbau bekannt [162]. Vor allem [150, 151] weist darauf hin, dass der größte Fehler heutiger ABV-Systeme bei der Schlupfberechnung durch die Nichtbeachtung der Radträgerlängsbewegungen entsteht.

Neben den Bodenwellenhindernissen wurden zur impulsartigen Anregung des Fahrwerks ferner Schlagleisten ungebremst überfahren. Nachfolgende Darstellung zeigt die gemessenen Radträgerlängsbeschleunigung und der daraus berechneten –geschwindigkeit bei der Überfahrt einer 40mm hohen Schlagleiste mit 25km/h auf.

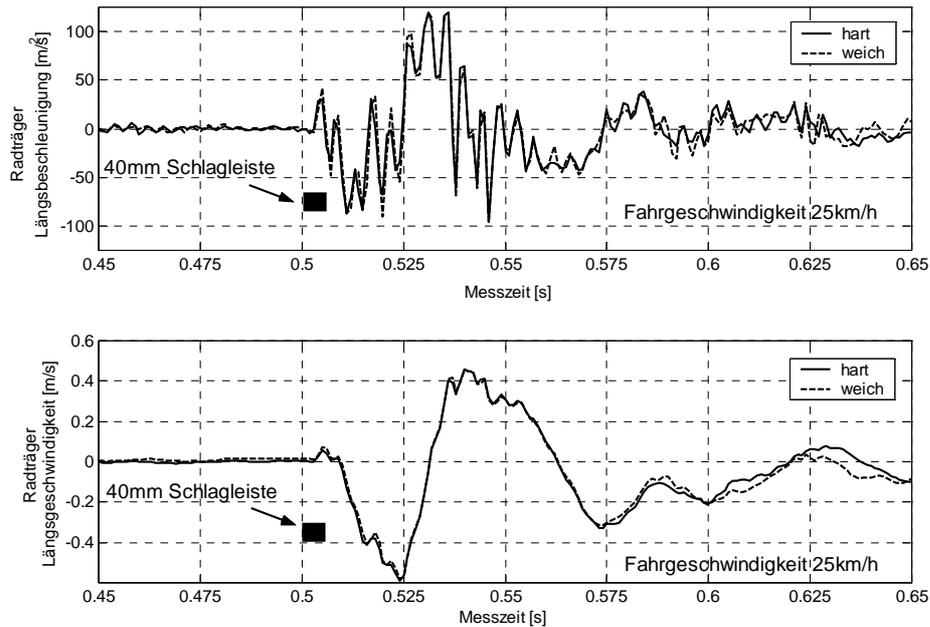


Bild 5-3: Radträgerbewegungsgrößen, ungebremst, 25km/h, Schlagleiste 40mm

Der obere Verlauf zeigt auf, dass durch die Fußpunkterregung Längsbeschleunigungen im Bereich um $\pm 10g$ auftreten. Die Folge ist in den ersten ca. 50ms nach der Hindernisberührung eine Verschiebung des Radträgers entgegen der Fahrtrichtung mit einer Geschwindigkeit von bis zu 0,6m/s. Für die Schlupfänderung würde dies einem Maximalwert von kurzzeitig ca. 8,5% entsprechen. Da diese Schlupfänderung nicht ursächlich durch geänderte Kraft- oder Reibwertsituationen entstehen, ist eine Irritation des ABV denkbar. Im anschließenden Verlauf wird der Radträger in Fahrtrichtung beschleunigt. Insgesamt durchläuft der Radträger zwei nennenswerte Längsschwingungsperioden.

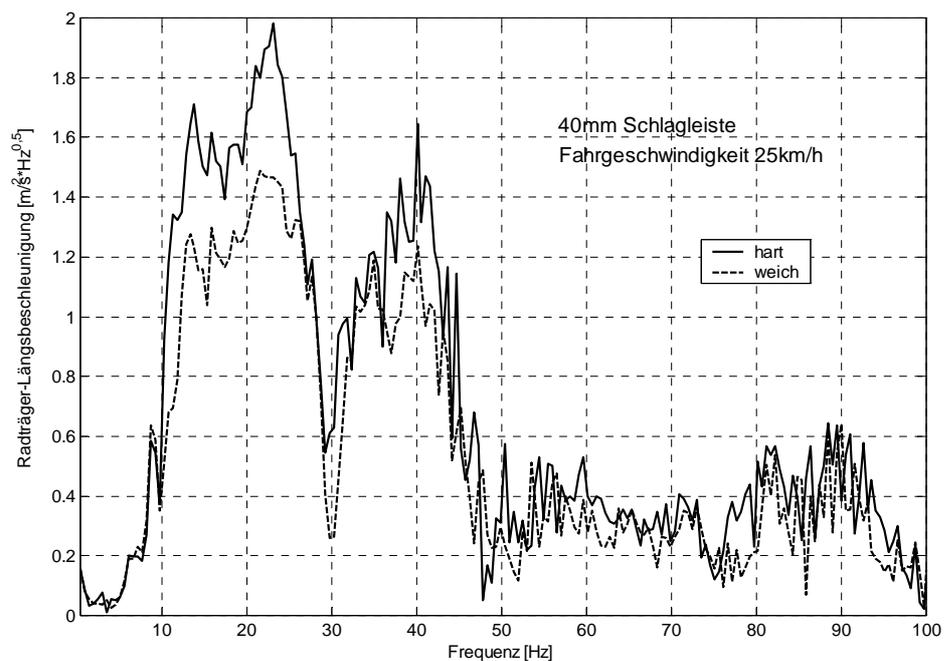


Bild 5-4: Frequenzinhalt, Radträgerlängsbeschleunigung, ungebremst, 25km/h, Schlagleiste 40mm

Hinsichtlich der Amplitudenverteilungen der Radträgerlängsbeschleunigungen im Frequenzbereich werden die Aussagen von [162] tendenziell bestätigt. Wechselwirkungen zwischen Aufbaudämpfung und Längsbewegung des Radträgers sind anhand der Amplituden zu sehen. Zwar sind im Vergleich zu den Ergebnissen von [162] die Unterschiede bei dem im Rahmen dieser Forschungsarbeiten eingesetzten Fahrzeug geringer, allerdings bestätigen sich die Trends. Die geringe Bedämpfung der Vertikalbewegung führt auch hier zu kleineren Amplituden in der Radlängsbewegung. Hieraus ist abzuleiten, dass bei der Gesamtdynamik Regelphilosophie darauf zu achten ist, nach welcher Priorität z.B. die Verstell-dämpferregelung (Reduzierung von Radlastschwankungen, oder die indirekte Beeinflussung der Radträgerschwingung, gem. Bild 5-4) die Dämpfer radselektiv verstellen soll. Dies ist insbesondere in enger Verbindung zu den beiden Systemen ABV/FDR von Interesse.

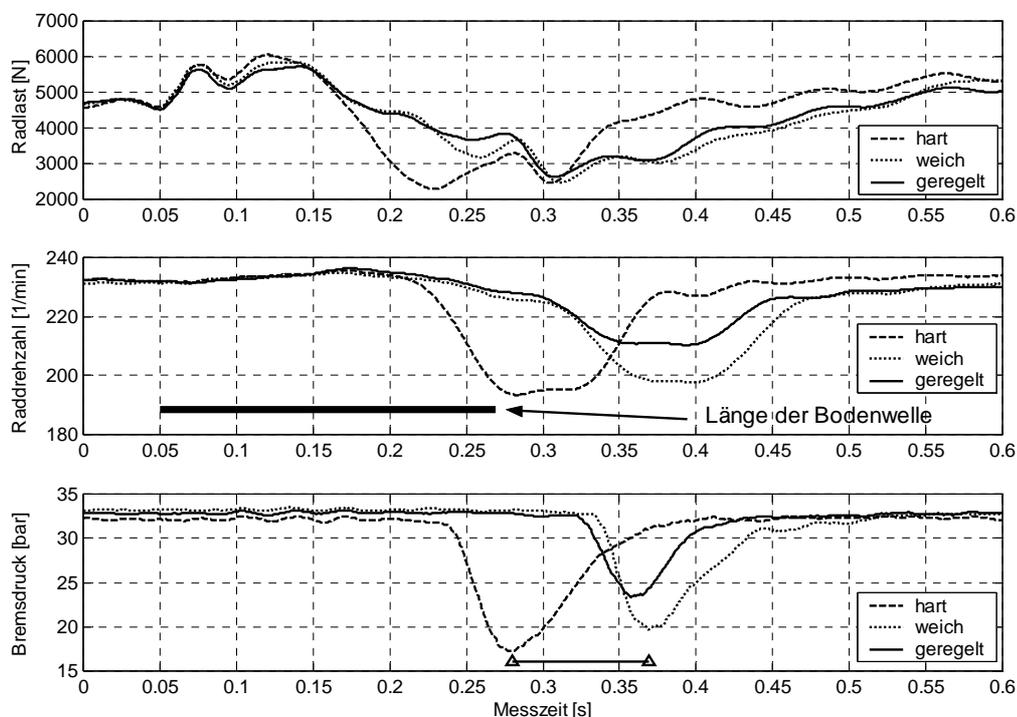
Da Vorhandensein der Kopplungseffekte zwischen Vertikaldämpfung und Radträgerlängsbewegung motiviert erneut, Abstimmungsprozesse von zukünftigen Fahrwerkregelsystemen im Verbund durchzuführen.

5.4 Experimentelle Ergebnisse

Die nachfolgenden Abschnitte zeigen die Auswirkungen von unterschiedlichen Dämpfungen und damit unterschiedlichen Vertikalschwingungen im Fahrwerk auf das Bremsverhalten auf. Hierfür werden zwischen so genannten Teilbremsungen mit einem Bremsmoment von ca. 1000Nm und Bremsungen mit vollem Bremsdruck unterschieden. Zur Untersuchung der Auswirkungen von unterschiedlichen Frequenzinhalten in der Vertikalschwingung (siehe [Bild 3-23](#)) auf das Bremsverhalten werden beide Versuchsreihen mit verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt.

5.4.1 Teilbremsung

Zunächst zeigt [Bild 5-5](#) die Zeitschriebe der Größen Radlast, Raddrehzahl und Bremsdruck bei niederfrequenter Anregung bei einer Fahrgeschwindigkeit von 30km/h.



[Bild 5-5](#): Radlast-, Raddrehzahl-, Bremsdruckverlauf, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Die Radlastverläufe entsprechen qualitativ den ungebremsten Versuchen. Erneut bewirken bei niederfrequenter Anregung die geringe sowie die geregelte Dämpfung geringere Radlastschwankungen. Die später folgenden objektiven Kenngrößen werden dies stützen. Der Raddrehzahlverlauf als Reaktionsgröße des Momentgleichgewichts zwischen Radlast und Bremsmoment zeigt eine deutliche Abhängigkeit zur Vertikalschwingungsform auf. Durch die dämpfereinstellungsabhängige Zeitverschiebung der Radlasteinbrüche liegen gleichermaßen in der Drehbewegung des Rades Unterschiede vor. Die Reaktion des ABV anhand der Bremsdruckverläufe zeigt einen Zeitunterschied von knapp 100ms im Druckeinbruch zwischen harter und weicher Dämpfung auf. Dies bedeutet, dass durch eine Variation der Dämpfung gezielt Einfluss auf den Ort des lokalen Bremsdruckminimums genommen werden kann. So tritt bei der Teilbremsung aus [Bild 5-5](#) ein Wegunterschied von ca. 0,83m auf.

Bei den ungebremsten Fahrversuchen wurde anhand der Kenngrößen bereits aufgezeigt, dass der RKR auch im Vergleich zur weichen Dämpfung geringere Radlastschwankungen bewirkt. Die Auswirkungen davon sind insbesondere im Raddrehzahlverlauf zu erkennen. Obwohl die beiden Radlastverläufe für weich und geregelt aus [Bild 5-5](#) ähnlich verlaufen, sinkt die Raddrehzahl beim RKR deutlich weniger ab, was mit den Kenngrößen der Standardabweichungen ([Bild 5-7](#)) quantifiziert wird.

Die Auswirkungen auf das Bremsverhalten wird durch die Verläufe der Bremsmomente in [Bild 5-6](#) dargelegt.

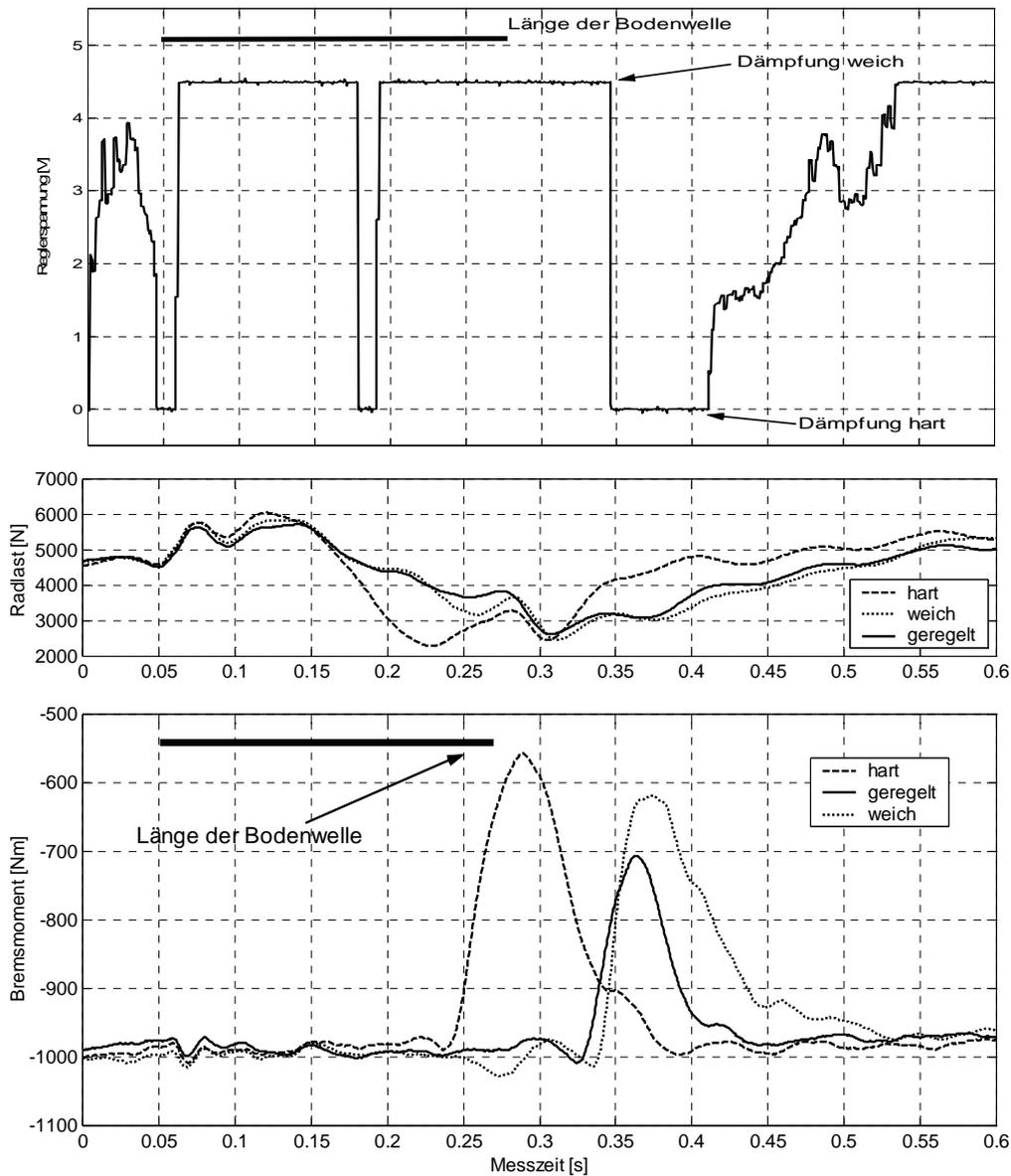


Bild 5-6: Radlast-, Bremsmoment-, Reglerspannungsverlauf, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Ausgehend vom stationären Bremsmoment bei -1000Nm erfolgt zuerst in der harten Dämpfung der bremsdruckgesteuerte Momenteneinbruch auf das (betragsmäßige) Minimum von ca. -550Nm , was nahezu einer Halbierung des Bremsmomentbetrages entspricht. Durch den günstigen Radlastverlauf beim RKR bewirkt die geringste Druckreduzierung des ABV

gleichermaßen den geringsten Momenteneinbruch auf ca. -700Nm . Möglich ist dies durch die gezielten Umschaltungen in die weiche Dämpfung insbesondere während der Bodenwellenüberfahrt und der anschließenden Schaltung vornehmlich in die harte Dämpfung im Ausschwingvorgang.

In Verbindung mit der kürzeren Zeitdauer des Bremsmomenteinbruchs ergibt sich durch den Einsatz des RKR insgesamt das größte Verzögerungsäquivalent, VAE, was als direktes Maß zur Beurteilung der theoretischen Fahrzeugverzögerung eingesetzt wird.

Durch das Hinzuziehen der Kenngrößen werden nachfolgend weitere Aussagen zum Bremsverhalten möglich. Dargestellt sind zunächst ausschließlich die Größen für 30km/h Überfahrgeschwindigkeit. Eine Diskussion des Einflusses unterschiedlicher Geschwindigkeiten und somit der Frequenzverteilung der Vertikalschwingung wird abschließend in diesem Kapitel vorgenommen.

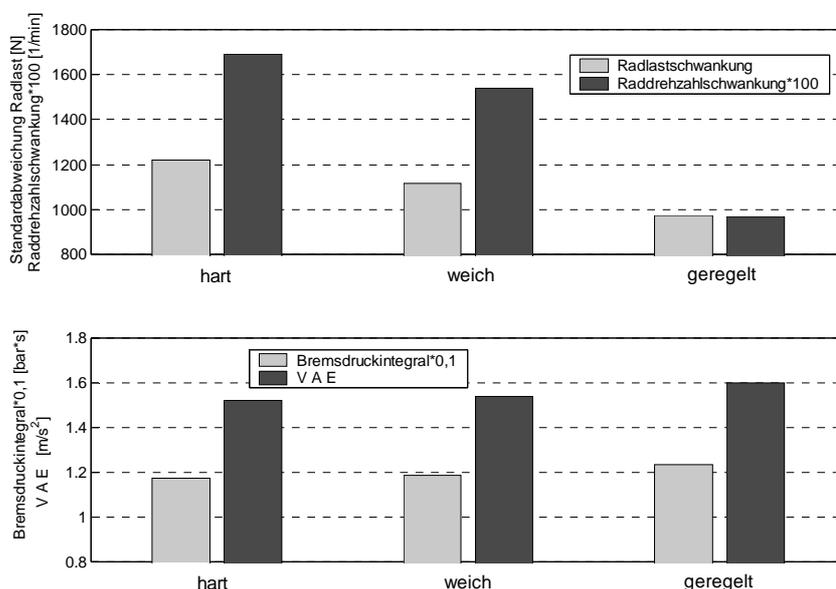


Bild 5-7: Kenngrößenanalyse, 33bar, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Die beiden Grafiken unterscheiden sich hinsichtlich ihres qualitativen Verlaufs in Abhängigkeit zur Dämpfung. Im oberen Teil sind die Standardabweichungen dargestellt. Das Ziel der Minimierung dieser Größen wird am wirksamsten durch den RKR erreicht. Insbesondere die Schwankung der Raddrehzahl ist bei der geregelten Dämpfungsverstellung am niedrigsten. Dies drückt sich unmittelbar in den bremsenbezogenen Kenngrößen aus. Durch die geringen Drehzahlschwankungen als Ausgangsgröße infolge des abgestimmten Wechselspiels zwischen dynamischer Radlast und Bremsmoment am gebremsten Rad vollzieht der ABV weniger Druckregelvorgänge beim RKR. Das Integral des Bremsdrucks drückt dies aus. Je größer dieser Wert ist, desto näher liegt der Bremsdruckverlauf am Sollwert von 33bar.

Aus Sicht der Fahrsicherheit wesentlich ist die Größe des VAE welches unmittelbar aus dem Bremsmomentintegral berechnet wird. Bild 5-7 zeigt auf, dass bei geregelter Verstelldämpfung der höchste Wert erzielt wird. Ein Maß zur Beurteilung der ABV-Regelgüte ist gemäß Gl. (3.9) der in Anspruch genommene Kraftschlussbeiwert (KSB). In Bild 5-8 sind

die Mittelwerte der Messgrößen Radlast und Bremskraft dargestellt. Die Mittelwerte sind auf die Ergebnisse der harten Dämpfung bezogen.

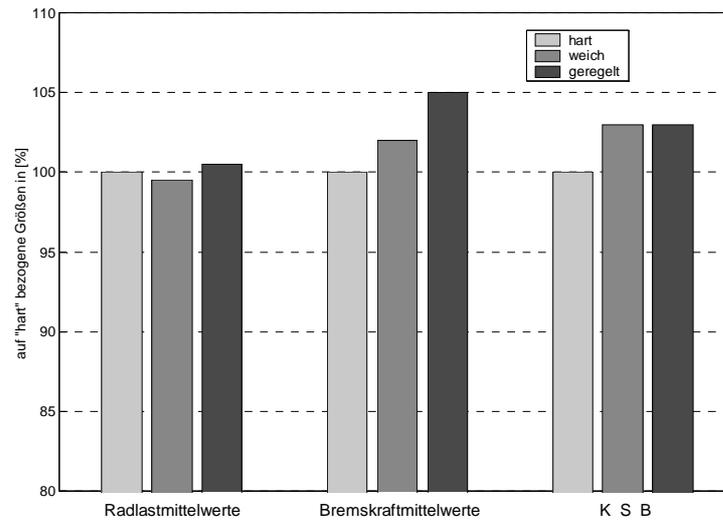


Bild 5-8: Bezogene Kenngrößen, 33bar, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Im linken Teil sind die nahezu identischen Radlastmittelwerte, unabhängig von der Dämpfereinstellung zu sehen. Dennoch unterscheiden sich die Bremskraftmittelwerte deutlich voneinander, was letztlich zu den entsprechenden in Anspruch genommenen Kraftschlussbeiwerten im rechten Teil von [Bild 5-8](#) führt. Deren Abweichungen resultieren aus den im Mittel unterschiedlichen Bremskraftwerten bei näherungsweise gleichen Radlastmittelwerten in allen drei Dämpfungen.

Mit diesem Ergebnis wird aufgezeigt, dass insbesondere die Größe der Radlastschwankung und weniger des statischen Mittelwertes entscheidend für die Bremskraftübertragung ist. Die Reihenfolge der VAE-Werte aus [Bild 5-7](#) richtet sich vornehmlich nach der Größe der Radlastschwankungen.

Wie eingangs erläutert werden die Teilbremsversuche zur Untersuchung der Frequenzabhängigkeit darüber hinaus mit weiteren Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt. Die Ergebnisse der ungebremsten Versuche lassen bereits erwarten, dass mit zunehmend hochfrequenten Vertikalschwingungsanteilen die Leistungsfähigkeit des RKR im Vergleich zur harten Dämpfung abnehmen wird. Von Interesse ist daher, in wieweit die anliegenden Bremsmomente das vertikale Schwingverhalten ändern und beeinflussen.

Hierfür sind in [Bild 5-9](#) die Verläufe der Radlasten, Dämpferwege und schließlich des Bremsmoments dargestellt. Zum Zeitpunkt 0,05s berühren die Vorderreifen das erste Mal die Bodenwelle. Den Radlast- und Dämpferwegverläufen sind die vornehmlich hochfrequenten Schwingungsanteile, wie bereits bei den ungebremsten Fahrten, zu entnehmen. Es treten im Gegensatz zu [Bild 5-5](#) fast ausschließlich Radträgerfrequenzschwankungen auf. Zunächst ist der Zeitbereich bis ca. 0,17s (gekennzeichnet mit Phase 1) von Interesse. Hier unterscheiden sich die drei Radlastverläufe kaum. Gleichmaßen verhalten sich die Dämpferwege.

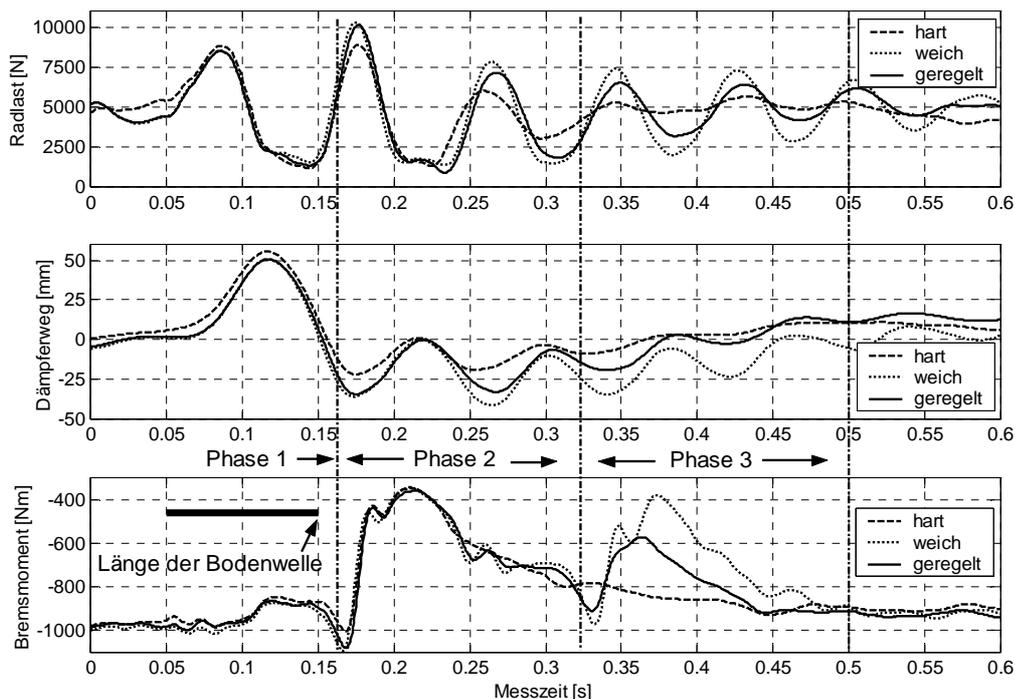


Bild 5-9: Radlast-, Dämpferweg-, Bremsmomentverlauf, 33bar, 70km/h, Bodenwelle 0,04m

Das Kräftegleichgewicht am gebremsten Rad ist in allen drei Dämpfungen identisch. Die Folge sind sich entsprechende Raddrehzahlverläufe in Phase 1, Bild 5-10.

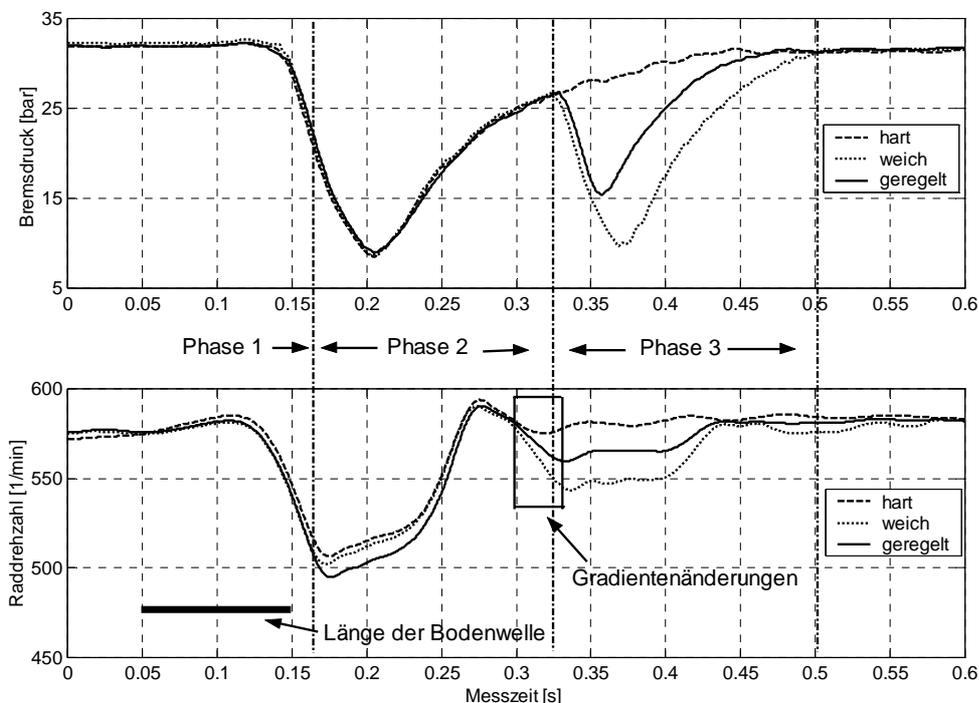


Bild 5-10: Bremsdruck-, Raddrehzahlverlauf, 33bar, 70km/h, Bodenwelle 0,04m

In Phase 2 kommen die unterschiedlichen Dämpfungsvarianten zum tragen. Zunächst sind in Bild 5-9 die geänderten Auswirkungen auf das vertikale Schwingverhalten zu erkennen. Sowohl die Dämpferwege als auch die Radlasten verlaufen unterschiedlich. Die harte

Dämpfung kann erwartungsgemäß die Schwingungen am wirksamsten reduzieren. Gefolgt vom RKR. Die weiche Dämpfung realisiert die größten Amplituden. Anhand der Raddrehzahlverläufe ist gut zu erkennen, dass infolge von unterschiedlichen Radlastverläufen auch die Raddrehzahlen in Phase 2 nicht mehr deckungsgleich verlaufen. Dennoch reagiert der ABV in allen drei Verläufen identisch. Offensichtlich liegen die relativ geringen Drehzahlunterschiede noch innerhalb der Schlupfschranken. Der ABV nimmt hier noch keine unterschiedlichen Druckmodulationen vor. Dies zeigt jedoch deutlich auf, dass die Vorteile der reduzierten Radlastschwankung in der harten Dämpfung zurzeit noch nicht in Form einer höheren Bremsmomentübertragung ausgenutzt werden. Ferner zeigt vor allem Bild 5-9, dass die Dynamik der Vertikalschwingung ungefähr um den Faktor zwei höher ist, als die des Bremsmomentverlaufs. Begründung hierfür ist zum einen die Dynamik der Druckmodulation des ABV, vielmehr allerdings die Drehträgeiten des Rad/Reifensystems, infolge derer bei den gegebenen Kräftepaaren (Radlast und Bremskraft) keine hochdynamischen Raddrehzahleinbrüche zu erwarten sind.

In Phase 3 kommen die dämpferspezifischen Unterschiede in der Vertikalschwingung am meisten zum Tragen. Die harte Dämpfung hat die hochfrequenten Schwingungen fast vollständig abgedämpft. Geringe Schwingungsamplituden im Aufbaueigenfrequenzbereich sind insbesondere anhand des Dämpferwegverlaufs in Phase 3 und darüber hinaus zu erkennen. Der RKR, vor allem aber die weiche Dämpfung bewirken dem überlagert noch merkliche hochfrequente Schwingungen. Vor allem in der weichen Dämpfung sind immer noch Radentlastungen bis etwa 2000N vorhanden. Die Folgen im Raddrehzahlverlauf liegen bereits im Übergang von Phase 2 zu 3 (markierter Bereich in Bild 5-10) vor, weshalb der ABV beim RKR und bei weicher Dämpfung eine erneute Druckreduzierung vornimmt.

Erstaunlich ist dabei, dass der ABV in der weichen Dämpfung fast eine gleichstarke Druckreduzierung vornimmt wie in Phase 2, obwohl sowohl die Raddrehzahl insbesondere aber auch die Radlast vermeintlich günstiger (geringe Amplituden) verlaufen.

Der Einfluss des Frequenzinhalts der Vertikalschwingung auf das Regelverhalten des RKR und des ABV bei Teilbremsungen wird nachfolgend anhand der Kenngrößenanalyse diskutiert. Zunächst sind in Bild 5-11 die Standardabweichungen der Radlasten sowie die Mittelwerte der Radlastverläufe für vier unterschiedliche Geschwindigkeiten dargestellt. Anhand der oberen Kurven in Bild 5-11 wird der bereits aus den ungebremsten Versuchen bekannte Trend der zunehmenden Standardabweichungen bei größeren Geschwindigkeiten bestätigt. Bei geregelter Verstelldämpfung sind die Radlastschwankungen bis ca. 50km/h am geringsten. Bei vornehmlich hochfrequenter Anregung (70km/h) ist auch bei den Teilbremsversuchen die konstant harte Dämpfung aus Sicht der Fahrsicherheit zu empfehlen. Im unteren Teil der Abbildung sind ferner die berechneten Radlastmittelwerte dargestellt. Diese sind hinsichtlich zweier Effekte von Interesse. Zum einen ist festzuhalten, dass sich deren Werte als Funktion der Fahrgeschwindigkeit nur sehr gering ändern (in einem Band von knapp 500N). Darüber hinaus liegt keine dämpferspezifische Tendenz bzw. ein Trend hinsichtlich der Fahrgeschwindigkeit vor.

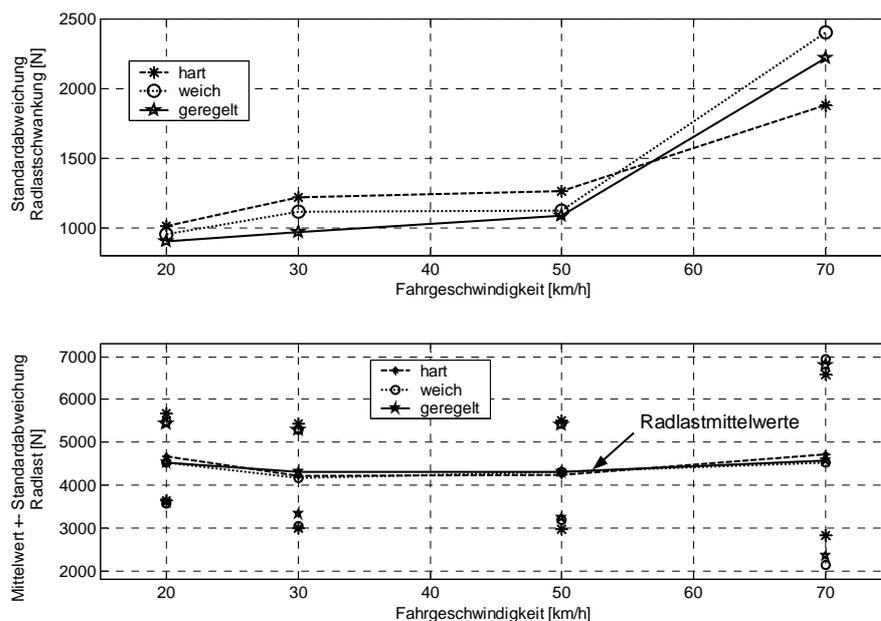


Bild 5-11: Radlastkenngrößen, 33bar, 20kmh bis 70km/h, Bodenwelle 0,04m

Für die weitere Diskussion werden die Kenngrößen der Bremsdruckbewertung (Bild 5-12) verwendet. Die Trendverläufe der Standardabweichungen von Radlast und Bremsdruck entsprechen sich sowohl hinsichtlich der Geschwindigkeits- als auch der Dämpfungsabhängigkeit (Ausnahme bildet ein Wert bei 20km/h) völlig.

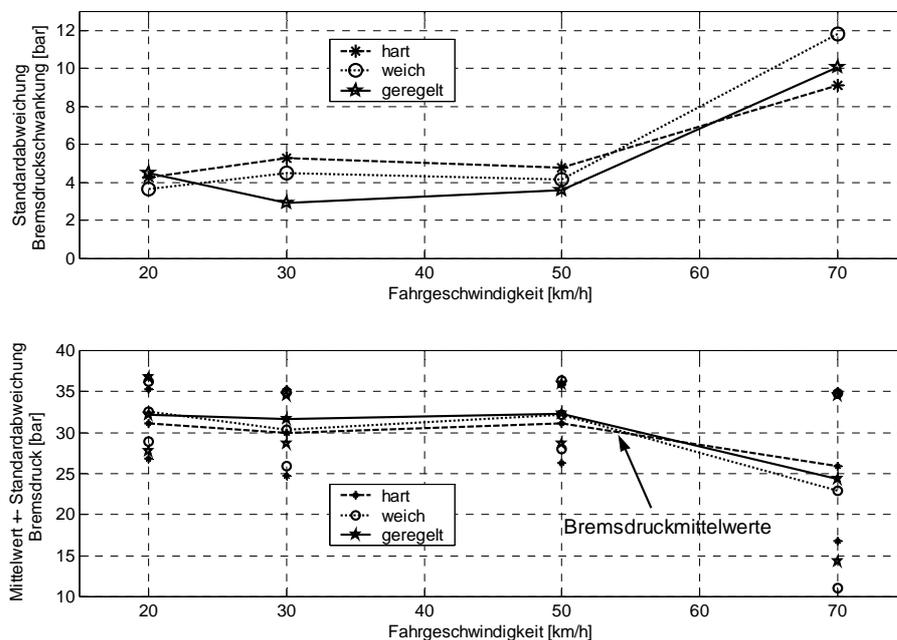


Bild 5-12: Bremsdruckkenngrößen, 33bar, 20kmh bis 70km/h, Bodenwelle 0,04m

Die für die Fahrsicherheit wichtige Größe Bremsdruckmittelwert hingegen zeigt einen deutlich verschiedenen Verlauf im Vergleich zum Radlastpendant. Mit zunehmend hochfrequenten Schwingungsanteilen sinkt infolge der größeren Schwankungen der Bremsdruckmittelwert ab. Ferner zeigt der untere Teil in Bild 5-12 die gleiche Rangfolge hinsichtlich der Dämpfung auf wie die Standardabweichung der Radlast.

Anhand der nachfolgenden Darstellung des Verzögerungsäquivalents VAE werden wichtige Aussagen zum Bremsverhalten bei unterschiedlichen Dämpfungen in der Vertikalschwingung gegeben.

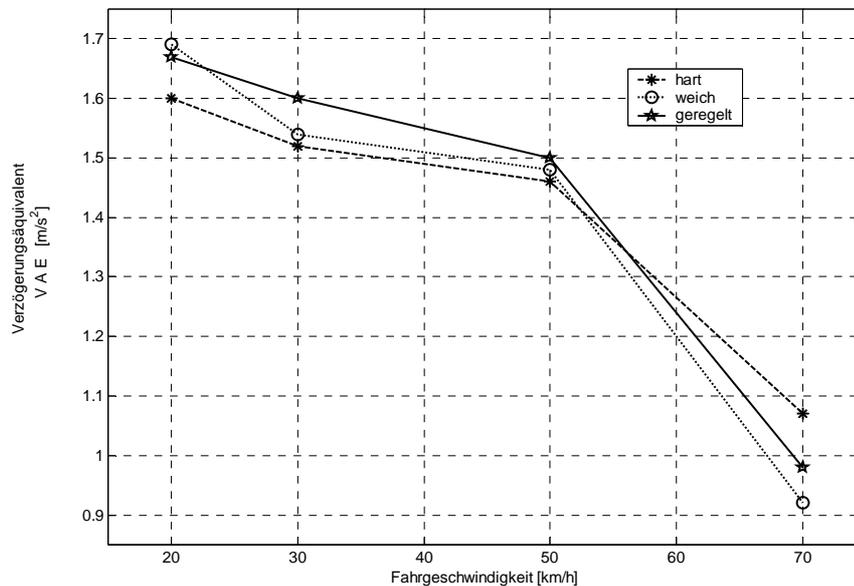


Bild 5-13: Verzögerungsäquivalent VAE, 33bar, 20kmh bis 70km/h, Bodenwelle 0,04m

Zunächst werden zwei Anmerkungen gegeben:

- Die sinkenden Beträge mit zunehmender Geschwindigkeit begründen sich durch die größeren Bremsmomenteinbrüche. Interessanter ist daher der Vergleich für die drei Dämpfereinstellungen jeweils bei einer Geschwindigkeit.
- Die unterschiedlichen VAE weisen recht geringe Absolutwerte auf, da sie nur für das eine gebremste Vorderrad gelten. Demzufolge würde bei einer 4-Radbremung das Fahrzeug näherungsweise mit dem vierfachen Wert verzögert.

Bild 5-13 zeigt auf, dass im Bereich bis ca. 50km/h die höchste Bremskraftübertragung bei geregelter Verstelldämpfung realisiert wird.

Die Entstehungsmechanismen für dieses Ergebnis sind insbesondere in der Beeinflussung der Vertikalschwingung zu sehen. Die Versuche haben aufgezeigt, dass die der Simulation zu Grunde gelegte Annahme der Optimierung der Vertikalschwingung durch eine Reduzierung insbesondere der Radlastschwankungen (Quantifiziert durch die Standardabweichung) ein sinnvolles und zielführendes Vorgehen ist, um die Bremskraftübertragung zu verbessern. Die Analyse der dämpfereinstellungsabhängigen Radlastmittelwerte erlaubt keine eindeutigen Aussagen hinsichtlich einer Bewertung der Fahrsicherheit. Der Geltungsbereich dieser Aussagen beschränkt sich jedoch zunächst auf die durchgeführten und analysierten Teilbremsversuche, bei denen keine extremen Änderungen im Radlastmittelwert vorlagen. Die prozentualen Unterschiede der VAE-Werte zwischen den jeweils drei Dämpfungen fallen dabei jedoch immer geringer aus als z.B. die der Radlastschwankungen, was unter Einbeziehung obiger Aussagen zur Bremskraftanpassungsdynamik (Vergleich der Phasen 2 und 3 in Bild 5-10), noch weitere Potenziale zur Verbesserung der Bremskraftübertragung bei unterschiedlichen Radlastverläufen erwarten lässt.

5.4.2 Volldruckbremsung

Neben der Teilbremsung wurden darüber hinaus Versuche mit maximalem Bremsdruck durchgeführt. Motivation hierfür ist dass der ABV, losgelöst vom Versuchsfahrer die gesamte Druckmodulierung übernimmt. Durch die verschiedenen Dämpfungseinstellungen hat das Bremssystem mit unterschiedlichen Vertikalschwingungszuständen und damit Kraftschlussänderungen umzugehen. Ein Hauptaugenmerk der Untersuchungen wurde daher auf die Reaktionen des ABV auf die drei sich unterscheidenden Radlastverläufe gerichtet.

Nachfolgendes [Bild 5-14](#) stellt die Kurven der Radlasten, des Bremsschlupfs und der Bremsmomente für die niederfrequente Anregung bei 20km/h Überfahrgeschwindigkeit dar.

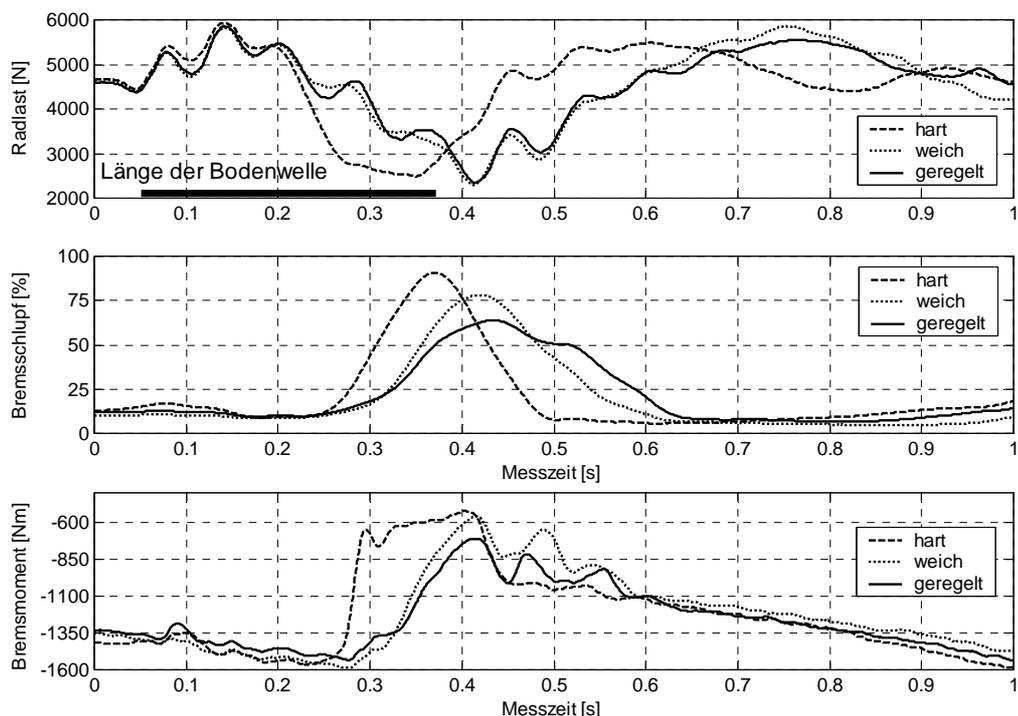


Bild 5-14: Radlast-, Bremsschlupf-, Bremsmomentverlauf, Volldruck, 20km/h, Bodenwelle 0,04m

Im unteren Teil der Abbildung sind die drei Bremsmomente abgebildet. Bei der stationären Anfahrt zu den Bodenwellen werden pro Vorderrad ca. 1400Nm Bremsmoment übertragen. Da in diesem Fahrzustand keine großen Dämpferwegschwingungen auftreten, wird dies in allen drei Dämpfungseinstellungen erreicht. Der Bremsschlupf auf ebener Fahrbahn liegt dabei in einem Bereich um ca. 12%.

Das Ziel einer Konstanthaltung des Bremsschlupfs im Bereich des maximalen Reibwerts gelingt dem ABV kurz nach dem Verlassen der Bodenwellen infolge der starken Radlasteinbrüche in keinem der drei Verläufe. Allerdings sind die Schlupfanstiege bei geregelter Verstelldämpfung am geringsten. Insbesondere der Vergleich zwischen den beiden günstigeren Radlastverläufen bei weicher Dämpfung bzw. beim RKR ist von Interesse. Die später folgenden Kenngrößen ([Bild 5-18](#), [Bild 5-19](#)) zeigen erneut auf, dass unter anderem die Standardabweichung der Radlastschwankungen wichtig für das Regelverhalten des ABV zu

sein scheint. Der RKR hat zwar im Vergleich zur weichen Dämpfung einen geringeren Radlastmittelwert, bewirkt jedoch infolge der besseren Standardabweichung eine höhere Bremskraftübertragung.

Der Vergleich der Radlast und Bremsmomentkurven der harten Dämpfung ab ca. 0,5s zeigt auf, dass obwohl die Radlast wieder nahezu auf dem statischen Wert angelangt ist, der ABV den Bremsdruck und damit das Moment weiter auf einem reduzierten Niveau belässt. Ab ca. 0,6s gilt dies auch für die anderen beiden Verläufe. Sowohl der Bremsschlupf als auch die Radlasten sind wieder im Bereich ihrer stationären Werte. Dennoch wird der Bremsdruck in allen drei Dämpfungseinstellungen verhalten aufgebaut. Bei Kenntnis der vertikal-dynamischen Schwingungszustände könnte hier weiteres Potenzial für den ABV in der Druckaufbaudynamik ausgenutzt werden. Der Radlastverlauf könnte solche Informationen bereitstellen.

Zur Beurteilung der Regelgüte eines ABV schlägt [149] die Betrachtung der Kraftschlussausnutzung vor. In Bild 5-15 sind die aus der Bremskraft und der Radlast berechneten Kraftschlussbeiwerte bei der Überfahrgeschwindigkeit von 30km/h dargestellt.

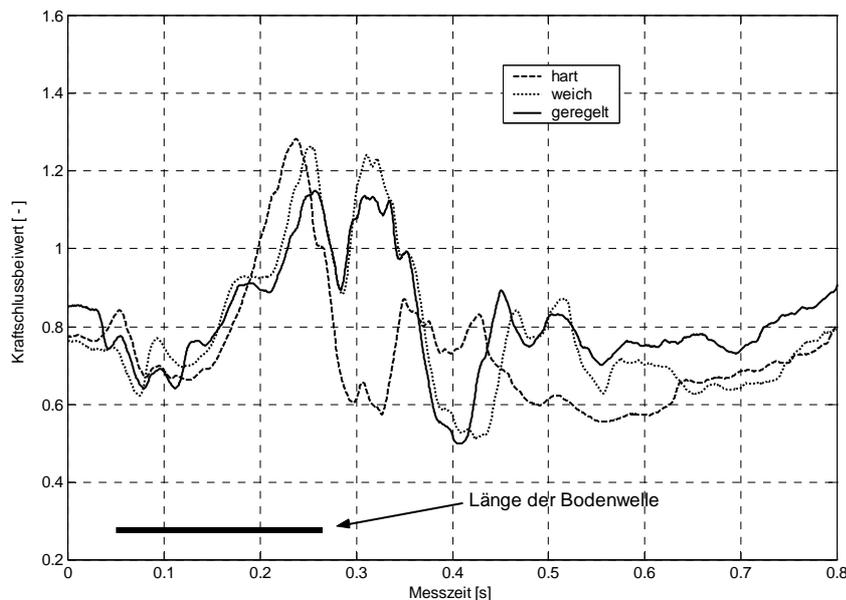


Bild 5-15: Kraftschlussbeiwert, Volldruck, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Die Verläufe weisen im Zeitbereich zwischen 0,25s und 0,3s große Absolutbeträge auf. Diese Zustände sind in allen drei Dämpfungen mit geringen Radlastbeträgen verbunden, womit die bereits im Kapitel 2.6.1 theoretisch beschriebene Radlastabhängigkeit des Reibwerts experimentell bestätigt werden kann. Die nachfolgende radlastbezogene Darstellung stützt diese Ergebnisse.

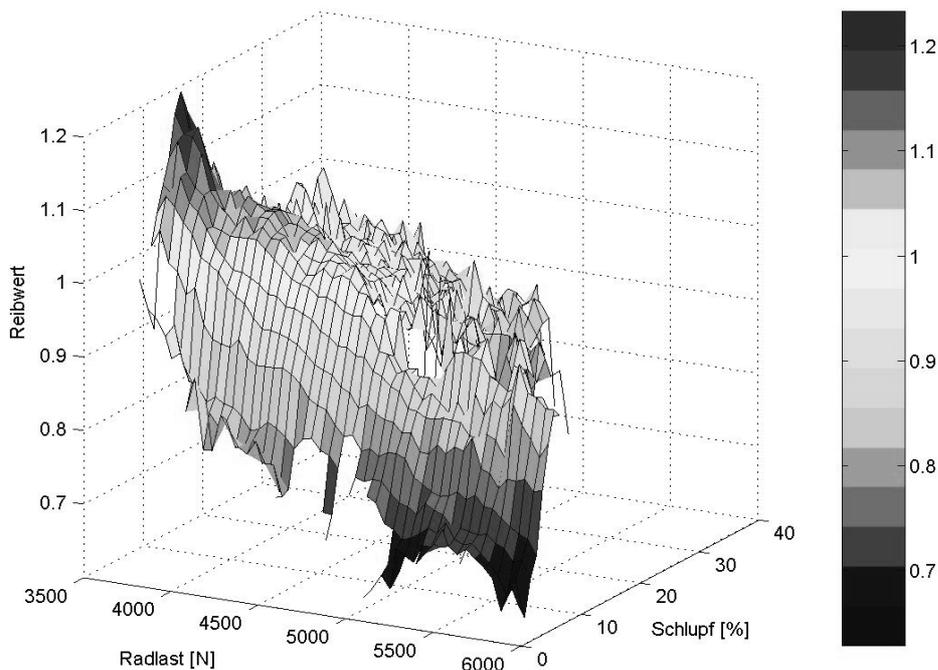


Bild 5-16: Radlastabhängigkeit des Kraftschlussbeiwerts, Volldruck, 30km/h, Bodenwelle 0,04m, Dämpfung hart

Infolge der geringen Radlasten nach dem Verlassen der Bodenwelle ist im Reifenlatsch kurzzeitig ein größerer Längskraftschluss darstellbar. Die gemessenen Daten stammen aus einer Überfahrt in der harten Dämpfung.

Da für das Verständnis der Zusammenhänge von Dämpfung und Bremse die Regelgüte des ABV jedoch in allen drei Einstellungen von Interesse ist, wurden exemplarisch für die 30km/h Überfahrgeschwindigkeit Kraftschluss-Schlupfcurven erstellt. Verwendet wurde hierfür ein Messdatenausschnitt ab dem ersten Berühren des Reifens mit der Bodenwelle bis zum Ende der Auswertzeit.

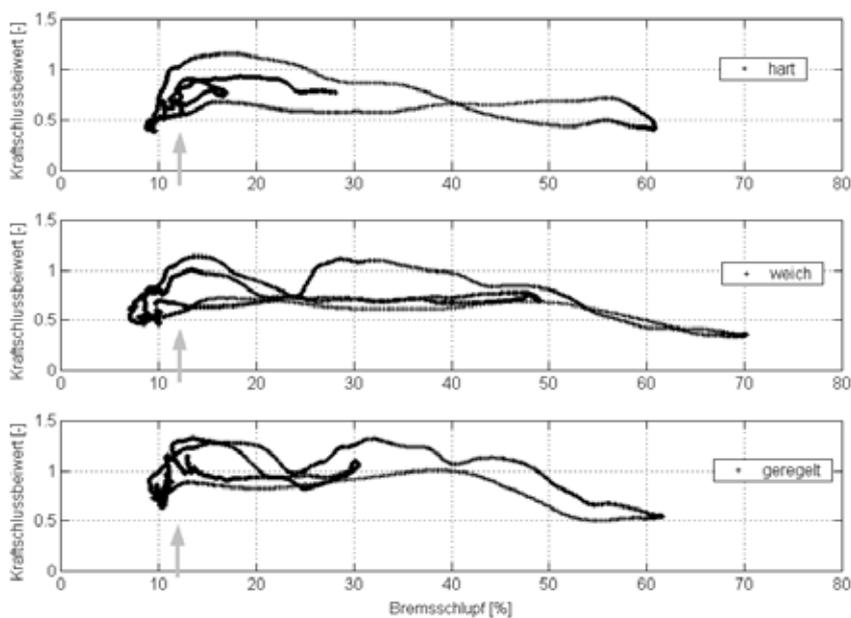


Bild 5-17: Kraftschluss-Schlupfcurven, Volldruck, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

(Zunächst ist anzumerken, dass die ungewohnte Vertikal-Breite der Kraftschlusskurven durch die oben diskutierte Radlastabhängigkeit zu erklären ist.)

In allen drei Dämpfungen weist der in Anspruch genommene Kraftschluss einen ähnlichen Verlauf auf. Die weiter unten berechneten, mittleren Kraftschlussbeiwerte (alle drei in einem engen Bereich von: $0,875\text{m/s}^2 \pm 0,01\text{m/s}^2$) bestätigen dies. Hieraus ist zunächst – unabhängig zur Dämpfereinstellung – ein ähnliches Bremskraftabstützungsverhalten zu erwarten. Eine Übertragung auf die erzielten VAE-Werte, Bild 5-18, ist allerdings dennoch nicht möglich:

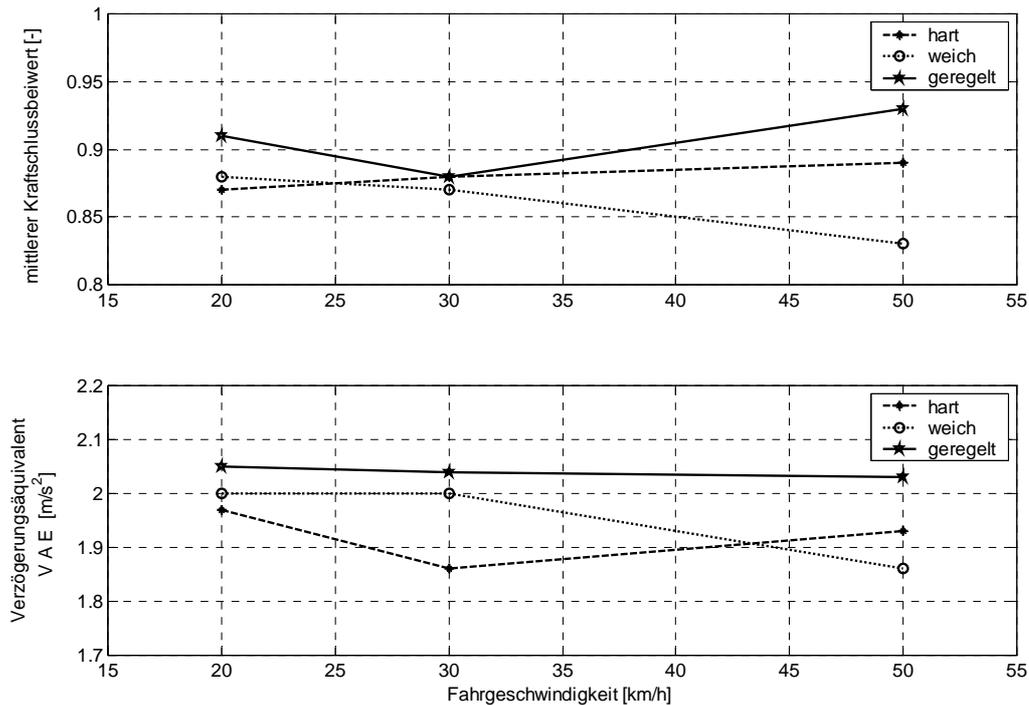


Bild 5-18: Kraftschlussbeiwert, VAE, Volldruck, Bodenwelle 0,04m

Bild 5-18 zeigt, dass bei 30km/h der VAE-Wert bei der harten Dämpfung erneut am niedrigsten ist. Die größte Bremskraftübertragung erfolgt bei der geregelten Verstelldämpfung. Die Auswertung des mittleren in Anspruch genommenen Kraftschlusses beschreibt damit zwar durchaus die Regelgüte des ABV, allerdings ist im Hinblick auf die Fahrsicherheit insbesondere der VAE-Wert von großer Interesse. Dessen Abhängigkeit zur Dämpfereinstellung lässt sich nur durch eine zusätzliche Berücksichtigung der Vertikaldynamik anhand der aus dem Radlastverlauf berechneten Kenngrößen erklären.

Bild 5-19 zeigt die beiden Größen Mittelwert und Standardabweichung der dynamischen Radlasten für alle drei Geschwindigkeiten 20, 30 und 50km/h.

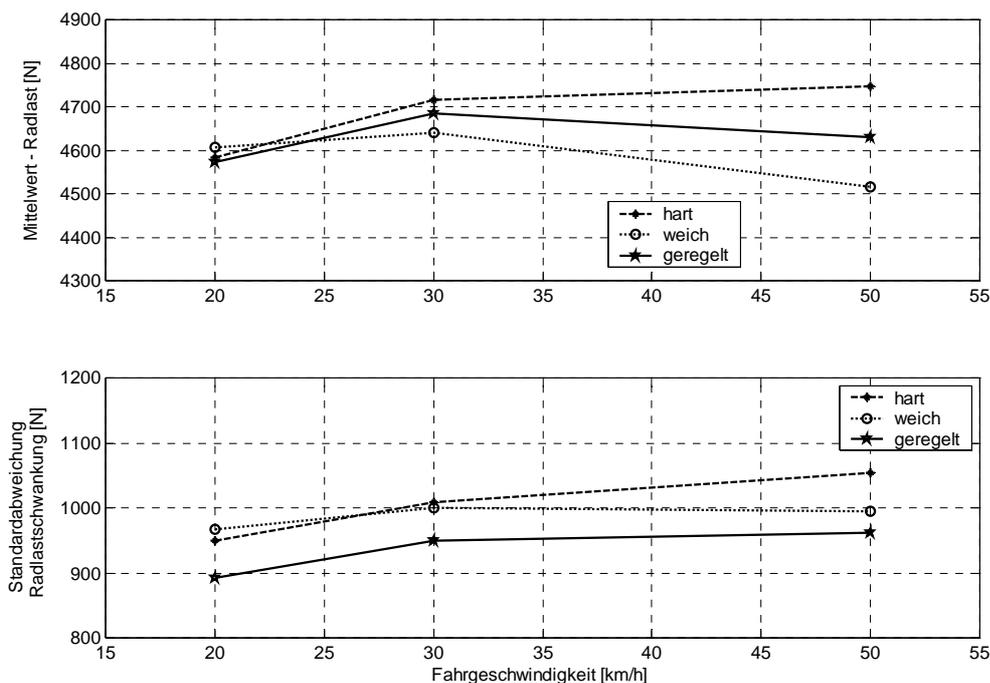


Bild 5-19: Radlastmittelwert und -standardabweichung, Volldruck, Bodenwelle 0,04m

Das Zustandekommen der drei VAE-Werte bei 30km/h ist durch die unmittelbar gleiche Reihenfolge der Radlastschwankungen (wie bereits bei den un- und teilgebremsten Versuchen) zu erklären.

Die weitere Variation der Fahrgeschwindigkeit kann zwar grundsätzlich eine Bestätigung der Tendenzen aus den Teilbremsversuchen ergeben. Das gute Reglerverhalten des RKR bei niederfrequenter Vertikalschwingung wird durch die Fahrversuche bestätigt. Allerdings stimmen die Reihenfolge des VAE-Werts und der Standardabweichung der Radlast bei 20 und 50km/h nicht mehr unmittelbar überein. Insbesondere bei der höheren Geschwindigkeit müssen für eine Erklärung des Zustandekommens der VAE-Werte weitere Größen berücksichtigt werden. Das hier schlechte Abschneiden der weichen Dämpfung gegenüber der harten ist weniger durch die Standardabweichung alleine, als vielmehr durch ein zusätzliches Auswerten der Mittelwerte des Kraftschlusses und der Radlast zu erklären.

Damit folgt, dass für die angestrebte Maximierung der VAE-Werte und somit der Bremskräfte, bei den Volldruckversuchen neben der Reduzierung der Radlastschwankung eine zusätzliche Berücksichtigung der Radlastmittelwerte vorgenommen werden sollte. Im Gegensatz zu den Teildruckversuchen, wo diese nicht nennenswert voneinander abweichen, tritt hier eine zunehmende Abweichung zu höheren Geschwindigkeiten auf.

Grundsätzlich ist allerdings anzumerken, dass die dämpferspezifischen Unterschiede der verschiedenen Kenngrößen bei den Volldruckversuchen gering werden. Sowohl die Datenverläufe, als auch die berechneten objektiven Kenngrößen, insbesondere der VAE, bestätigen dabei jedoch nach wie vor die Tendenzen aus Kapitel 5.4.1.

Eine ausführliche Diskussion zum Einfluss der Bremskräfte auf die Vertikaldynamik, also die Wechselwirkungen zwischen Vertikalschwingung und Bremsvorgang, wird im nachfolgenden Kapitel gegeben. Hierfür werden die wichtigen Interaktionen und Einflüsse der un-

verschiedlichen Bremsmomentbeträge (ungebremst, teilgebremst, Volldruck gebremst) auf das vertikaldynamische Schwingverhalten und umgekehrt diskutiert.

5.4.3 Einfluss des Bremsdrucks auf die Vertikaldynamik

In den vorherigen Abschnitten wurden, bisher vornehmlich isoliert voneinander, die experimentellen Ergebnisse der ungebremsten, teilgebremsten und Volldruck-gebremsten Versuche ausführlich analysiert und diskutiert. Die Möglichkeiten und Grenzen eines sinnvollen Einsatzes des RKR wurden aufgezeigt. Ein wichtiges Entscheidungskriterium hierfür war, vor allem bei den ungebremsten Versuchen, die Verteilung der Radlastschwankung im Frequenzbereich. Die Güte der Dämpferregelung wurde zunächst anhand der Standardabweichungen der Radlastschwankungen quantifiziert. Beim Übergang zu den gebremsten Versuchen konnten weitere, für die Fahrsicherheit wichtige, Bewertungskenngrößen eingeführt und berechnet werden. Insbesondere der VAE-Wert, der direkt aus den Bremskräften berechnet wird, ist als unmittelbare Größe zur Bewertung der Fahrsicherheit zu sehen.

In allen drei Versuchreihen (ungebremst, teil- und Volldruck-gebremst) lag bei einer festen Fahrgeschwindigkeit qualitativ die gleiche Reihenfolge der drei Dämpfungen vor. Es hat sich allerdings angedeutet, dass die quantitativen Unterschiede der Radlastbewertungsgrößen mit zunehmendem Bremsdruck geringer wurden. Diese wichtigen Zusammenhänge zwischen der Vertikal- und der Längsdynamik werden nachfolgend weiterführend diskutiert.

Im ersten Schritt werden hierfür alle drei Versuchreihen anhand der Standardabweichung der Radlastschwankung in den Geschwindigkeitsbereichen zwischen 20km/h und 50km/h miteinander verglichen.

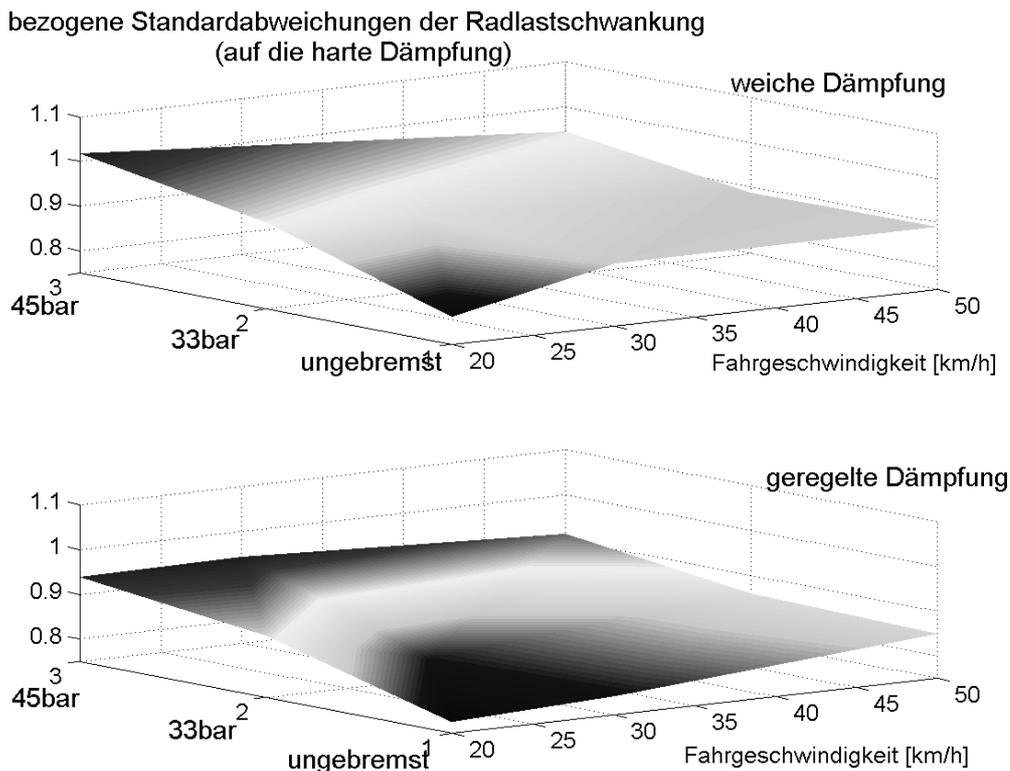


Bild 5-20: Bezogene Standardabweichung der Radlastschwankung, Bodenwelle 0,04m

Infolge der benötigten, unterschiedlichen Auswertzeiten bei den verschiedenen Versuchsreihen ist im Gegensatz zu obiger hier die *bezogene* Darstellung zielführend. Alle Größen werden auf die harte Dämpfung bezogen. Diese Art der Darstellung hat ferner den Vorteil, dass direkt eine Verbesserung oder Verschlechterung einer Variante gegenüber der harten Dämpfung abgelesen werden kann. Die harte wird deshalb als Maßstab gewählt, da diese bei heutigen Serien-Verstelldämpfersystemen den Stand der Technik in kritischen Fahrsituationen (z.B. ABV-Regeleingriff) darstellt.

Der Darstellung in Bild 5-20 ist gut zu entnehmen, dass sowohl die weiche als auch die geregelte Verstelldämpfung mit zunehmenden Bremsdrücken gegenüber der harten Dämpfung grundsätzlich verlieren, also näher an die 1 kommen (kleiner 1 bedeutet geringere Radlastschwankung). Dabei ist für die spätere Analyse darauf hinzuweisen, dass die Abhängigkeit bei der konstant weichen Dämpfung geringfügig größer ist (größere Steigung insbesondere bei 20km/h) als beim RKR.

Im Falle der Wechselwirkungsfreiheit zwischen Vertikal- und Längsdynamik würde in Bild 5-20 kein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Standardabweichungen und der Bremsdruck-Achse (ungebremst, 33bar, 45bar) vorliegen dürfen. Demzufolge sind das Vorhandensein von Kopplungseffekten in der Vertikal- und der Längsschwingung der Radaufhängung zu erwarten. Zur Klärung derer Entstehungsmechanismen ist in den beiden nachfolgenden Darstellungen die Entwicklung des Radlastverlaufs bei zunehmenden Bremsdrücken sowohl für die harte als auch die weiche Dämpfung dargestellt.

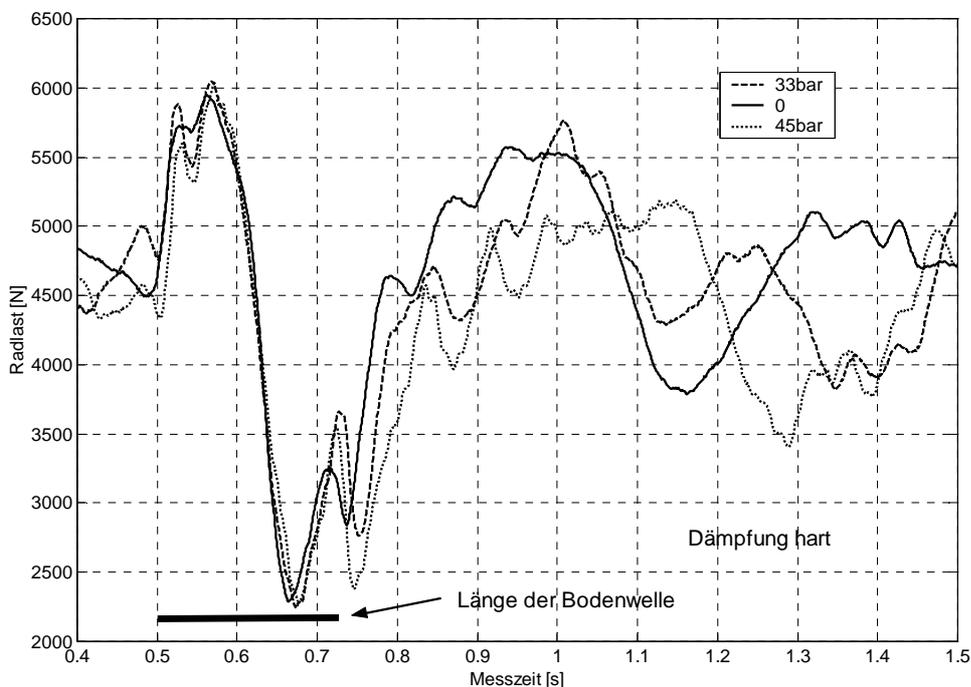


Bild 5-21: harte Dämpfung, Radlastverläufe für 0, 33 und 45bar, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Die Verläufe wurden bei der Überfahrgeschwindigkeit von 30km/h gemessen. Entsprechend folgen die Größen bei weicher Dämpfereinstellung.

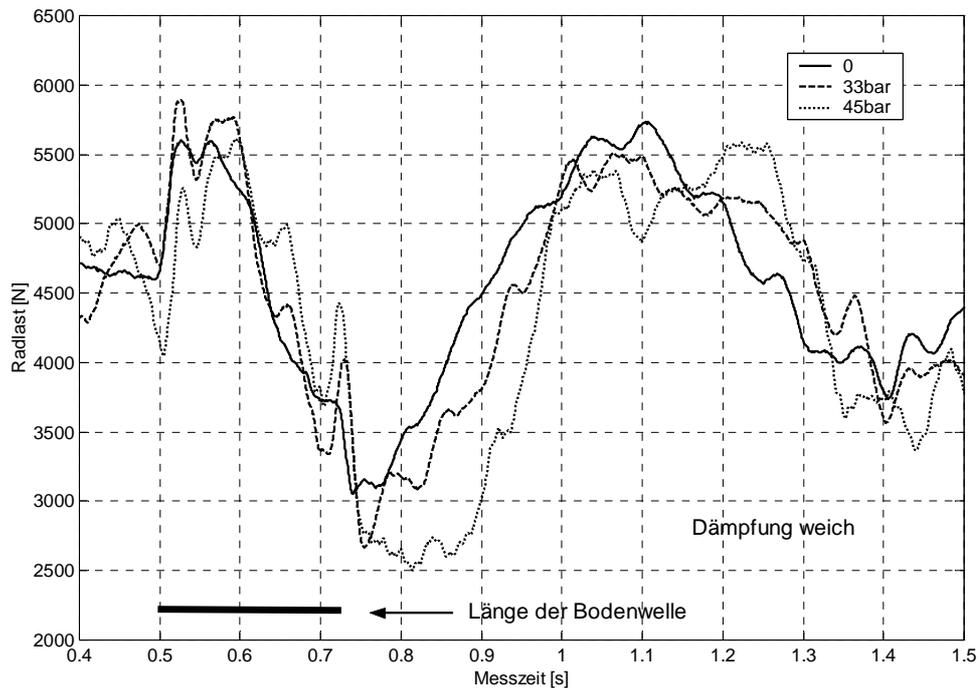


Bild 5-22: weiche Dämpfung, Radlastverläufe für 0, 33 und 45bar, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Bei der weichen Dämpfung (Bild 5-22) ist eine deutlich stärkere Abhängigkeit zur Höhe des Bremsmoments gegeben. Im Vergleich zur ungebremsten Fahrt fallen bei den gebremsten Versuchen mit zunehmendem Bremsdruck größere und vor allem auch die negativ wirkenden, längeren Radentlastungen vermehrt auf. Damit wird die wichtige Tatsache festgehalten, dass insbesondere im analysierten Zeitbereich (bis ca. 1s) im Gegensatz zur harten (Bild 5-21), die weiche Dämpfung deutlich weniger robust auf das Wirken eines Bremsmoments reagiert. Dies wird auf Wechselwirkungen zwischen den Bremsmomenten und der Vertikalschwingung zurückgeführt, die offensichtlich bei weicher Dämpfung mehr ins Gewicht fallen.

Neben der Betrachtung der Zeitverläufe im Zeitbereich ist für ein besseres Verständnis der Auswirkungen der Bremsmomente auf die Radlastentwicklung bei verschiedenen Dämpfereinstellungen ferner deren Verteilung im Frequenzbereich (vgl. auch Bild 3-23) sinnvoll. Die Frequenzaufteilung der Radlastschwingung in Bild 5-23 ändert sich nicht nennenswert. Allerdings nehmen bei der weichen Dämpfung die Amplituden im Bereich der Aufbaueigenfrequenz mit gut 50% deutlich zu. Darüber hinaus treten im Bereich um zwischen 3Hz und 4Hz Amplitudenanteile bei den beiden gebremsten Fahrten auf. Dieser Frequenzbereich entspricht der Raddrehzahl. Es scheint daher eine rad/reifeninduzierte Vertikalanregung, wie sie z.B. durch unter Bremsmoment zunehmende radiale Reifenungleichförmigkeiten verursacht werden können, möglich zu sein.

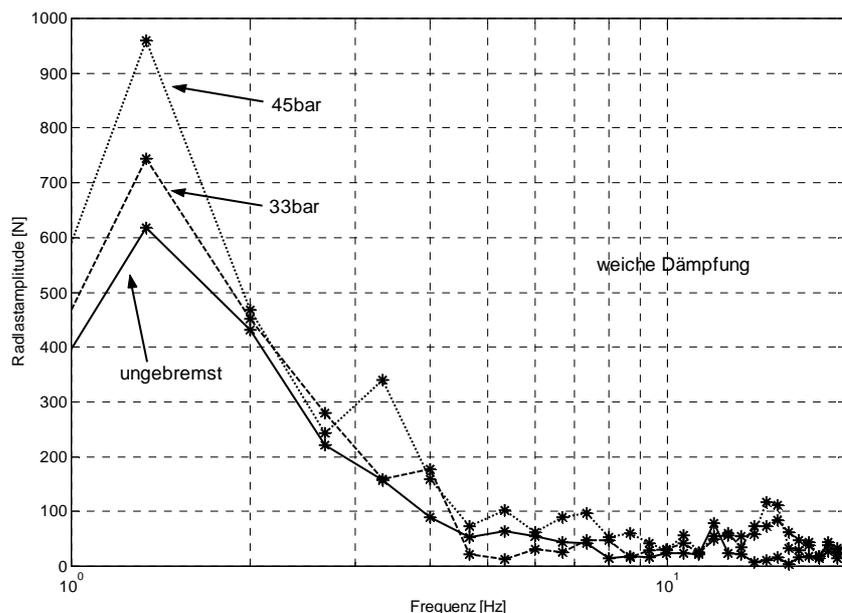


Bild 5-23: weiche Dämpfung, Frequenzinhalt der Radlastverläufe für 0, 33 und 45bar, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Die Tendenz der Verläufe bei harter Dämpfung unterscheiden sich davon deutlich.

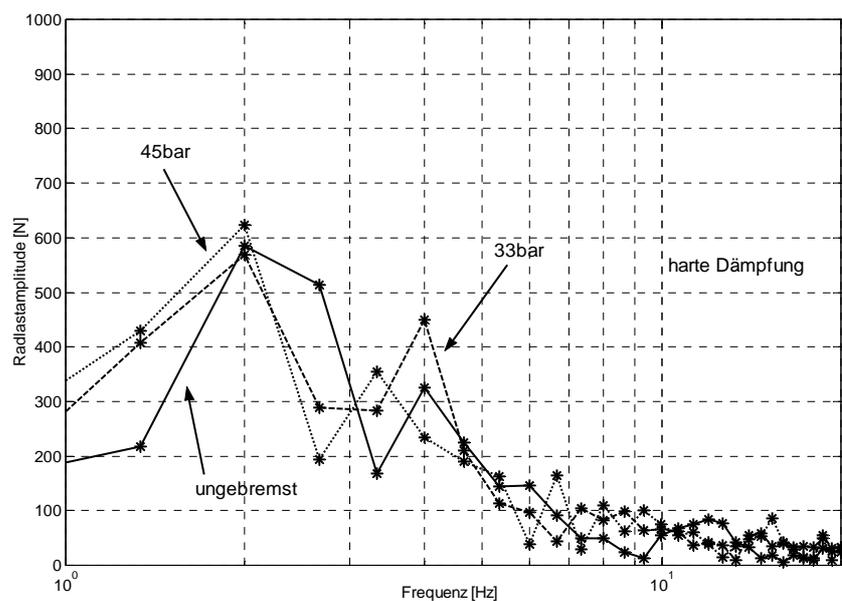


Bild 5-24: harte Dämpfung, Frequenzinhalt der Radlastverläufe für 0, 33 und 45bar, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Erneut ist bei harter Dämpfung die Robustheit auf das Vorhandensein von Bremsmomenten zu sehen. Vor allem im Bereich der Aufbaueigenfrequenz treten keine großen Änderungen in Abhängigkeit zum Bremsmoment auf.

Zusammengefasst bedeutet dies, dass sowohl in der harten als auch in der weichen Dämpfung keine deutlichen Frequenzverschiebungen der gemessenen Radlastverläufe auftreten. Sehrwohl unterscheiden sich allerdings die Auswirkungen auf die Beträge der Radlastamplituden. Dies vor allem im Bereich der Aufbaueigenfrequenz, in der die erste kritische Rad-

entlastung in allen Versuchen stattfindet. Als ein Entstehungsmechanismus für diese Abhängigkeit der Vertikalschwingung vom Betrag des Bremsmoments wird der geänderte Belastungszustand am Dämpferrohr vermutet. Bei zunehmenden Bremskräften wird die Radaufhängung innerhalb der Elastokinematischen Bauteile der Radaufhängung in negativer Fahrzeuginnenrichtung relativ zum Fahrzeugaufbau verzweigt. Darüber hinaus wird bei der Vorderachskonstruktion des Versuchsfahrzeugs (Tabelle 3-1) das Dämpferrohr durch die Abstützkräfte des Bremsträgers zusätzlich belastet. Dadurch nehmen die Biegemomente (am Dämpfer hauptsächlich um die y-Achse/Fahrzeugquerachse) und damit die Querkräfte in den Kontaktzonen der Kolbenstangenführungen zum Dämpferrohr ebenfalls zu. Erhöhte Querkräfte in den Kolbenstangenführungen haben in der Regel höhere Reibkräfte zur Folge (Analogie in Fahrzeugquerrichtung: Querkraftkompensation durch Deaxierung der Feder bei McPherson-Vorderradaufhängung zur Verbesserung des Ansprechverhaltens des Dämpfers bei kleinen Vertikalanregungen). Es ist zu erwarten, dass diese Reibkräfte in der weichen Einstellung einen deutlich größeren Anteil an der Gesamtdämpfung annehmen als in der ohnehin hohen Dämpfung in der harten Einstellung. Durch die *verhältnismäßig* große Reibkraftzunahme bei weicher Dämpfung nimmt im Bereich der kritischen Radentlastung (Zeitpunkt ca. 0,8s in Bild 5-22), ähnlich einem kurzzeitigen Kriechen infolge hoher Dämpfung, die Breite der Radunterschwingung zu. In der harten Dämpfereinstellung treten diese Effekte nicht so merklich auf, da hier infolge der hohen Grunddämpfung die Addition der bremsbedingten Reibkräfte verhältnismäßig geringer ins Gewicht fallen dürften.

Für eine tiefergehende Erforschung dieser Zusammenhänge sind, über die vorliegende Arbeit hinausgehende, weitere experimentelle Untersuchungen erforderlich. Hierfür müsste das Versuchsfahrzeug mit zusätzlichen Messsystemen ausgerüstet werden, um z.B. die Bewegungsvorgänge des Dämpfers relativ zum Fahrzeugaufbau bei unterschiedlichen Bremskraftbeträgen zu ermitteln. Dem vorgeschaltet wären Prüfstandsuntersuchungen mit querkraftbelasteten Dämpfern (in der Größenordnung wie bei Vollbremssituationen) sinnvoll, um die Höhe der Reibkraftzunahme in unterschiedlichen Dämpfereinstellungen bestimmen zu können.

Ausgehend von diesen Erklärungsansätzen werden nachfolgend die Auswirkungen auf der Kopplungseffekte auf die geregelte Verstelldämpfung diskutiert.

Deutliche Auswirkungen auf den RKR sind insbesondere dort zu erwarten, wo die Regelung häufiger in die weiche Kennlinie schaltet, also bei den niederfrequenten Anregungen. Genau dies ist bei der bezogenen Darstellung in Bild 5-20 zu sehen. Der größte Abfall zwischen ungebremst und teilgebremst ist bei 20km/h mit über 10% zu sehen. Die weitere Druckerhöhung bis zum Maximaldruck bewirkt eine weitere relative Verschlechterung des RKR. Erstaunlich ist, dass bei 20km/h sogar die harte und weiche Dämpfung gleichauf sind.

Abschließend sind in Bild 5-25 die drei Radlastverläufe sowie die entsprechenden Reglerspannungen für die drei Versuchsreihen bei geregelter Verstelldämpfung dargestellt.

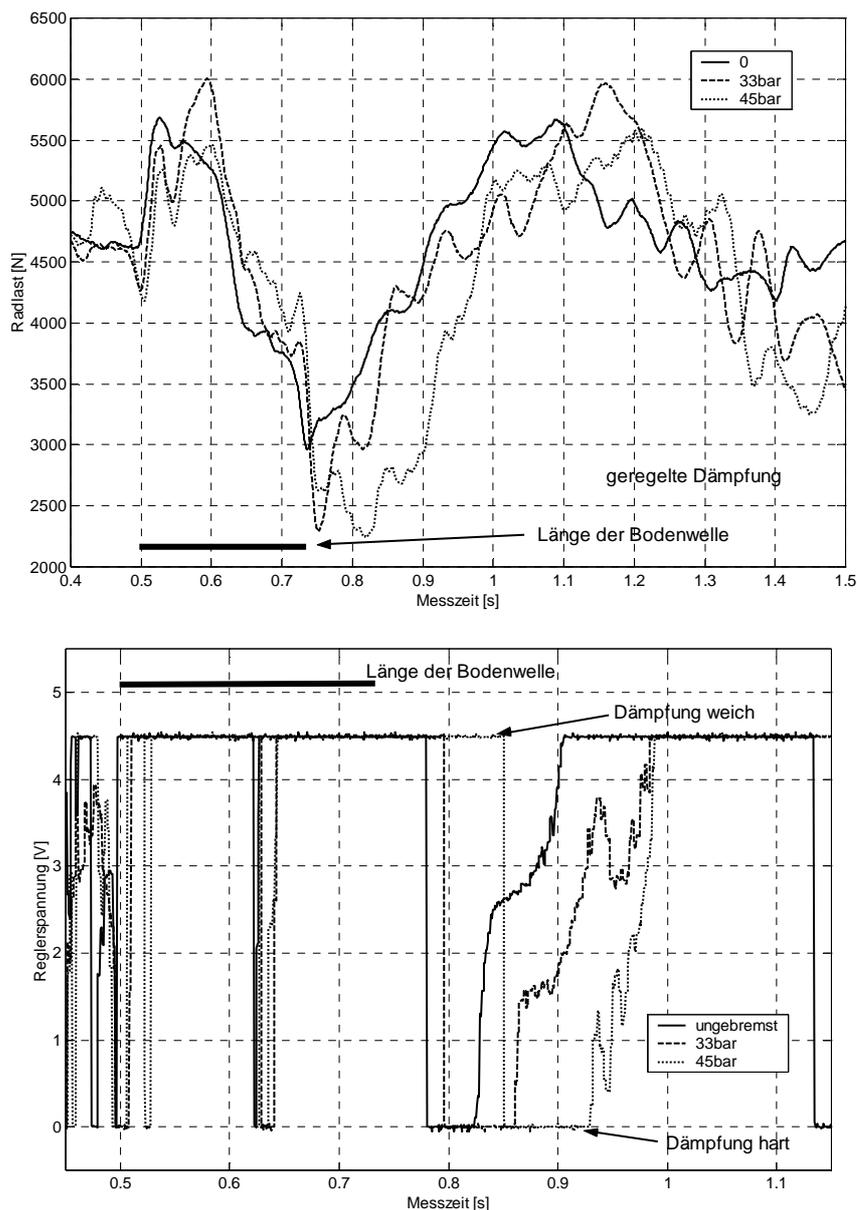


Bild 5-25: RKR, Radlast- und Reglerspannungsverläufe für 0, 33 und 45bar, 30km/h, Bodenwelle 0,04m

Die längere Radentlastungsphase mit zunehmendem Bremsdruck ist wie bei der weichen Dämpfung auch beim RKR vorzufinden. Die Betrachtung der Reglerspannungen erklärt dies. Gemäß dem Konzept des RKR wird bis ca. 0,8s fast durchgängig die weiche Dämpfung geschaltet. Darüber hinaus von Interesse ist die zeitliche Dehnung der Reglerspannungen. Der qualitative Verlauf aller drei Spannungen ist ähnlich. Allerdings geht mit erhöhtem Bremsdruck der Regler später (Zeitverschiebung zwischen ungebremst und 45bar ca. 100ms) in die Kennfeldzwischenstufen, was unmittelbar in obigen Radlastverläufen wiederzufinden ist.

Zusammengefasst zeigt dies auf, dass mit zunehmendem Bremsdruck die Vertikaldynamik vor allem bei weicher Dämpfung beeinflusst wird. Bei harter Dämpfung reagiert die Radlastschwingung offensichtlich robuster. Dies bedeutet, dass beim Vorhandensein von Bremskräften, sich die Wirksamkeit des RKR ändert. Dessen Vorteile, insbesondere bei der

Betrachtung der bremsbezogenen Kenngrößen (z.B. VAE in [Bild 5-18](#)), sind zwar noch vorhanden, reduzieren sich jedoch. Die aufgezeigten Kopplungseffekte zwischen der Vertikal- und Längsdynamik sprechen erneut dafür, die Integration (z.B. Berücksichtigung der bremskraftabhängigen Wirksamkeit des RKR) von unterschiedlichen Regelsystemen für eine Gesamtsystemoptimierung weiter voran zu bringen.

Weiterführende Aussagen werden im Kapitel 5.6, Fazit, gegeben.

5.5 Bedeutung ausgewählter Betriebsparameter

Für die Definition des Gültigkeitsbereichs der Dämpferregelung wurden im Fahrversuch die nachfolgenden beiden Betriebsparameter variiert. Die Variation wird zum Teil bei ungebremsten als auch bei gebremsten Versuchsfahrten durchgeführt.

Zunächst wird auf eine Variation des Reifeninnendruckes eingegangen. Weiterhin werden die Einflüsse von sprunghaften Änderungen des Reibwerts zwischen Reifen und Fahrbahn untersucht.

5.5.1 Reifeninnendruck

Zur Analyse des Regelverhaltens werden nachfolgend die Radlastverläufe bei ungebremsten Fahrten über die Bodenwellen mit 30km/h aufgezeigt.

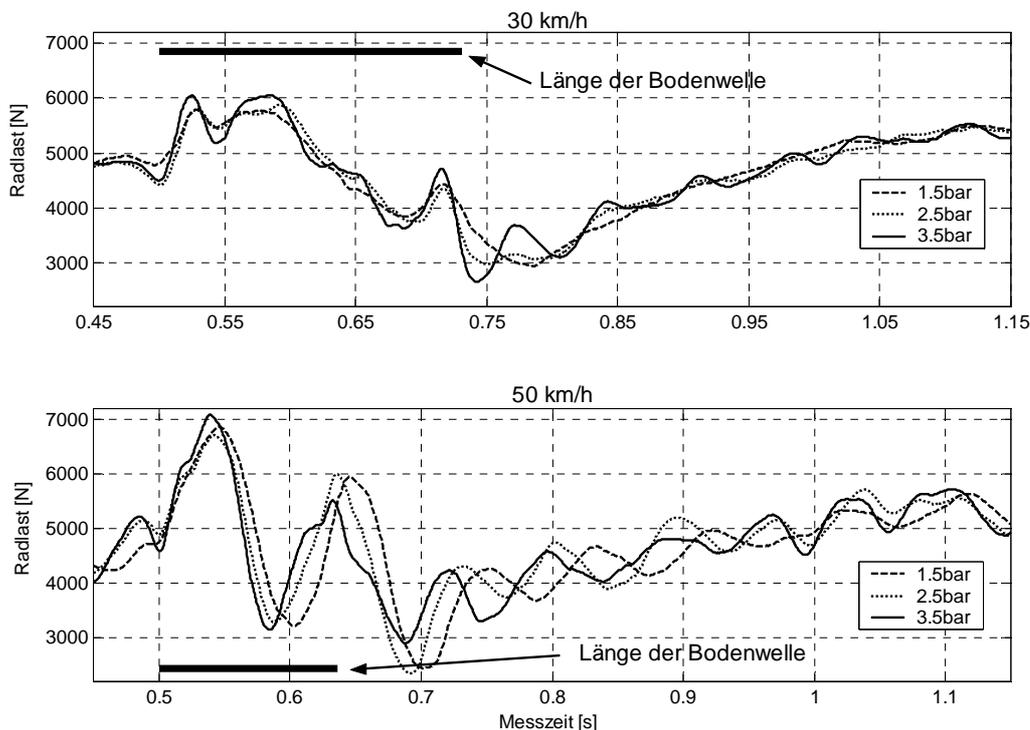


Bild 5-26: RKR, Radlastverläufe für 1.5, 2.5, 3.5bar, ungebremst, Bodenwelle 0,04m

Der Reifeninnendruck wurde dabei ausgehend vom Solldruck (2,5bar) um ± 1 bar variiert. Damit werden die Auswirkung des geänderten Reifenverhaltens auch deutlich jenseits der zulässigen Betriebsgrenzen untersucht. Den Verläufen beider Geschwindigkeiten sind zwei Merkmale zu entnehmen. Zum einen ändert sich erwartungsgemäß der globale Verlauf der

Radlasten kaum. Sowohl die niederfrequente Schwingfrequenz als auch die Minima und Maxima entsprechen sich in etwa. Mit sinkendem Reifendruck reduziert sich die Dämpfung der höherfrequenten Radlastschwankung. Darüber hinaus bewirkt der erhöhte Reifeninnendruck eine Versteifung des vertikaldynamischen Reifenverhaltens, was sich durch eine zunehmende Überlagerung von höherfrequenten Schwingungsanteilen im Radlastverlauf bemerkbar macht. Hinsichtlich dieses Effekts liegt eine Geschwindigkeitsabhängigkeit vor. Im Gegensatz zu 50km/h Fahrgeschwindigkeit vollzieht die Radaufhängung bei niederfrequenter Erregung (30km/h) keine nennenswerten Vertikalschwingungen im Radträger-eigenfrequenzbereich. Durch die Erhöhung der Federsteifigkeit des Reifens ist darüber hinaus in Bild 5-26 der Einfluss auf die gestiegene Eigenfrequenz der reifengefederten Massen bei 50km/h zu sehen.

Die Verteilung der Amplituden des Radlastsignals im Frequenzbereich verdeutlicht Bild 5-27.

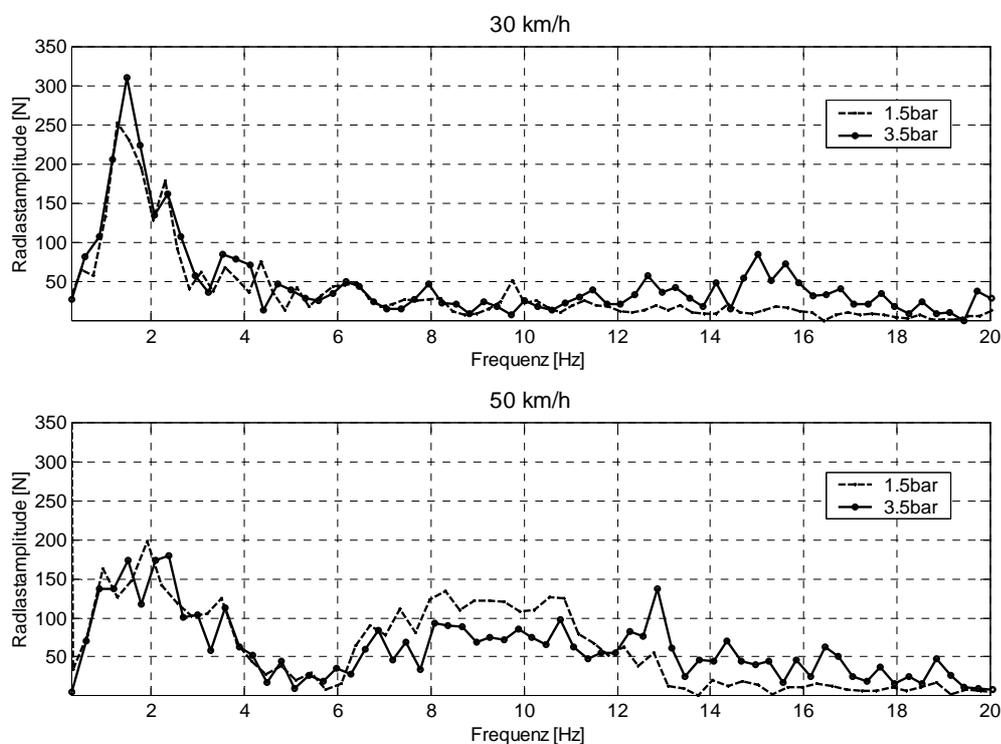


Bild 5-27: RKR, Frequenzinhalt der Radlastverläufe für 1.5 und 3.5bar, ungebremst, Bodenwelle 0,04m

Die beiden Kurven unterscheiden sich insbesondere hinsichtlich des Reifendruckeinflusses. Bei 30km/h sind in nahezu allen Frequenzbereichen die Radlastamplituden bei 3,5bar größer. Im höherfrequenten Bereich (größer 12Hz) nehmen die Anteile bei dem hohen Luftdruck deutlich zu. Bei reduziertem Luftdruck wirkt der vertikalweiche Reifen wie eine Art Tiefpassfilter. Bei 50km/h sind zwei unterschiedliche Bereiche vorhanden. In der Nähe der Radträger-eigenfrequenz bewirkt die geringe Reifensteifigkeit (1,5bar) die größeren Schwingamplituden. Oberhalb der Eigenfrequenz (größer 12Hz) drehen sich die Verhältnisse wieder um und verlaufen qualitativ wie bei 30km/h.

Zur objektiven Bewertung des vertikaldynamischen Reglerverhaltens stellt Bild 5-28 die berechneten Kenngrößen für 30km/h und 50km/h abschließend zusammen.

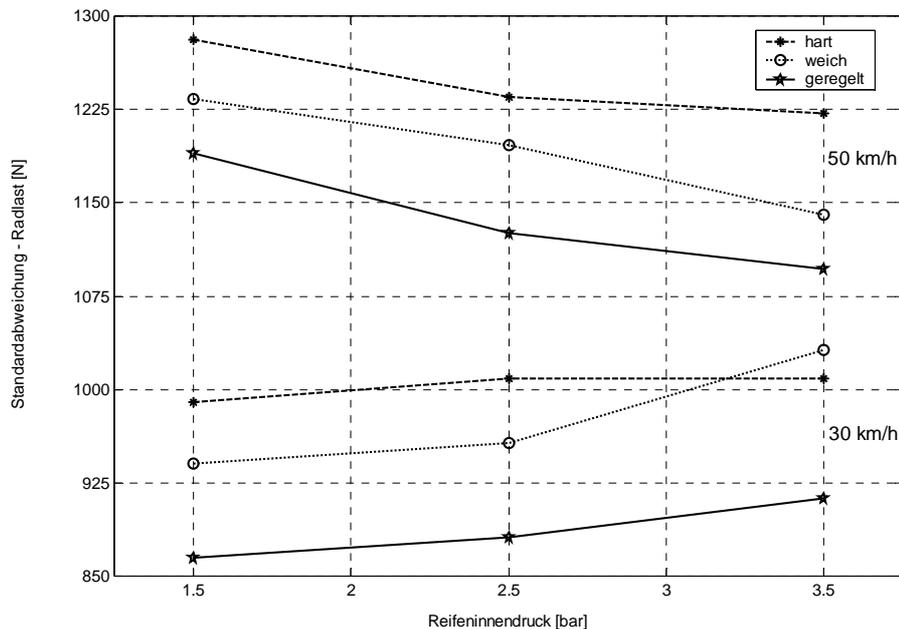


Bild 5-28: RKR, Standardabweichung der Radlast für 1.5, 2.5, 3.5bar, ungebremst, Bodenwelle 0,04m

Zusammengefasst bedeutet dies, dass sich das vertikaldynamische Schwingverhalten frequenzspezifisch durch unterschiedliche Reifendrucke verändert. Die Standardabweichungen zeigen auf, dass der RKR mit diesen Parameterschwankungen umgehen kann. Obwohl er sich bei niederfrequenter Anregung tendenziell an die weiche Dämpfung anlehnt, die deutlich empfindlicher auf Druckvariationen reagiert, realisiert er in den Versuchen die geringsten Radlastschwankungen.

5.5.2 Reibwert Reifen/Fahrbahn

Neben dem Einfluss des Reifendrucks auf die Regelgüte wurde ferner in gebremsten Versuchen das Verhalten des RKR bei Reibwertänderungen untersucht. Hierfür wurden Metallplatten auf der Fahrbahn befestigt und mit einer Seifenlauge benetzt. Die Platten befanden sich direkt hinter den Bodenwellen. Dementsprechend fand der Reibwertsprung von μ -high auf μ -low beim Verlassen der Bodenwelle auf beiden Fahrstreifen statt. Die Versuche wurden mit zwei unterschiedlichen Ausgangsbremsdrücken, 15bar und 35bar, durchgeführt.

Bild 5-29 zeigt typische Verläufe der Radlasten und der Bremsmomente bei μ -Sprung-Versuchen und geregelter Verstelldämpfung. Infolge des in Drehrichtung vorgespannten Reifengürtels (vgl. Abschnitt 2.6) nehmen die gemessenen Bremsmomente zeitversetzt zum μ -Sprung ab. Nach der Entspannung der Reifenfeder brechen in beiden Versuchen die Bremsmomente auf fast Null zusammen.

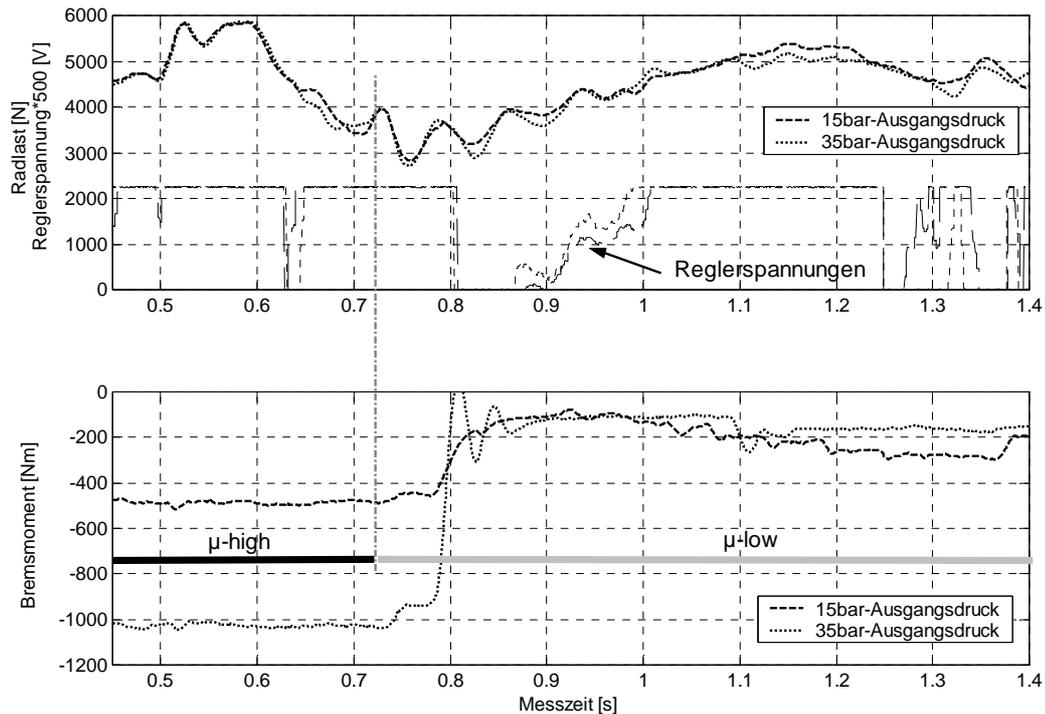


Bild 5-29: RKR, Messdatenverläufe, Reibwertsprung (high→low), Bodenwelle 0,04m

Die Wechselwirkungen zum Radlastverlauf sind an dieser Stelle gering, was die berechneten Kenngrößen stützen.

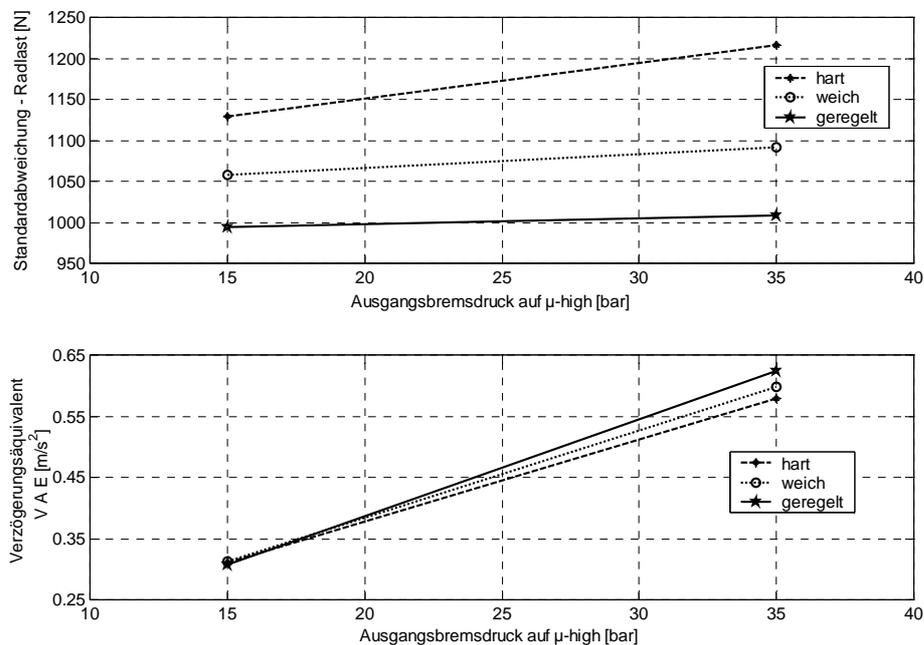


Bild 5-30: Standardabweichung Radlast, VAE, Reibwertsprung (high→low), Bodenwelle 0,04m

Wie bereits bei der Variation des Reifendrucks ändern sich die qualitativen Kenngrößenverläufe nicht. Dies bezieht sich sowohl auf die Standardabweichung der Radlastschwankung als auch, zur Quantifizierung der Bremskraftübertragung, auf die des VAE-Werts. Letzterer

ist jedoch bei den 15bar Ausgangsbremsdruckversuchen in allen drei Dämpfungen gleichauf.

Im Rahmen der durchgeführten Versuche hat der Reibwertsprung im Vergleich zur Reifendruckvariation einen geringeren Einfluss auf die Vertikaldynamik. So stimmen z.B. die auf die harte Dämpfung bezogenen Radlast-Kenngrößen sehr genau ($\pm 0,5\%$) mit den entsprechenden bei den Teilbremsversuchen überein.

Es wird somit aufgezeigt, dass die Verstelldämpfung robust auf die durchgeführten μ -Sprünge reagiert.

5.6 Fazit

Der experimentelle Abschnitt zur Untersuchung der Auswirkungen von geregelter Verstelldämpfung auf das Bremsverhalten hat die eingangs theoretisch formulierten Thesen bestätigt. So werden, in Ergänzung zum Fazit der ungebremsten Versuche (Kapitel 4.6), nachfolgende Ergebnisse zusammengefasst:

- die bereits anhand der ungebremsten Fahrversuche aufgezeigte positive Beeinflussung der Vertikaldynamik durch die geregelte Verstelldämpfung überträgt sich auch auf die gebremsten Versuche,
- diese Aussagen wurden mittels der Analyse von Daten aus Teilbrems- und Vollbremsversuchen erarbeitet,
- dabei liegt infolge der Interaktion von Vertikal- und Längsdynamik eine Reduzierung der Regelgüte mit steigendem Bremsdruck (Bremsmoment) vor,
- es hat sich ferner ergeben, dass bei hoher Bedämpfung der Vertikalschwingung der Einfluss des Bremsdrucks (Bremsmoments) deutlich geringer ist als bei weicher Dämpfung. Erklärungsansätze hierfür wurden im Abschnitt 5.4.3 gegeben.
- Voruntersuchungen haben die Aussagen und Ergebnisse von [162] hinsichtlich der vorhandenen Beeinflussung der Radlängsbewegung durch unterschiedliche Dämpfereinstellungen tendenziell bestätigt. Infolge der zunehmenden Schwingungsamplituden der Radträgerlängsbeschleunigungen bei harter Dämpfung sind unter ungünstigen Umständen negative Auswirkungen auf die Interpretation der sich ergebenden Schlupfchwankungen im ABV zu erwarten.
- Ein wichtiges Beurteilungskriterium für die Güte der Bremskraftübertragung ist die Standardabweichung der Radlastschwankung. Auch bei unterschiedlichen Radlastmittelwerten hat sich die Reihenfolge der Größe der Radlastschwankungen auf die Reihenfolge der Bremskraftübertragung übertragen.

6 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick

Die Einflüsse von unterschiedlichen Dämpfungen auf das vertikaldynamische Schwingverhalten sowie auf das Bremsen wurde unter realen Bedingungen untersucht. Durch die Einhaltung der Versuchsbedingungen gemäß Tabelle 5-1 sowie über eine hohe Wiederholanzahl der Einzelversuche bei den durchgeführten Bremsversuchen haben sich eindeutige Tendenzen ergeben. Die hohe Wiederholgüte der Messungen bei den ungebremsten Versuchen erlaubte eine genaue Feinabstimmung des entwickelten Dämpferreglers RKR. Diese wichtige Reglerabstimmung hat sich positiv auf die Ergebnisse der gebremsten Versuche mit dem RKR ausgewirkt.

In diesem Abschnitt werden diese Ergebnisse diskutiert. Dies erfolgt zunächst anhand der Bewertung des Reglerverhalten bei einer Änderungen von Betriebsparametern. Darüber hinaus wird auf die Übertragbarkeit der erzielten Ergebnisse auf ein Fahrzeug mit 4-Radregelung und auf andere Fahrsituationen eingegangen. Die Bedeutung der Ergebnisse für die aktive Fahrsicherheit wird ebenfalls dargelegt.

Ferner wird auf nicht untersuchte Parameter, die Einfluss auf das Dämpferverhalten haben, eingegangen und Methoden angegeben, den Auswirkungen auf das zu erwartende Regelverhalten zu begegnen. Gesichtspunkte hinsichtlich der Umsetzung des entwickelten Reglerkonzepts in den Serieneinsatz werden ebenfalls genannt. Daran schließt sich ein Ausblick mit Vorschlägen für weiterführende Untersuchungen an.

6.1 Übertragbarkeit

Die entwickelte und angewandte Untersuchungsmethodik ermöglichte die wissenschaftliche Analyse der Schwingungsvorgänge im Fahrwerk bei fahrbahnerregten Vertikalschwingungen durch Überfahrt von definierten Einzelhindernissen bei stationärer Geradeausfahrt. Die messtechnische Erfassung aller fahrwerkbezogenen Einflussgrößen erfolgte ausschließlich an der vorderen linken Radaufhängung. Infolge der symmetrischen Fahrbahnerregung wurden beide vorderen Dämpfer bei allen Experimenten synchron verstellt. Als Reglereingänge dienten dabei die Messsignale der vorderen linken Radaufhängung.

Neben den Hauptversuchsreihen mit den Standardeinstellungen wurden darüber hinaus mit Hilfe sowohl der Simulation als auch des Experiments ausgewählte Betriebsparameter variiert. Die dabei erzielten Ergebnisse bestätigten das aus den Standardversuchen bekannte Regelverhalten des RKR. Die geregelte Verstelldämpfung reagierte grundsätzlich robust auf Änderungen der Betriebsparameter. Zwar traten in einigen Fällen absolute Verschlechterungen der Regelgüte ein. Gemessen an den entsprechenden Ergebnissen bei konstanter Dämpfung (hart oder weich) schneidet der RKR aber dennoch am besten ab.

Darüber hinaus wurde in der Simulation eine Variation der Spreizung des Dämpferkennfeldes durchgeführt, wobei sich mit zunehmender Spreizung eine Verbesserung der Regelgüte ergeben hat. Der Zusammenhang zwischen Dämpferspreizung und Regelungsgüte ist bei

der Übertragung des RKR auf Fahrzeuge mit anderer Dämpferhardware entsprechend zu beachten.

Verfahren zur Ermittlung von kurzzeitigen oder schleichenden Änderungen des Dämpferverhaltens, z.B. infolge von Verschleißerscheinungen oder Fluidtemperaturschwankungen wurden innerhalb dieser Arbeit nicht entwickelt. In der Literatur sind jedoch hierfür geeignete Methoden angegeben. [74-76] beschreibt z.B. ein modellgestütztes Diagnoseverfahren zur Erkennung von Dämpferschäden. Hierfür werden im fahrenden Fahrzeug die Größen Federweg und Aufbau-Vertikalbeschleunigung gemessen, in einem Onboard-Modell weiterverarbeitet und schließlich mit dem Soll-Systemverhalten verglichen. Aus der Art und Weise der Abweichung kann auf unterschiedliche Fehlerursachen geschlossen werden. Die mit diesen Informationen quantifizierbaren Änderung könnte dem RKR mitgeteilt werden, der damit sein reglerinternes Dämpferkennfeld korrigieren kann.

Das Verhalten des Dämpferfluids bei stark unterschiedlichen Außentemperaturen drückt sich in Form von unterschiedlichen Viskositäten und damit Dämpfungen aus und ist heute dämpferspezifisch bestimmbar (Kennfeldmessungen in Klimakammern). So könnte bei Kenntnis der Dämpfertemperatur ebenfalls eine entsprechende Korrektur des im Regler abgelegten Dämpferkennfeldes erfolgen.

Auf diese Art und Weise könnten Verschleiß- und Temperatureinflüsse in der Dämpferregelung berücksichtigt werden.

Neben den untersuchten fahrbahnerregten Schwingungen treten im realen Fahrbetrieb, z.B. durch instationäre Fahrmanöver, ferner aufbauerregte Fahrwerkschwingungen auf. Auf deren Einflüsse wurde nicht explizit eingegangen, allerdings begegnet das Konzept des RKR prinzipbedingt gleichermaßen Radlastschwankungen die durch Aufbaubewegungen entstehen. Bei einer hierfür noch zu erarbeitenden adaptiven Anpassung des Regler-Sollwertes dürfte die Funktionsweise auch auf z.B. querdynamische Fahrversuche zu übertragen sein.

Die Verläufe der Kraftschluss-Schlupf-Kurven des gebremsten und des angetriebenen Reifens ähneln sich qualitativ [53]. Infolge dessen ist davon auszugehen, dass bei Radlastschwankungen mit dem RKR in Verbindung mit einem Antriebs-Schlupf-System eine Verbesserung der Antriebskraftübertragung erzielt wird.

Eine Übertragung des Konzepts des RKR in eine Vollfahrzeugregelung scheint ist aus dem Blickwinkel des Verfassers ein erfolgversprechender Weg. Hierfür sind jedoch weiterführende Arbeiten notwendig, zu deren Inhalt im Kapitel 6.3, Ausblick, Vorschläge unterbreitet werden.

6.2 Bedeutung für die Fahrsicherheit

Die Bewertung der Fahrsicherheit wird hinsichtlich der Längsdynamik im großen Maße durch das Bremsverhalten, dort stellvertretend durch den Bremsweg, vorgenommen. Die für die Durchführung dieser Arbeit entwickelte Vorgehensmethodik sah keine direkte Messung des Bremsweges vor. Vielmehr stand die wissenschaftliche Untersuchung der Interaktionen von Vertikal- und Längsdynamik im Vordergrund der Forschungsarbeit. Um dennoch

eine Fahrsicherheitsbewertung vornehmen zu können, wurde der sogenannte VAE-Wert, Verzögerungsäquivalent (Kapitel 3.6.3), zur Beurteilung der Fahrzeugverzögerung eingeführt und für die verschiedenen Dämpfereinstellungen berechnet. Diese Größe wird aus dem Integral der Bremskräfte am vorderen linken Rad bestimmt und ist somit ein unmittelbares Maß zur Quantifizierung einer Fahrzeuglängsverzögerung. Die objektive Bewertung des positiven Reglerverhaltens bei Bremsversuchen konnte damit anhand einer Fahrsicherheitskenngröße vorgenommen werden.

Neben den direkten und nachgewiesenen Auswirkungen auf die Bremskraftübertragung lassen sich, insbesondere aus den Ergebnissen der ungebremsten Versuche, Kapitel 4, weitere Bedeutungen für die Fahrsicherheit ableiten. Durch die Einbeziehung querdynamischer Fahrmanöver eröffnet der dämpfergeregelter Verlauf der dynamischen Radlasten weitere Möglichkeiten der Fahrsicherheitsbeeinflussung. Infolge der mit dem RKR aufgezeigten Reduzierung von Radlastschwankungen ist eine Verbesserung der Seitenkraftabstützung auf unebener Fahrbahn zu erwarten. Da im Vergleich zur Längskraft die Seitenkraft eine größere Degressivität über der Radlast aufweist, sind hier deutliche Auswirkungen (z.B. hinsichtlich einer Reduzierung des Querversatzes) zu erwarten. Z.B. wurden in [60] u.a. bei der stationären Kreisfahrt Einzelhindernisse überfahren. Die Ergebnisse zeigen eine Abhängigkeit des querdynamischen Fahrverhaltens von der Dämpfung auf.

6.3 Ausblick

Innovative Fahrzeugkonzepte werden in Zukunft vermehrt mechatronische Fahrwerkmodule und -systeme einsetzen. Durch die anhaltende rasante Steigerung der Leistungsfähigkeit dieser Systeme, insbesondere auf der Ebene der Signalverarbeitung und Regelung, werden die Möglichkeiten der Beeinflussung der aktiven Fahrsicherheit ebenfalls steigen. Viele Zusatzfunktionen sind heute mit meist großem technischem (mechanischem) Aufwand und den zwangsläufig damit verbundenen Mehrkosten darstellbar. In Zukunft können diese Funktionen zunehmend kostengünstiger über Softwarelösungen realisiert werden. Die vorliegende Arbeit beschreibt einen Beitrag in diese Richtung.

Die Ergebnisse zeigen auf, dass mit heutigen Verstelldämpfern und einem in dieser Arbeit entwickelten Regelkonzept Fahrsicherheitskenngrößen positiv beeinflusst werden können.

Darauf aufbauend werden nachfolgend Vorschläge über weiterführende Untersuchungen unterbreitet.

- Die theoretischen und die experimentellen Untersuchungen haben aufgezeigt, dass bei hochfrequenter Anregung die Radaufhängung vornehmlich im Bereich der Radträgereigenfrequenz schwingt. Die wirksamste Reduzierung von Radlastschwankungen im hochfrequenten Schwingungsbereich wurde mit der konstant harten Dämpfereinstellungen erreicht. Der RKR konnte diese Ergebnisse nicht ganz erreichen. Deshalb sollte für zukünftige Optimierungen des Reglerkonzepts den hochfrequenten Schwingungen besondere Bedeutung beigemessen werden.

- Sowohl die theoretischen als auch die experimentellen Untersuchungen wurden an der vorderen linken Radaufhängung eines Fahrzeugs der oberen Mittelklasse durchgeführt. Einen weiteren Schritt in Richtung Gesamtsystem stellt daher der Übergang zur 4-Rad-Regelung dar. Hierfür wird ein Konzept zur fahrsituationsadaptiven und radselektiven Bestimmung der Radlastsollwerte benötigt.
- Der RKR benötigt zwei Messsignaleingänge. Es handelt sich dabei um den Dämpferweg und die dynamische Radlast. Die Wegmessung ist in einigen Serienfahrzeugen (meist in Verbindung mit Niveauregelung) bereits möglich. Die Erfassung der Radlast erfolgt im Versuchsfahrzeug durch eine Messfelge. Infolge der hohen Kosten ist dieses Messsystem nicht serientauglich. Daher sind kostengünstige Verfahren der Radlastbestimmung z.B. durch kombinierte Mess- und modellbasierte Schätzverfahren [26, 133], zu entwickeln. Damit wäre der Schritt in die Gesamtfahrzeugregelung eher realisierbar.
- In Simulationsrechnungen wurde nachgewiesen, dass die Güte der Dämpferregelung eng mit der Spreizung des Dämpferkennfeldes verbunden ist. Deshalb wird aus der Sicht der Fahrsicherheit empfohlen, zukünftige Verstelldämpfer mit größeren Spreizungen auszustatten. Darüber hinaus sollte geprüft werden inwieweit die historisch gewachsene ca. 2/1-Aufteilung der Zug- und Druckstufendämpfung in den Verstelldämpfern zu modifizieren ist.
- Ein wichtiges Ergebnis dieser Arbeit ist das Aufzeigen der vorhandenen Interaktionen zwischen Vertikal- und Längsdynamik. So ist die Regelgüte des Dämpferreglers von der Höhe der Bremskräfte abhängig. Für weiterführende Untersuchungen wird daher eine Kombination der Regelungen von Dämpfung und Fahrdynamik empfohlen.
- Weiterhin sind für zukünftige Vernetzungskonzepte Prioritätensetzung von Funktionen zu klären [155]. Bei kombinierten RKR-ABV-FDR-Eingriffen sollte untersucht werden, in welchen Fahrsituationen z.B. eine radselektive Maximierung der Längskraft, und wann zusätzlich eine Berücksichtigung von Seitenkräften (vorzugsweise an der Hinterachse), vorgenommen werden muss. Ferner sollte geprüft werden, inwieweit die horizontaldynamische Anbindung der Radaufhängung über sogenannte adaptive Fahrwerk-lager, wie sie bei *fzd* intensiv erforscht werden [23-25, 152], zusätzliche Möglichkeiten für eine Optimierung des Gesamtsystemverhaltens erwarten lassen.

Nach Einschätzungen des Verfassers werden sich daher für weiterführende Forschungsarbeiten, insbesondere aus dem Blickwinkel der Fahrzeugtechnik, durch die Verbindung der Disziplinen Simulation, Regelungstechnik und experimenteller Untersuchungen weitere reizvolle Aufgabenstellungen ergeben.

7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden die Einflüsse von stufenlosen Verstelldämpfern auf das Bremsverhalten von Personenwagen untersucht, mit dem Ziel einer Verbesserung der Fahrsicherheit zu erreichen. Zunächst wurde auf Basis von Simulationsrechnungen ein Fahrsicherheits-Dämpferregler entwickelt und dessen Wirkungsweise in Fahrversuchen erprobt. Damit wurden auf unebener Fahrbahn eine Reduzierung von dynamischen Radlastschwankungen und in ABV-Bremssituationen eine Erhöhung der Bremskraftübertragung erzielt.

Die Simulationen wurden an einem modular aufgebauten $\frac{1}{4}$ -Fahrzeugmodell durchgeführt. Der entwickelte Regler bewirkt, abhängig vom Frequenzinhalt der Fahrwerk-Vertikalschwingungen, eine - im Vergleich zu konstanten Dämpfereinstellungen (hart oder weich) - wirksamere Reduzierung von dynamischen Radlastschwankungen. Dieser sogenannte **Radlast-Konstant-Regler (RKR)** erreicht dies, indem er je nach Schwingungszustand stufenlos eine optimale Dämpfung zwischen hart und weich einstellt. Ergänzende Simulationen haben darüber hinaus aufgezeigt, dass eine weitere Verbesserung des Reglerverhaltens erreicht werden kann, wenn die Spreizung des Dämpferkennfeldes vergrößert wird.

Der mit Hilfe der Simulation entwickelte RKR wurde anschließend in einem speziell ausgerüsteten Versuchsfahrzeug implementiert und innerhalb einer variablen Reglerentwicklungs-Umgebung im Fahrversuch optimiert. Hierzu wurden zur Analyse der Schwingungsvorgänge in der vorderen linken Radaufhängung im Fahrzeug umfangreiche Mess- und Regelsysteme integriert. Damit konnten unter anderem die Größen Radlast, Bremskraft und Dämpferweg objektiv erfasst sowie - gemäß dem Konzept des RKR - die Dämpfereingangsspannung stufenlos geregelt werden. Die experimentellen Untersuchungen konzentrierten sich sowohl auf ungebremste als auch auf teil- und vollgebremste Fahrversuche über definierte Fahrbahnunebenheiten bei stationärer Geradeausfahrt.

Der mit Hilfe der ungebremsten Fahrversuche optimierte RKR bestätigte die aus der Simulation gewonnenen Ergebnisse. Bei Vertikalschwingungen vornehmlich unterhalb der Radträgereigenfrequenz reduziert der RKR im Vergleich zu den konstanten Dämpfereinstellungen am wirksamsten dynamische Radlastschwankungen. Bei überwiegend hochfrequenten Schwingungen, insbesondere im Radträgereigenfrequenzbereich, reduziert allerdings die konstant harte Dämpfung die Radlastamplituden am besten.

Danach wurden mit dieser Reglerabstimmung in den Hauptversuchsreihen Bremsversuche durchgeführt. Als wesentliches Ergebnis ist das erneut gute Reglerverhalten bei niederfrequenten Vertikalschwingungen zu nennen. Damit konnte mit dem RKR im Vergleich zu den konstanten Dämpfungen die Bremskraftübertragung vergrößert werden, wodurch sich die Fahrsicherheit erhöht. Für hochdynamische Radlastschwankungen bestätigte sich die Tendenz aus den ungebremsten Versuchen; mit der konstant harten Dämpfung können die höchsten Bremskräfte übertragen werden.

Als weiteres Ergebnis der gebremsten Versuche sind die festgestellten Kopplungseffekte zwischen Vertikal- und Längsdynamik zu nennen. Die Analyse des RKR Reglerverhaltens

hat aufgezeigt, dass die Regelgüte, bedingt durch die Kopplungseffekte, mit zunehmenden Bremskraftbeträgen absinkt.

Die innerhalb der vorliegenden Arbeit durchgeführten theoretischen und experimentellen Untersuchungen haben als neue Erkenntnis erbracht, dass die entwickelte Verstelldämpferregelung einen positiven Beitrag zur Verbesserung der aktiven Fahrsicherheit in Bremssituationen leisten kann. Ferner hat sich ergeben, dass die Wirksamkeit der entwickelten Dämpferregelung durch den Frequenzinhalt der Vertikalschwingung und durch Kopplungen in der Radaufhängung eingegrenzt wird.

Weitere Forschungsarbeiten sind daher auf den Gebieten der Analyse und der Quantifizierung solcher Wechselwirkungen für die Entwicklung und Abstimmung von zukünftigen Gesamtfahrwerkregelungen von Bedeutung. Nur bei Kenntnis aller wichtigen Interaktionen kann die Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems optimiert werden.

8 Literatur

- [1] Alberti, V., Beurteilung von Fahrzeugen mit adaptiver Fahrwerksdämpfung, VDI Berichte 916, VDI Verlag, Düsseldorf 1991
- [2] Alberti, V., Möglichkeiten der adaptiven Fahrwerksdämpfung im Kraftfahrzeug, ATZ 93, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1991
- [3] Ammon, D. et al., Effiziente Simulation der Gesamtdynamik Reifen-Achse-Fahrwerk, VDI Berichte 1224, VDI Verlag, Düsseldorf 1995
- [4] Ammon, D., Radlastschwankungen, Seitenführungsvermögen und Fahrsicherheit, VDI Berichte 1088, VDI Verlag, Düsseldorf 1993
- [5] ASM, Seilzug-Wegsensor, Produktbeschreibung, Typ WS10-375-10V-L10-SAB2, ASM GmbH Moosinning, 1998
- [6] Ahlborn, Temperaturmessgerät, Typ 2288-2, Ahlborn Mess- und Regelungstechnik, Holzkirchen
- [7] Bachmann, Th., Wechselwirkungen im Prozeß der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 360, Düsseldorf VDI-Verlag 1998, ISBN 3-18-336012-8
- [8] Barz, M., Untersuchungen zum Einsatz adaptiver und aktiver Fahrwerkklager in Pkw, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 452, Düsseldorf VDI-Verlag 2001, ISBN 3-18-345212-X
- [9] Becker, A., et al, Foliensatz zum „30-Meter-Projekt“, Projektvortrag Continental, Hannover 2001
- [10] Becker, A., et al, Integration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel des Verkürzten Anhaltewegs, VDI Berichte 1632, VDI Verlag, Hannover 2001
- [11] Beicker, S., Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 418, Düsseldorf VDI-Verlag 2000, ISBN 3-18-341812-6
- [12] Beller, A., Rieth, P., Mit „Total Chassis Management“ auf dem Weg zum intelligenten Fahrwerk, XX. Internationales μ -Symposium, Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. B. Breuer, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 440, Düsseldorf VDI-Verlag 2000, ISBN 3-18-344012-1
- [13] Betzler, J.W., Verfahren zur Beschreibung schneller ungefederter Radfahrzeuge hinsichtlich Fahrverhalten und Fahrbahnbelastung, VDI Fortschrittberichte Reihe 12-130, VDI-Verlag, Düsseldorf 1989
- [14] Bill, B., Messen mit Kristallen, Verlag Moderne Industrie, Augsburg 2002, ISBN 3-478-93269-6

- [15] BMW, Produktbeschreibung zum Fahrzeug BMW E39, 1999
- [16] Bode, E. et al, Potential of Hydraulic and Pneumatic Damping Systems in Regard to Vertical Dynamics of Commercial Vehicles, Nr. 9836978, AVEC 1998
- [17] Bode, O. et al, Potential hydraulischer und pneumatischer Dämpfungssysteme in Bezug auf die Vertikaldynamik von Nutzfahrzeugen, VDI Berichte 1350, VDI Verlag, Düsseldorf 1997
- [18] Bosch Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Herausgeber: Robert Bosch GmbH, 22. Auflage, VDI-Verlag 1995, ISBN 3-18-419122-2
- [19] Bosch, Fahrsicherheitssysteme, Vieweg-Verlag, 2. Auflage, Stuttgart 1998, ISBN 3-528-03875-6
- [20] Bösch, P. et al, Reifenmodelle – Wunsch und Wirklichkeit aus der Sicht der Fahrzeugentwicklung, 4. Darmstädter Reifenkolloquium, Herausgeber: Prof. Dr. rer. nat. H. Winner, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 511, Düsseldorf VDI-Verlag 2002, ISBN 3-18-351112-6
- [21] Braess-Seiffert H.-H., Seiffert, U., Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 1. Auflage, Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden 2000, ISBN 3-528-03114-X
- [22] Breuer, B. Skriptum zur Vorlesung KFZ III Technische Universität Darmstadt, Fachgebiet Fahrzeugtechnik 1994
- [23] Breuer, B., Barz, M., Arbeits- und Ergebnisbericht 94-96, Sonderforschungsbereich 241, TP A7, TH Darmstadt, Darmstadt 1996
- [24] Breuer, B., Barz, M., Arbeits- und Ergebnisbericht 94-96, Sonderforschungsbereich 241, TP A7, TH Darmstadt, Darmstadt 1996
- [25] Breuer, B., et al, The Mechatronic Vehicle Corner of Darmstadt University of Technology – Interaction and Cooperation of a Sensor Tire, New Low-Energy Disc Brake and Smart Wheel Suspension, FISITA World Automotive Congress Seoul, Korea, 12-15. June 2000
- [26] Breuer, B., Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge I+II, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt, Darmstadt, 2000
- [27] Breuer, B., Skriptum zur Vorlesung Motorräder, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt, Darmstadt, 2000
- [28] Burckhardt, M., Der Einfluß der Reifenkennlinie auf Signalgewinnung und Regelverhalten von Fahrzeugen mit Anit-Blockier-Systemen, Automobil-Industrie 3/87
- [29] Bußhardt, J. et al, Semiaktive parameter-adaptive Radaufhängung mit variablem Dämpfer und variabler Feder, VDI Berichte 1088, VDI Verlag, Düsseldorf 1993

- [30] Bußhardt, J., Selbsteinstellende Feder-Dämpfersysteme für Kraftfahrzeuge, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 240, Düsseldorf VDI-Verlag 1995, ISBN 3-18-324012-2
- [31] Bussman, W. et al, Das Fahrwerk der neuen S-Klasse Teil 1+2, ATZ 93, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1991
- [32] CAN, Beschreibung des CAN-Protokoll im BMW E39
- [33] Causemann, P. et al, CDC (Continuous Damping Control) Ausführung mit integriertem oder extern ausgeführtem Proportional-Dämpf-Ventil. Eine Bewertung zweier unterschiedlicher Konzepte, VDI Berichte 1350, VDI Verlag, Düsseldorf 1997
- [34] Causemann, P., Kraftfahrzeugstoßdämpfer, Verlag Moderne Industrie, Augsburg 1999, ISBN 3-478-93210-6
- [35] Causemann, P., Schwerpunkte der Entwicklung semiaktiver und aktiver Fahrwerke, Technische Konferenz Schweinfurt, Fränkische Nachrichten-Verlag, Taubertschheim 1990
- [36] Causemann, P., Thomä, A., Möglichkeiten und Grenzen des Einsatzes „intelligenter Flüssigkeiten“ in der Fahrwerkregelung, Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, Essen 1999
- [37] Correvit, Correvit Datron V2 Sensorsystem, Produktbeschreibung
- [38] Crolla, D.A., Abdel-Hady M.B.A., Semi-Active Suspension Control for a Full Vehicle Model, SAE-Paper Nr. 911904, Nashville 1991
- [39] Daiß, A. Beobachtung fahrdynamischer Zustände und Verbesserung einer ABS- und Fahrdynamikregelung, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 283, Düsseldorf VDI-Verlag 1996, ISBN 3-18-328312-3
- [40] Dreilich, L. et al, Entwicklungstrends elektronisch geregelter Luftfedersysteme, Tag des Fahrwerks, Aachen 2000, Institut für Kraftfahrwesen Aachen
- [41] Dreyer A., Das Fahrverhalten von Pkw bei gleichzeitigem Lenken und Bremsen, ATZ 95, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1993
- [42] Eichhorn, U., Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn – Einflußgrößen und Erkennung, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 222, Düsseldorf VDI-Verlag 1992, ISBN 3-18-322212-4
- [43] Fach, M., Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 411, Düsseldorf VDI-Verlag 2000, ISBN 3-18-341112-1
- [44] Fahrdynamikregelung ESP, Technische Unterrichtung, Robert Bosch GmbH, 1. Ausgabe, Stuttgart 1998, ISBN 3-934584-15-2

- [45] Fan, Y., Crolla, D.A., Analysis on Benefits of an Adaptive Kalman Filter Active Vehicle Suspension, SAE-Paper Nr. 981120, Detroit 1998
- [46] Fennel, H., ABS plus und ESP – Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik, ATZ, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1998
- [47] Fischlein, H., Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlußverhalten von Pkw-Reifen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 414, Düsseldorf VDI-Verlag 2000, ISBN 3-18-341412-0
- [48] Foag, W., A practical control concept for passenger car active suspension with preview, ImechE-Paper, Nr. C424/88, 1988
- [49] Frühauf, F., Hennecke, D., Fahrwerksregelung mit elektrohydraulischen Schwingungsdämpfern, Ölhydraulik und Pneumatik 33, 1987
- [50] Gelosa, E., Cervi, E., Predictive Model of Noise due to Tire Structural, 1° International Colloquium on Vehicle Tyre Road Interaction, Rome 1999
- [51] Gipser, M., F-Tire, ein Reifenmodell für Handlings-, Komfort- und Lebensdauersimulation, Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, Osnabrück, 2001
- [52] Giua, A. et al, Semiactive Suspension Design with an Optimal Gain Switching Target, Vehicle System Dynamics Supplement 31, 1999
- [53] Gnadler, R. et al, Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen, FAT Schriften Reihe
- [54] Göhring, E., Adaptiv geregelte Fahrwerkssysteme zur Verbesserung des Sicherheits- und Komfortverhaltens von Nutzfahrzeugen, VDI Berichte 1088, VDI Verlag, Düsseldorf 1993
- [55] Gordon, T. et al, Second Generation Approaches to Active and Semi-Active Suspension Control System Design, Vehicle System Dynamics Supplement 23, 1994
- [56] Grünberg, H., Untersuchung des Radradienverhältnisses und des Schlupfaufkommens als Beitrag zur Fahrsicherheit, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 378, Düsseldorf VDI-Verlag 1999, ISBN 3-18-337812-4
- [57] Hac, A., Fratini, A., Elimination of Limit Cycles due to Signal Estimation in Semi-Active Suspension, SAE-Paper Nr. 1999-01-0728, Detroit, 1999
- [58] Hanamura, Y. et al, Control of Maneuverability and Stability as well as Ride Comfort by Active Suspension Control. With Additional Vertical Load Control, Nr. 9836310, AVEC 1998
- [59] Heißing, B., Brandl, H.J., Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens, Vogel Fachbuch, Würzburg 2002, ISBN 3-8023-1903-6

- [60] Hennecke D., Anpassung der Dämpferkennung an den Fahrzustand eines Pkw, VDI Berichte 650, VDI Verlag, Düsseldorf 1987
- [61] Hennecke D., Zieglmeier, F., Frequency dependent variable suspension damping – theoretical background and practical success, ImechE-Paper, Nr. C431/88, 1988
- [62] Hennecke, D. Elektronische Dämpfer Control – eine vollautomatische adaptive Dämpfungkraftverstellung für den BMW 635 Csi, ATZ 89, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1987
- [63] Hennecke, D. et al, EDC III – The New Variable Damper System for BMW's Top Models, SAE-Paper Nr. 900662, Detroit, 1990
- [64] Hennecke, D., Fahrwerk der Zukunft – eine Herausforderung für die Automobilindustrie, Tag des Fahrwerks, Aachen 2000, Institut für Kraftfahrwesen Aachen
- [65] Hennecke, D., Zur Bewertung des Schwingkomforts von Pkw bei instationären Anregungen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 237, Düsseldorf VDI-Verlag 1995, ISBN 3-18-323712-1
- [66] Hohensee, H.J., Aktive Fahrzeugfederung, VDI Berichte 778, VDI Verlag, Düsseldorf 1989
- [67] Holdmann, P., Holle, M., Improvements in driving comfort and driving safety of a delivery truck by the use of electronic controlled suspension systems, Nr. 9836987, AVEC 1998
- [68] Hölscher, R. et al, Semiaktive Dämpferregelung für ein komfortorientiertes Fahrzeug, VDI Berichte 916, VDI Verlag, Düsseldorf 1991
- [69] Hölscher, R., Huang, Z., Semiaktive Dämpferregelung für ein komfortorientiertes Fahrzeug, VDI Berichte 916, Düsseldorf VDI-Verlag 1991, ISBN 3-18-090916-1
- [70] Hottinger Baldwin Messtechnik, Produktbeschreibung zum Beschleunigungssensor, Typ B12/200
- [71] Hottinger Baldwin Messtechnik, Produktbeschreibung zum Drucksensor, Typ P3M
- [72] Huang, S., Chao, H.C., Fuzzy logic controller for a active suspension system, IMechE 2000
- [73] Huinink, H., Schröder, C., Dynamische Interaktion Bremse-Reifen-Straße, XVIII. Internationales μ -Symposium, Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. B. Breuer, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 373, Düsseldorf VDI-Verlag 1998, ISBN 3-18-337312-2
- [74] Isermann, R., Börner, M., Überwachung und Diagnose von Radaufhängungen, Abschlussbuch des Sonderforschungsbereichs 241 IMES der DFG, 2001

- [75] Isermann, R., Modellgestützte Diagnose im Kraftfahrzeug, ATZ-MTZ, Automotive Electronics, Vieweg Verlag, Wiesbaden 2002
- [76] Isermann, R., Straky, H., Modellgestützte Überwachung von Kfz-Bremssystemen zur Steigerung der Fahrsicherheit, Abschlussbuch des Sonderforschungsbereichs 241 IMES der DFG, 2001
- [77] Jautze, M., Ein signalmodellbasiertes Verfahren zum Erkennen von Dämpferschäden bei Kraftfahrzeugen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 498, Düsseldorf VDI-Verlag 2002, ISBN 3-18-349812-X
- [78] Jun, L. et al, Fuzzy Neural Networks Control of a Semi-Active Suspension System with Dynamic Absorber, SAE-Paper Nr. 2000-01-3077, Detroit 2000
- [79] Kistler, Produktbeschreibung zum Beschleunigungssensor, Typ 8612B5, Winterthur, Schweiz
- [80] Kistler, Produktbeschreibung zur 6-Komponenten Messfelge, Typ 9298A1, Winterthur, Schweiz
- [81] Kitching, K.J. et al, An Experimental Investigation of Preview Control, Vehicle System Dynamics Supplement 32, 1999
- [82] Kleczka, M., Schiffer W., Entwicklung innovativer Federungssysteme, 9. Aachener Kolloquium, Aachen 2000, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen
- [83] Klein, H.-Ch., Brems- und Stoßdämpfer-Verbundregelsystem (B& SC) unter Einbeziehung von System-Diagnose und Wartungsinstruktor (DWI), Fortschritte der Fahrzeugtechnik, Vieweg-Verlag, Braunschweig 1991, ISBN 3-528-06435-8
- [84] Klinkner, W., Adaptives Dämpfungssystem „ADS“ zur fahrbahn- und fahrzustandsabhängigen Steuerung von Dämpfern einer Fahrzeugfederung, VDI Berichte 778, VDI Verlag, Düsseldorf 1989
- [85] Kohaupt, L., Aktive Radaufhängung, ATZ Jahrgang 93, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1991
- [86] Kolm, H. et al, Optimierung des Fahrkomforts durch Betrachtung der Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung, VDI Berichte 1350, VDI Verlag, Düsseldorf 1997
- [87] Konik, D. et al, Dynamic Drive – das neue aktive Wankstabilisierungssystem der BMW Group, 9. Aachener Kolloquium, Aachen 2000, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen
- [88] Kortüm, W. et al, Entwicklung Strassenfreundlicher Semi-aktiver Nutzfahrzeug-Aufhängungen, VDI Berichte 1504, VDI-Verlag, Düsseldorf 1999

- [89] Krummel, J. et al, Aktive Federungs-systeme – Systemanalyse, mögliche Entwicklungspotenziale, 9. Aachener Kolloquium, Aachen 2000, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen
- [90] Krummel, J., van Meel, F., Aktive Federungs-systeme – Systemanalyse, mögliche Entwicklungspotenziale, 9. Aachener Kolloquium, Aachen 2000, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen
- [91] Kudritzki, D., Gies, S., Schwingungskomfort von der Straße zur Schnittstelle Fahrer – Einfluss des Fahrwerks, 10. Aachener Kolloquium, Aachen 2001, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen
- [92] Kurz, G. et al, Bremsanlage und Schlupfregelsysteme der neuen Baureihe 5 von BMW, ATZ 98, Vieweg-Verlag, Wiesbaden 1996
- [93] Kutsche, T., Raulf, M., Optimierte Fahrwerksdämpfung für Pkw und Nkw, ATZ 103, Vieweg-Verlag, Wiesbaden 2001
- [94] Laermann, F.J., Seitenführungsverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei schnellen Radlaständerungen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 73, Düsseldorf VDI-Verlag 1986, ISBN 3-18-147312-X
- [95] Leffler, H. Entwicklungsstand der ABS-integrierten BMW Schlupfregelsysteme ASC und DSC, ATZ 96, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1994
- [96] Leffler, H. et al, Bremsanlage und Schlupfregelsysteme der neuen 7er-Reihe von BMW, ATZ 97, Vieweg-Verlag, Wiesbaden 1995
- [97] Leffler, H., Foag, W., Prospects and Aspects of an Integrated Chassis Management ICM, SAE-Paper Nr. 2000-01-0105, Detroit, 2000
- [98] Löhr, K.H., Aktive und passive Feder- und Dämpferelemente, Automobil-Industrie, Heft 2, 1991
- [99] Matlab-Handbuch, Version Matlab 5.3, The Math Works Inc., USA, Natick 1999
- [100] Megatron, Produktbeschreibung, Megatron Drehimpulsgeber, MOM20,
- [101] Meljnikov, D., Ammon, D., Praxisgerechte Stoßdämpfermodelle für Ride- & Handling Simulation, 9. Aachener Kolloquium, Aachen 2000, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen
- [102] Mitschke, M., Bremskraftverluste auf unebenen Fahrbahnen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 58, Düsseldorf VDI-Verlag 1985, ISBN 3-18-145812-0
- [103] Mitschke, M., Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band A-C, Springer Verlag, 1995, ISBN 3540561641
- [104] Mitschke, M., Verbesserungsmöglichkeiten an Kraftfahrzeug-Schwingungssystemen – Teil 1+2, ATZ 89, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1987

- [105] Mühlmeier, M., Bewertung von Radlastschwankungen im Hinblick auf das Fahrverhalten von Pkw, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 187, Düsseldorf VDI-Verlag 1993, ISBN 3-18-148712-0
- [106] Muijderman, J. et al, Control of suspension systems for commercial vehicles based on preview, Nr. 9836969, AVEC 1998
- [107] Muijderman, J. et al, Control of suspension systems for commercial vehicles, Vehicle System Dynamics Supplement 32, 1999
- [108] Müller, A., Zusammenspiel von Fahrwerk und Bremssystem am Beispiel ABS, Tagung, Haus der Technik, Essen 2001
- [109] N. N., Schwingungsdämpfer und Fahrsicherheit von Pkw, Kolloquium des Direktionsbereichs Kraftfahrzeugtechnik des TÜV-Rheinland e.V.
- [110] N.N., adaptive air suspension, Pressemitteilung Continental AG, September 2002
- [111] N.N., Cadillac mit verbessertem Fahrwerk, Artikel zum Magnaride-Dämpfer, Auto-Motor-Sport, Heft 10, 2000
- [112] N.N., Dynamic Ride Control, Audi Magazin 01, 2002
- [113] N.N., Entwicklung eines Testverfahrens für Antriebsschlupf-Regelsysteme, Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen, Fahrzeugtechnik, Heft F26, Bergisch Gladbach 1999, ISBN 3-89701-290-1
- [114] N.N., Ford-Pressemitteilung zum adaptiven Sicherheitsrückhaltesystem IPS, Intelligent Protection System, www.ford.de, Köln 2002
- [115] N.N., Hydropneumatik, Hydractive, Aktive Fahrwerkstabilisierung, Produktinformation, Citroen, Köln
- [116] N.N., Noch mehr Grippe und Komfort, Produktinformation zum Jaguar-Fahrwerkssystem CATS, 1999
- [117] N.N., Schwerpunktabsenkung verbessert Fahrdynamik, Pressemitteilung Continental AG, Hannover, 2000
- [118] N.N., Skyhook lässt den neuen Lancia Thesis schweben, Produktinformation zur Dämpferregelung, www.autoo.ch/Press, 2001
- [119] N.N., Typbezogene Feststellung der Mindestwirksamkeit von Stoßdämpfern, Vereinigung der Technischen Überwachungs-Vereine e.V., TÜV-Rheinland, Köln 1983, ISBN 3-88585-139-3
- [120] N.N., VW Phaeton, Sonderausgabe von ATZ und MTZ, Vieweg Verlag, Wiesbaden 2002

- [121] Neureder, U., Untersuchungen zur Übertragung von Radkraftschwankungen auf die Lenkung von Pkw mit Federbeinachse und Zahnstangenlenkung, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 518, Düsseldorf VDI-Verlag 2002, ISBN 3-18-351812-0, 2002
- [122] Ochner, U., Hennecke, D., Realisierung und Anwendung von „hardware in the loop“ bei der Entwicklung von Feder-/Dämpfersystemen, VDI Berichte 974, VDI-Verlag, Düsseldorf
- [123] Oehlerking, C. et al, Wankausgleich – ein System zur Verbesserung von aktiver Sicherheit und Fahrkomfort, ATZ 95, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1993
- [124] Offenlegungsschrift, DE 100 07 357 A1, Fahrwerksregelvorrichtung und Verfahren zum Regeln eines Fahrwerks eines Kfz, 2001
- [125] Offenlegungsschrift, DE 100 12 131 A1, Fahrwerkregelungssystem für Fahrzeuge, 2001
- [126] Offenlegungsschrift, DE 197 30 414 A1, Verfahren und Vorrichtung zur vorausschauenden Fahrbahnbeurteilung, 1999
- [127] Offenlegungsschrift, DE 197 48 271 A1, Steuersystem und Steuerverfahren einer halbaktiven Aufhängung, 1998
- [128] Offenlegungsschrift, DE 36 37 984 A1, Verfahren zum Beeinflussen einer Fahrzeugfederung in Abhängigkeit von der Fahrbahngestalt und Fahrzeugfederung, 1986
- [129] Offenlegungsschrift, DE 39 25 102 C2, Verfahren zur Einstellung der Dämpfungskraft von Stoßdämpfern, 1994
- [130] Offenlegungsschrift, DE 41 19 494 A1, Aufhängungs-Regelsystem für ein Pkw, 1992
- [131] Offenlegungsschrift, DE 41 30 877 A1, Steuerung für eine aktive Fahrzeugaufhängung, 1992
- [132] Park, H.-S. et al, An Integrated Semi-Active Suspension für Passenger Vehicle, FISITA World Automotive Congress, Korea Seoul 2000
- [133] Reichel J., Untersuchungen der Wechselwirkungen eines Verstelldämpfersystems auf das ABS-Bremsverhalten eines Pkw, fzd-Bericht Nr. 288/02, unveröffentlichter interner Forschungsbericht, Fachgebiet Fahrzeugtechnik TU Darmstadt, Darmstadt, 2002
- [134] Rettig, U., Numerical Optimal Control Strategies for Semio-Active Vehicle Suspension wicht Electrorheological Fluid Dampfers, Fast Solutions of Discretized Optimization Problems, Birkhäuser Verlag, 2001

- [135] Römer, M., Scheer, H., Von Luft getragen – Das Federungs- Dämpfungssystem, ATZ und MTZ Sonderdruck: Die neue S-Klasse, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1999
- [136] Rompe, K., Heißing, B., Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen, Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln, 1984, ISBN 3-88585-131-8
- [137] Rompe, K., Stoßdämpfer und Fahrsicherheit, Verband der Technischen Überwachungsvereine, Vortragsmanuskript zur gleichnamigen Veranstaltung am 1. Juni 1995 in Köln
- [138] Rompe, K., Warum muß die Wirksamkeit der Stoßdämpfer regelmäßig überprüft werden?, TÜ Band 39, Köln 1998
- [139] Roth, J., Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlusserkennung im rotierenden Rad, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 195, Düsseldorf VDI-Verlag 1993, ISBN 3-18-149512-3
- [140] RSM, Produktbeschreibung, stabilisierte 3-Achs-Messplattform, Typ FEP 29, Regelungs- und Messtechnik Dipl.-Ing. Schmidt KG, GmbH&Co, Hamburg
- [141] Safety-Walk, Produktbeschreibung 3M Deutschland GmbH, Rutschhemmende Klebefolie Typ 4, Rutschhemmung R13, Neuss 1999
- [142] Sagan, E., Auslegung von Achskinematik und Elastokinematik – immer ein Kompromiss?, Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, Osnabrück, 2001
- [143] Schenck-Instron, Produktbeschreibung, Hydropulsprüfstand, Typ PL 25 K, Digitalsteuerung S59
- [144] Schiffer, W., Active Body Control – The new, active suspension and damping system in the DaimlerChrysler CL Coupé, Adaptronic Congress, Potsdam 2000
- [145] Schmeitz, A. Pauwelussen, J.P., An Efficient Dynamic Ride and Handling Tyre Model for Arbitrary Road Unevennesses, VDI Berichte 1632, VDI Verlag, Düsseldorf 2001
- [146] Schönfeld, K.H., Fahrwerksregelung bei Nutzfahrzeugen – Elektronische gesteuerte Luftfeder und Dämpfung, VDI Berichte 778, VDI Verlag, Düsseldorf 1989
- [147] Schrabberger, G. et al, Vergleich verschiedener Ansätze zur Simulation von Reibungseffekten und deren Verifikation an einem Vorschubantrieb, Automatisierungstechnische Praxis, atp 43, Heft 9, 2001
- [148] Schramm, W. et al, Ein Hochleistungskonzept zur aktiven Fahrwerkregelung mit reduziertem Energiebedarf, ATZ 94, Vieweg Verlag, Wiesbaden 1992

- [149] Schulze, B.-G., Automatischer Blockierverhinderer (ABV) mit stetiger Druckmodulation – Methodische Untersuchungen zur Erhöhung der Kraftschlussausnutzung am geregelt gebremsten Rad, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 212, Düsseldorf VDI-Verlag 1994, ISBN 3-18-321212-9
- [150] Schwarz, R. et al, Improved Wheel Speed and Slip Determination Considering Influences of Wheel-Suspension Dynamics and Tire Dynamics, SAE-Paper-Nr. 971117, Detroit, 1997
- [151] Schwarz, R. et al, Modellbasierte Rekonstruktion der Einflussgrößen von Radaufhängungs- und Reifendynamik auf den Schlupf, VDI Berichte 1350, VDI Verlag, Düsseldorf 1997
- [152] Semsch, M., Neuartige mechatronische Teilbelagscheibenbremse, XIX. Internationales μ -Symposium, Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. B. Breuer, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 405, Düsseldorf VDI-Verlag 1999, ISBN 3-18-340512-1
- [153] Serra, L. et al., A Michelin Suspension System that Optimises the Tire Contact Patch Through Negative Camber, VDI Berichte 1632, VDI Verlag, Düsseldorf 2001
- [154] Sick, Produktbeschreibung zum Lichtschrankensystem Sick-WL 12-2-PNP
- [155] Smakman, H., Functional Integration of Slip Control with Active Suspension for Improved Lateral Vehicle Dynamics, Dissertation an der TU Delft, Herbert Utz Verlag, München 2000, ISBN 3-89675-704-0
- [156] Sommer, S., Verknüpfung von horizontaler und vertikaler Dynamik, ATZ-MTZ, Automotive Electronics, Vieweg Verlag, Wiesbaden 2002
- [157] Stefanini, A. et al., Semi-Active Suspension Analysis with Software „In the Loop“ Technique Using in integrated Handling/Comfort Multi-Body Vehicle Model, VDI Berichte 1632, VDI Verlag, Düsseldorf 2001
- [158] Steiger, W., Fahrzeugtechnik – Quo vadis, XXII. Internationales μ -Symposium, Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. B. Breuer, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 514, Düsseldorf VDI-Verlag 2002, ISBN 3-18-351412-5
- [159] Stoll, U., SBC – Die elektrohydraulische Bremse von Mercedes-Benz, XX. Internationales μ -Symposium, Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. B. Breuer, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 440, Düsseldorf VDI-Verlag 2000, ISBN 3-18-344012-1
- [160] Streiter, H., Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzepts für eine aktive Federung, Dissertation, ISS-Fahrzeugtechnik, TU Berlin, 1996
- [161] Taheri, S. et al, An Investigation of the Use of a New Non-linear Control Strategy for Integration of Active Suspension and Anti-Lock Braking Systems, SAE-Paper Nr. 980248, Detroit 1998

- [162] Tiemann, R., Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 204, Düsseldorf VDI-Verlag 1994, ISBN 3-18-320412-6
- [163] Toyota Motor Corp.: Development of Integrated System Between Active Control Suspension, Active 4WS, TRC and ABS, SAE-Paper-Nr 920271, Detroit
- [164] Truscott, A.J., Wellstead, P.E., Adaptive ride Control in Active Suspension Systems, Vehicle System Dynamics Supplement 24, 1995
- [165] v. d. Jagt, P. et al, Influence of tyre and suspension dynamics on the braking performance of an anti-lock system on uneven roads, ImechE-Paper, Nr. C382/047, 1989
- [166] v. Zanten, A., Verbesserung der Fahrsicherheit durch ESP bei Fahrzeugen mit leistungsgeminderten Stoßdämpfern, Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, Essen 1999
- [167] Valasek, M. et al, Control Concepts of semi-active damping of truck suspension for road friendliness, Vehicle System Dynamics Supplement 28, 1998
- [168] Valasek, M. et al, Nonlinear Control for Semi-Active Road-Friendly Truck Suspension, Nr. 9836743, AVEC 1998
- [169] Van Zanten, A., Zusammenspiel Fahrwerk und ESP, Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, Osnabrück, 2001
- [170] VDA-Pressemitteilung, Deutsche Automobilindustrie vereinheitlicht Kriterien für die Prüfung der aktiven und passiven Fahrzeugsicherheit, Frankfurt 1998
- [171] Weber, R., Beitrag zum Übertragungsverhalten zwischen Schlupf und Reifenführungskräften, Automobil-Industrie, Heft Nr. 4, 1981
- [172] Weidele, A., Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 210, Düsseldorf VDI-Verlag 1994, ISBN 3-18-321012-6
- [173] Wies, B. et al., Kraftschluss-Verbesserung durch Synergien aus Winterreifen-Entwicklung und ABS-Regelsystem, VDI Berichte 1632, VDI Verlag, Düsseldorf 2001
- [174] Witte, B. et al., Erfassung des Haftreibungsbeiwertes im fahrenden Fahrzeug und Messung von Reifenparametern bei verschiedenen Fahrbahnoberflächen, VDI Berichte 1224, VDI Verlag, Düsseldorf 1995
- [175] Wölfel, H., Skriptum zum Praktikum Maschinendynamik, Fachgebiet Maschinendynamik, TU Darmstadt, Darmstadt, 1998

-
- [176] Wölfel, H., Skriptum zur Vorlesung Maschinendynamik, Fachgebiet Maschinendynamik, TU Darmstadt, Darmstadt, 1996
- [177] Wolfsried, S. et al., Active Body Control (ABC) das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL Coupé von DaimlerChrysler, VDI Berichte 1494, VDI Verlag, Düsseldorf 1999
- [178] Xie, Ch., Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 486, Düsseldorf VDI-Verlag 2001, ISBN 3-18-348612-1
- [179] Yamashita, M. et al, Der neue Lexus LS430, ATZ 103, Vieweg-Verlag, Wiesbaden 2001
- [180] Yoshida, H. et al, Sky-hook Model Following Control of a Semi-active Suspension Using a Continously Modulated Damper, Nr. 9836356, AVEC 1998
- [181] You, Ch.-J., Karosseriebelastungen aufgrund verschiedener Erregungsquellen, insbesondere aus Motorlagerkräften, bei Antriebssträngen in Personenkraftwagen, VDI Fortschrittberichte, Reihe12 417, VDI-Verlag, Düsseldorf 1999
- [182] Zanten v., A., VDC, The Vehicle Control System of Bosch, SAE-950759, Detroit 1995, ISSN 0148-7191
- [183] Zegelaar, P.W.A., The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Variations and Road Unevenesses, Dissertation, Delft University of Technology, 1998
- [184] Ziebart, W., Global Chassis Control – Mehr Sicherheit und Komfort durch Systemvernetzung, VDI Berichte 1632, VDI Verlag, Hannover 2001
- [185] Zindler, K., Funktionsentwurf und Konzepterprobung aktiver Federungssysteme, 11. Aachener Kolloquium, Aachen 2002, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen

8.1 Betreute studentische Arbeiten

Studienarbeiten:

- [1] Brunn, Philipp, Einfluss von geregelten Verstelldämpfern auf die dynamische Radlast, Studienarbeit Nr. 806/01, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2001
- [2] Dein Dias Terra, Tom, Durchführung von Fahrversuchen zur Beeinflussung der Bremskraftübertragung auf unebenen Fahrbahnen, Studienarbeit Nr. 828/01, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2001
- [3] Derouard, Stéphane, Entwicklung und Simulation von Fahrsicherheitsreglern für adaptiv verstellbare Pkw-Schwingungsdämpfer, Studienarbeit Nr. 801/00, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2000
- [4] Kühlein, Oliver, Erarbeitung eines Versuchsdesigns zur Untersuchung eines adaptiven Dämpfersystems im Fahrversuch, Studienarbeit Nr. 783/00, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2000
- [5] List, Andreas, Beeinflussung des Radlast- und Bremsmomentverlaufs durch geregelte Verstelldämpfer, Studienarbeit Nr. 822/01, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2001
- [6] Meister, Marcus, Durchführung und Auswertung von Fahrversuchen zur Untersuchung eines adaptiven Dämpfersystems, Studienarbeit Nr. 784/00, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2000
- [7] Müller, Jochen, Inbetriebnahme und Dokumentation der Soft- und Hardware einer Regelung eines Verstelldämpfersystems für Pkw, Studienarbeit Nr. 808/01, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2001
- [8] Niemz, Tobias, Optimierung von Regelungen für ein Pkw-Verstelldämpfersystem, Studienarbeit Nr. 814/01, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2001
- [9] Schmurr, Michael, Konstruktion einer Messeinrichtung zur Bestimmung der dynamischen Radlast an einem Pkw-Vorderrad, Konstruktiver Entwurf Nr. 768/99, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 1999
- [10] Wagner, Marcus, Rechnergestützte Fahrdynamikuntersuchungen mit dem Simulationsprogramm CASCaDE für die Unimog Baureihen UGN (Unimog Geräteträger Neu) und SBU (Schwere Baureihe Unimog), externe Studienarbeit Nr. 791/00, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt/Gaggenau 1999
- [11] Wohanka, Martin, Inbetriebnahme, Anpassung und Dokumentation der im fzd-Versuchsfahrzeug integrierten Messtechnik zur Untersuchung eines adaptiven Dämpfersystems im Fahrversuch, Studienarbeit Nr. 782/00, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2000

Diplomarbeiten:

- [12] Frederic, Spetler, Untersuchung der Einflusspotenziale adaptiver Schwingungsdämpfer auf die Vertikaldynamik eines Viertelfahrzeugmodells, Diplomarbeit, Fachgebiet Maschinendynamik, TU Darmstadt, 2000
- [13] Fuchs, Jürgen, Ermittlung der Einflusspotentiale geregelter Verstelldämpfer auf die Vertikaldynamik eines Pkw im Fahrversuch, Diplomarbeit Nr. 338/01, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2001
- [14] Hendricks, Jan, Erprobung und Bewertung von Reglerstrategien für ein Pkw-Verstelldämpfersystem im Fahrversuch, Diplomarbeit, Institut für Automatisierungstechnik, TU Darmstadt 2001
- [15] Jurkovic, Aleksandar, Beeinflussung der Bremskraftübertragung durch geregelte Pkw-Verstelldämpfer, Diplomarbeit Nr. 343/02, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2002
- [16] Medina, Carlos, Vergleich von Anregungsprofilen auf unterschiedlichen öffentlichen Fahrbahnen und deren vertikal-fahrdynamischen Auswirkungen, Diplomarbeit Nr. 346/02, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2002
- [17] Sader, Frank, Entwicklung und Implementierung einer Schwingungsdämpfer-Regelung in Mehrkörper- Simulationsprogramm SIMPACK, Diplomarbeit Nr. 329/00, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, TU Darmstadt 2000

8.2 Eigene Veröffentlichungen

- [1] Reichel, Jochen, Kutsche Thomas: Auswirkungen der Fahrwerksdämpfung auf die Quer- und Längsdynamik am Beispiel von ausgewählten Fahrmanövern, Vortrag und Veröffentlichung, Fahrwerk-Tech 2001, TÜV-Süddeutschland, München 2001
- [2] Reichel, Jochen, et al: Radkraftdynamometer als Entwicklungswerkzeug für Felge und Radaufhängung, Vortrag und Veröffentlichung, Rad-Tech 2002, TÜV-Süddeutschland, München 2002
- [3] Reichel, Jochen, et al: RoaDynTM – a Tool für Rim and Chassis Development, Sonderdruck Vehicle-Engineering, SD920-234e-09.02, KISTLER, Switzerland, Winterthur 2002

Lebenslauf

Dipl.-Ing. Jochen Reichel
Abt Jerusalem Straße 7
38 106 Braunschweig

- Persönliche Daten

Geburtsdatum:	03. April 1974
Geburtsort:	Aschaffenburg
Familienstand:	ledig
Staatsangehörigkeit:	deutsch

- Schulbildung:

1980-1984:	Grundschule Mainaschaff
1984-1993:	Friedrich Dessauer Gymnasium Aschaffenburg
1993:	Allgemeine Hochschulreife

- Zivildienst:

1993-1994:	BRK-Altenpflegeheim Goldbach
------------	------------------------------

- Universitätsausbildung:

1994-1996:	Grundstudium, Allgemeiner Maschinenbau TU Darmstadt.
1996-1999:	Hauptstudium, Allgemeiner Maschinenbau TU Darmstadt; Abschluss als Diplomingenieur.

- Berufstätigkeit:

1999-2002:	wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet- Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt. Leiter: Prof. Dr.-Ing. B. Breuer (bis 09.2001) Prof. Dr. rer. nat. H. Winner (ab 01.2002) Bearbeitung eines 3-jährigen, industriegeför- derten Forschungsprojektes.
seit Dezember 2002:	Versuchingenieur im Bereich der Pkw-Fahr- werkentwicklung der Volkswagen AG, Wolfsburg.