

Bremswegverkürzungspotential bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS

Dem Fachbereich Maschinenbau der
Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
eingereichte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Marcus-André Reul
aus Frankfurt am Main

Erstreferent:	Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler
Tag der Einreichung:	17. März 2011
Tag der mündlichen Prüfung:	11. Mai 2011

Darmstadt, 2011

D 17

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt (FZD). Die Inhalte dieser Dissertation wurden in einem von mir geleiteten und ca. 3½ Jahre dauernden Forschungsprojekts erarbeitet, welches durch die ZF Sachs AG in Auftrag gegebenen und zusätzlich durch die Robert Bosch GmbH unterstützt wurde.

Ein herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater und Referent dieser Arbeit Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner für die ausgezeichnete Betreuung. Die tiefgehenden, stets konstruktiven und kritischen wissenschaftlichen Diskussionen mit ihm haben maßgeblich zum Gelingen der Arbeit beigetragen. Durch sie sind bei mir neue Denkprozesse angestoßen worden. Besonders bedanken möchte ich mich auch für sein Vertrauen in meine Projekt- und Forschungstätigkeiten und die damit verbundenen Freiheiten beim Anfertigen dieser Forschungsarbeit. Ich habe in meiner Promotionszeit viel gelernt und mich fachlich und persönlich sehr weiterentwickelt. Hierfür, und für die stets gewährte Unterstützung in allen Belangen, möchte ich mich herzlich bedanken.

Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer, dem Gründer und vorigen Leiter von FZD, danke ich für seine konstruktive Kritik und hilfreichen Anmerkungen in meinen Doktoranden-seminaren und im Fachgespräch.

Besonderer Dank gilt auch Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, dem Leiter des Lehrstuhls für Regelungstechnik und Mechatronik an der Universität Paderborn, für die Bereitschaft zur Übernahme des Korreferats. Durch den angenehmen, wissenschaftlichen Austausch erhielt ich wertvolle Anregungen für diese Arbeit.

Allen Mitarbeitern von FZD möchte ich für die vielfältige Hilfsbereitschaft, Unterstützung und Interesse für meine Arbeit danken: Den Werkstattmitarbeitern für die fachkundige Unterstützung beim Aufbau des Versuchsfahrzeugs und bei schnellen unvorhergesehenen Reparaturen, die den umfassenden Versuchsbetrieb aufrecht erhielten. Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Klaus Polster, der das konzipierte Messkonzept elektrisch hervorragend umsetzte und leider das Ende dieses Projektes nicht erlebte und diese Welt viel zu früh verlassen musste. Den Mitarbeiterinnen des Sekretariats danke ich für die stets unkomplizierte administrative Unterstützung. Eine Forschungsarbeit „lebt“ vom wissenschaftlichen Austausch und der konstruktiven Diskussion der Ergebnisse. Bei allen wissenschaftlichen Mitarbeitern von FZD und ehemaligen Kollegen möchte ich mich für die zahlreichen interessanten Diskussionen bedanken, die von allen stets als selbstverständlich empfunden wurden. Besonderer Dank gilt meinen langjährigen Bürokollegen Patrick Seiniger, Alexander Stoff, Kai Schröter und Emir Kutluay für die Bereitschaft zu spontanen Diskussionen und die vielen lustigen Momente. Unsere gemeinsame Zeit wird mir in besonders angenehmer Erinnerung bleiben. Weiterhin möchte ich Tobias

Niemz für den guten Start in die Thematik des Forschungsprojekts und den fachlichen Austausch danken.

Die ZF Sachs AG und Robert Bosch GmbH gaben mir durch ihre Unterstützung die Möglichkeit an einem interessanten und spannenden Thema zu forschen. Hierfür möchte ich mich herzlich bedanken. Besonderen Dank richte ich an Herrn Schürr, Herrn Kutsche und Herrn Hees von der ZF Sachs AG, die mir bei Bedarf stets helfend und engagiert zur Seite standen, und Herrn Kieren, Herrn Gauckler und Herrn Laduron von der Robert Bosch GmbH für die engagierte technische Unterstützung bei Problemen mit dem Versuchsfahrzeug.

In meiner Forschungsarbeit bin ich durch zahlreiche Studenten unterstützt worden, deren Studien- oder Diplomarbeit bzw. Bachelor- oder Masterthesis ich betreute, oder die als Hilfswissenschaftler angestellt waren. Ohne ihre Hilfe und ihr weit überdurchschnittliches Engagement wäre diese Dissertation in der jetzigen Form nicht möglich gewesen. Ganz besonders danken möchte ich den Studenten, die mich in der Durchführung zeit- aufwendiger anstrengender Fahrversuche über eine lange Zeit stets verlässlich unterstützten: Marius Bayer, Christian Seitz, Karl-Martin Fritsch, Jochen Hellener und Jakob Katz. Euch allen, herzlichen Dank!

Meiner Frau Christine, meiner Familie und unseren guten Freunden danke ich sehr dafür, dass sie mir immer den notwendigen Rückhalt und den teils notwendigen Freiraum gaben. Besonders in schwierigen Situationen gab meine Frau mir immer Zuversicht und Mut. Ohne ihren Zuspruch, ihre Geduld, ihr entgegengebrachtes Vertrauen und ihre Liebe, sowie ohne die Unterstützung meiner Familie, wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen.

Marcus Reul

Nauheim, im März 2011

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen.....	VIII
Formelzeichen und Indizes	IX
1 Einleitung und Zielsetzung.....	1
1.1 Motivation	1
1.2 Stand der Technik und Forschung	3
1.2.1 Aktive Bremssysteme.....	3
1.2.2 Vertikaldynamische Regelsysteme.....	7
1.2.3 Vernetzungskonzepte.....	12
1.2.4 Bremswegverkürzung durch verknüpfte Fahrwerkregelsysteme.....	15
1.2.5 Verbesserung der Querdynamik mit verknüpften Fahrwerkregelsystemen	20
1.2.6 Fazit und Schlussfolgerung der Literaturrecherche	22
1.3 Forschungsziele und –methodik	23
2 Untersuchungswerkzeuge und Versuchsmethodik	25
2.1 Forschungsfahrzeug.....	25
2.1.1 Fahrzeugeigenschaften	25
2.1.2 Funktion und Modifikation des ABS	26
2.1.3 Modifikation der Dämpferkraft.....	30
2.1.4 Ermittlung fahrdynamischer Größen.....	32
2.2 Versuchsmethodik zur Durchführung von Bremsversuchen	41
2.2.1 Versuchsvorbereitungen und -bedingungen	41
2.2.2 Durchführung der Bremsversuche	42
2.2.3 Versuchswiederholungen und statistische Auswertung.....	44
2.3 Vierstempelprüfstand.....	46
2.4 Simulationsmodelle	47
2.4.1 Vertikaldynamikmodell	48
2.4.2 Längs- und Vertikaldynamikmodell.....	51
2.5 Fazit	54
3 Auswahl von Regelkonzepten zur Bremswegverkürzung	56
3.1 Identifikation und Bewertung von Optimierungszielen zur Bremswegverkürzung.....	56
3.1.1 Steigerung der Kraftschlussausnutzung	57
3.1.2 Optimierung des Radlastverlaufs	64
3.1.3 Schlussfolgerungen	68
3.2 Radlastinduzierte Schlupfchwankungen.....	70

3.2.1	Theoretische Ableitung des Übertragungsverhaltens.....	71
3.2.2	Überprüfung im Fahrversuch.....	78
3.2.3	Fazit.....	81
3.3	Top-Down-Ableitung und Auswahl von Regelkonzepten.....	82
3.3.1	Systematik.....	82
3.3.2	Identifikation von Strategien zur Erhöhung der mittleren Bremskraft	83
3.3.3	Konzeptauswahl.....	91
4	Störgrößenaufschaltung mit radlastabhängiger ABS-Bremsmomentanpassung	93
4.1	Zielsetzung und Hypothesen	93
4.2	Konzepterstellung und -prüfung.....	95
4.2.1	Identifikation der Störgrößenkompensationsstrecke.....	96
4.2.2	Konzept der Störgrößenkompensation.....	97
4.2.3	Radlastschätzung.....	100
4.2.4	Parameterauswahl und Verifikation in der Simulation	104
4.3	Ergebnisse der Bremsversuche und Hypothesenprüfung.....	109
4.4	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	115
5	Beeinflussbarkeit der Radlast durch semiaktive Dämpfer	117
5.1	Aktueller Erkenntnisstand und Zielsetzung	118
5.2	Methodik und Bewertungskriterien.....	120
5.3	Radlaständerung im Aufbaueigenfrequenzbereich.....	123
5.3.1	Versuchsdesign.....	123
5.3.2	Ergebnisse	125
5.3.3	Fazit effektiver Radlastwunschwechsel zur Unterstützung der ABS- Regelung bei aufbauinduzierten Radlastschwankungen.....	135
5.4	Radlaständerung durch Fahrbahnanregung.....	136
5.4.1	Selbstpumpereffekt	136
5.4.2	Untersuchungsziele	137
5.4.3	Versuchsdesign.....	138
5.4.4	Ergebnisse	138
5.4.5	Fazit zur Nutzbarkeit des Selbstpumpereffekts	140
6	Semiaktive Dämpferregelung bei ABS-Bremsungen	142
6.1	Applikation und Vereinfachung des ABS-unabhängigen MiniMax- <i>FI</i> -Ansatz .	143
6.1.1	Funktionsnachweis des MiniMax- <i>FI</i> -Ansatz und Einflussnahme der Vorder- und Hinterachse	144
6.1.2	Vereinfachte MiniMax- <i>FI</i> -Radlastwunschberechnung.....	151
6.1.3	Fazit und Schlussfolgerungen zur ABS-unabhängigen MiniMax- <i>FI</i> - Dämpferregelung	155
6.2	Identifikation von Bedingungen für MiniMax-Radlastwunschwechsel zur Unterstützung der Bremsschlupfregelung.....	156
6.2.1	Methodik	156

6.2.2 Simulationsergebnisse.....	158
6.2.3 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	164
6.3 Bremswegverkürzungspotential schlupfabhängiger MiniMax-Dämpferregelungen.....	166
6.3.1 Umsetzung schlupfabhängiger Dämpferregelungen	166
6.3.2 Hypothesenprüfung und Ergebnisse.....	171
6.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen zum Bremswegverkürzungspotential von ABS-unabhängiger und schlupfabhängiger MiniMax-Dämpferregelung ...	188
7 Fazit und Ausblick	192
7.1 Ergebnisse.....	192
7.2 Übertragbarkeit und Ausblick.....	195
7.2.1 Übertragungsverhalten radlastinduzierter Schlupfänderungen	195
7.2.2 Störgrößenaufschaltung durch radlastabhängige Bremsmomentanpassung.....	196
7.2.3 MiniMax-Radlastwunschwechsel	197
7.2.4 Dämpferregelkonzepte	198
8 Zusammenfassung.....	201
9 Anhang	204
9.1 Daten zum Versuchsfahrzeug inklusive der Messtechnik und Aktorik	204
9.2 Parametrierung der Simulationsmodelle	208
9.3 Potential der ABS-Verbesserung durch die Ergänzung der dynamischen Radlast in ABS-Bremskraftarbeitspunkt und Sollschlupfberechnung	210
9.4 Radlastabhängige Bremsmomentanpassung mit einer Störgrößenaufschaltung	212
9.5 Beeinflussbarkeit der Radlast durch semiaktive Dämpfer	214
9.6 Semiaktive Dämpferregelung.....	217
9.6.1 Anteile der vertikalen Aufbau- und Radträgerbeschleunigung am Radlastintegral FI	217
9.6.2 Genauigkeit der Bremskraftschätzung anhand des Radbremsdrucks und der Radumfangsbeschleunigung	218
9.6.3 Ergänzende Ergebnisse zur schlupfabhängigen Dämpferregelungen	220
9.7 Fahrdynamische Grundlagen.....	223
9.7.1 Statische und stationäre Radlastanteile	223
9.7.2 Bremsnicken.....	223
9.7.3 Radlastbestimmung durch Feder- und Dämpferkräfte.....	225
Literaturverzeichnis	227
Eigene Veröffentlichungen	234
Betreute studentische Arbeiten.....	235

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
<i>ABS</i>	Anti-Blockier-System
<i>ACC</i>	Adaptive Cruise Control
<i>BA</i>	Bremsassistent
<i>ABC</i>	Active Body Control (aktive Federfußpunktverstellung)
<i>AFS</i>	Aktive Lenkwinkelüberlagerung
<i>ARC</i>	Anti-Roll-Control (aktiver Stabilisator)
<i>ASR</i>	Antriebsschupfregelung
<i>AUTOSAR</i>	Automotive Open System Architecture
<i>BMW</i>	Bayerische Motorenwerke
<i>BW_x</i>	Butterworth-Filter der Ordnung x
<i>CA</i>	Collision Avoidance
<i>CAN</i>	Controller Automotive Network
<i>CDC</i>	Continuous Damping Control (ZF Sachs AG)
<i>CM</i>	Collision Mitigation
<i>EAR</i>	Aktive Wankstabilisierung
<i>EAS</i>	Aktive Lenkwinkelüberlagerung
<i>EBV</i>	Elektronische Bremskraftverteilung
<i>EHB</i>	Elektrohydraulische Bremse
<i>ER</i>	Elektro-Rheologisch
<i>ESP</i>	Elektronisches Stabilitätsprogramm (Robert Bosch GmbH)
<i>GMA</i>	Giermoment-Aufbauverzögerung
<i>ICM</i>	Integrated Chassis Management
<i>MAD</i>	Mean Absolute Deviation (mittlere absolute Abweichung)
<i>max</i>	Maximum eines Kollektivs
<i>mean</i>	Arithmetischer Mittelwert eines Kollektivs
<i>median</i>	Median eines Kollektivs
<i>min</i>	Minimum eines Kollektivs
<i>MR</i>	Magneto-Rheologisch
<i>NZ</i>	Nickzentrum
<i>RKR</i>	Radlast-Konstant-Regler
<i>RMS</i>	Root Mean Square (Effektivwert)
<i>RWS</i>	Rear Wheel Steering, Hinterachslenkung
<i>SP</i>	Schwerpunkt
<i>std</i>	Standardabweichung
<i>SWT</i>	Seitenwandtorsionssensor
<i>VDM</i>	Vehicle Dynamics Management
<i>XCP</i>	Extended Universal Measurement and Calibration Protocol

Formelzeichen und Indizes

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	m/s ²	Beschleunigung
A	m ²	Fläche
c	N/m	Steifigkeit
ci	diverse	Konfidenzintervall
C_p	Nm/bar	Bremsenkennwert zur Umrechnung von Bremsdruck in Bremsmoment
c_λ	(N/N)/100%	Reifenlängssteifigkeit
d	m	Bremsweg
d_B	m	Bremsweg
$d_{B,korr}$	m	um Anfangsgeschwindigkeit korrigierter Bremsweg d_B
DS	-	DamperStage (DS>0 Zugstufe, DS<0 Druckstufe)
E	J, kgm/s ²	Energie
F	N	Kraft
f	Hz	Frequenz
F_{BF}	N	Bremskraftarbeitspunkt des ABS
f_e	Hz	Frequenz einer Fußpunktanregung
f_G	Hz	Filtereckfrequenz
$F_{z,dyn}$	N	Dynamische Radlast durch Fahrbahnanregung oder Aufbaubewegungen
$F_{z,stat}$	N	Statische Radlast
$F_{z,VAHA}$	N	Verzögerungsabhängige Achslastverschiebung
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
G	N	Gewichtskraft
h	m	Höhe über Fahrbahn
I_D	mA	Dämpferstrom
k	diverse	Faktor
K	diverse	Verstärkungsfaktor
l	m	Länge
l	m	Radstand
$l_{i,SP}$	m	Abstand des Rades i zum Schwerpunkt
LS	-	Lichtschrankenreflektor
m	kg	Masse
M	Nm	Drehmoment
$M_{B,ABS}$	NM	ABS-Bremsmoment
M_{Kar}	Nm	Am Rad anteiliges Kardanwellenmoment
N	-	Anzahl
p	%	Stochastische Wahrscheinlichkeit
p_B	bar	Bremsdruck
r_{dyn}	m	Dynamischer Reifenhalbmesser
s	m	Hub, Strecke

Symbol	Einheit	Beschreibung
s_x	m	Beim Bremsvorgang zurückgelegte Strecke
t	s	Zeit
T	s	Zeitkonstante
U_{Licht}	V	Lichtschrankensignal
v	m/s	Geschwindigkeit
α	%	Definiertes Signifikanzniveau
ε_B	°, rad	Bremsstützwinkel
Δ	diverse	Differenz
λ	%	Schlupf
$\lambda_{B,Fz}$	%	Radlastinduzierter Bremsschlupf
λ_{opt}	%	Schlupf im Kraftschlussmaximum $\lambda(\mu_{max})$
λ_Z	%	Zielschlupf der ABS Regelung
σ	diverse	Standardabweichung
σ_{ID}	N/N	Spreizung der Dämpferkraft abhängig vom Dämpferstrom
σ_{ZD}	N/N	Zug-- Druckstufenspreizung der Dämpferkraft
τ	s	Zeit
φ	rad	Raddrehwinkel
μ	N/N	Reibbeiwert
μ	diverse	Erwartungswert (Mittelwert) einer Verteilung
ν	°, rad	Nickwinkel
θ	kgm ²	Massenträgheitsmoment
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Index	Beschreibung
0	Startposition, Anfangs-
0	Arbeitspunkt
A	Fahrzeugaufbau
A	Anpassungsphase
ABS	Antiblockiersystem
B	bremsbedingt
BB	Bremsbeginn
BE	Bremsende
D	Dämpfer
D	Differentialanteil einer Übertragungsstrecke
dyn	dynamisch
F	Feder
F	Fahrzeug
$frei$	Freirollend, kraftfrei rollend
Fz	radlastbedingt
ges	Gesamt-
h	hinten
h	hinten
I	Integralanteil einer Übertragungsstrecke

<i>l</i>	links
<i>Licht</i>	Lichtschranken-
<i>max</i>	maximal
<i>mean</i>	Arithmetischer Mittelwert eines Kollektivs
<i>median</i>	Median eines Kollektivs
<i>MF</i>	Messfelge
<i>min</i>	minimal
<i>NZ</i>	Nickzentrum
<i>P</i>	Proportionalanteil einer Übertragungsstrecke
<i>R</i>	Rad
<i>r</i>	rechts
<i>res</i>	resultierend
<i>soll</i>	Zielwert
<i>SP</i>	Schwerpunkt
<i>stat</i>	Stationär
<i>v</i>	vorne
<i>x</i>	Koordinatenrichtung x
<i>y</i>	Koordinatenrichtung y
<i>z</i>	Koordinatenrichtung z

*„Indem wir etwas in Frage stellen,
stoßen wir auf die Wahrheit.“*

(Marcus Tullius Cicero)

*In liebevoller Erinnerung an meinen Vater Gerd Reul
und für meine Familie*

1 Einleitung und Zielsetzung

1.1 Motivation

Wesentliche Ziele der Fahrzeugentwicklung sind ein sicheres Fahrverhalten und möglichst hoher Fahrkomfort. Neben passiven Sicherheitssystemen, deren Ziel die Reduktion der Unfallschwere ist, verfolgen aktive Systeme das Ziel der Unfallvermeidung. Das Bremssystem nimmt im Sicherheitskonzept eine besonders wichtige Rolle ein, da durch das wirkende Bremsmoment und die daraus resultierende Bremskraft die kinetische Energie des Fahrzeugs erheblich reduziert werden kann. Die Reduktion des Bremswegs ist dabei ein wichtiges Entwicklungsziel, da dadurch ein Unfall vermieden, oder zumindest die kinetische Energie beim Aufprall reduziert werden kann. Damit wird das Gefahrenpotential selbst bei einem nicht mehr zu vermeidenden Unfall gesenkt. Bremssysteme sind daher sowohl der aktiven (Unfall vermeidend), als auch der passiven Sicherheit (Unfallfolge reduzierend) zuzuordnen. Die maximal übertragbaren Brems- und Seitenkräfte sind durch den maximalen Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn μ_{max} sowie der vertikalen Normalkraft (Radlast F_z) begrenzt.

$$\mu = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{F_z} \leq \mu_{max} \quad (1.1)$$

Radlastschwankungen durch Fahrbahnanregung (fahrbahninduzierte Radlastschwankungen) oder durch am Fahrzeugaufbau angreifende Reaktionskräfte bei Längs- oder Querbeschleunigung (aufbauinduzierte Radlastschwankungen) modulieren die Kraftschlussgrenze. Ohne eine Regelung des Bremsmoments besteht das Risiko, dass die Kraftschlussgrenze überschritten wird und die gebremsten Räder blockieren. Die Blockade der Räder entspricht einem Bremsschlupf von $\lambda_B=100\%$. Als Folge blockierter Räder und der dann vorliegenden Gleitreibung mit $\mu_{Gleit} < \mu_{max}$ zwischen Reifen und Fahrbahn sinken die Bremskräfte, der Bremsweg verlängert sich und die Lenkbarkeit bzw. Kurstabilität des Fahrzeugs ist nicht mehr gegeben. Abbildung 1.1 stellt die Zusammenhänge zwischen Bremskraft, Seitenkraft und Bremsschlupf bei konstanter Radlast dar. Der Bremsschlupf λ_B ist dabei definiert als das Verhältnis aus Radumfangsgeschwindigkeit v_R und Radmittelpunktsgeschwindigkeit $v_{R,x}$

$$\lambda_B = 1 - \frac{v_R}{v_{R,x}} = 1 - \frac{\dot{\phi}_R \cdot r_{dyn}}{v_{R,x}} \quad (1.2)$$

Die Bremskraft-Bremsschlupf-Kennlinien besitzen ein ausgeprägtes Maximum bei einem bestimmten Schlupfwert. Dieses Maximum sinkt mit steigendem Seitenkraftbe-

darf und verschiebt sich zu größeren Schlupfwerten. Das Seitenkraftpotential sinkt mit steigenden Bremsschlupfwerten.

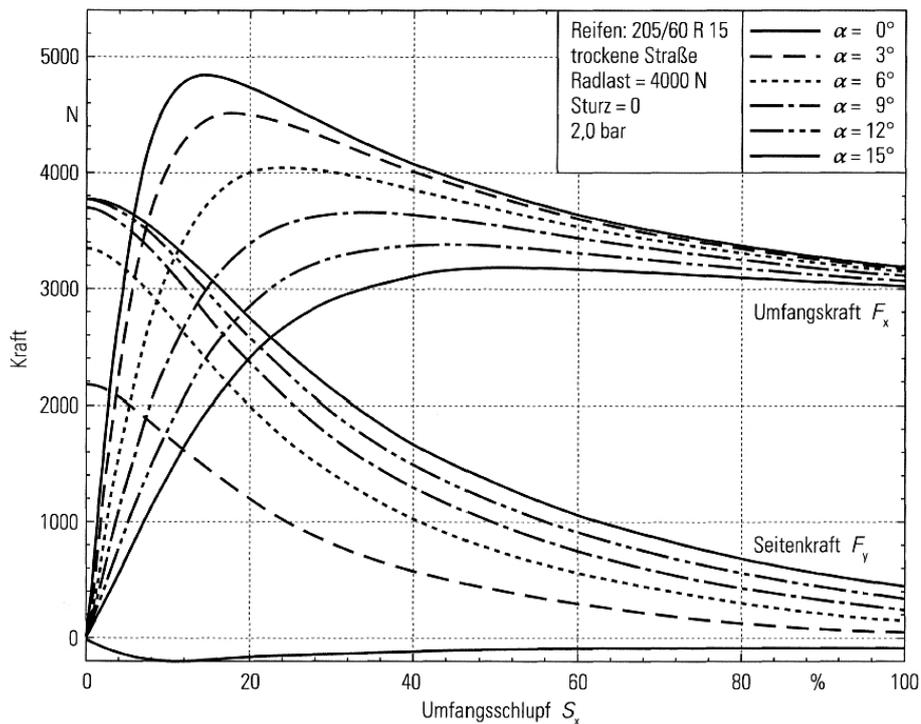


Abbildung 1.1: Stationäre Bremskraft F_x und Seitenkraft F_y als Funktion des Bremsschlupfs λ_B ¹

Aus Sicht der Fahrsicherheit resultieren zur möglichst hohen Ausnutzung des maximal verfügbaren Kraftschlusspotentials zwei wichtige Entwicklungsziele:

- Möglichst präzise Bremsmomentregelung
- Kontrolle von dynamischen Radlaständerungen

Zur Realisierung dieser fahrsicherheitsrelevanten Ziele werden in aktuellen Serienfahrzeugen mehrere verschiedene Fahrwerksregelsysteme angeboten. Der nachfolgende Abschnitt diskutiert den Stand der Technik und Forschung von Fahrwerksregelsystemen inklusive bekannter Vernetzungs- und Funktionserweiterungsstrategien mit Fokus auf die genannten Entwicklungsziele und die Maximierung der Kraftschlussausnutzung. Hieraus leiten sich anschließend die Forschungsschwerpunkte dieser Arbeit ab.

¹ Mitschke / Wallentowitz (2004): Dynamik der Kraftfahrzeuge, S.45

1.2 Stand der Technik und Forschung

1.2.1 Aktive Bremssysteme

Stand der Technik heutiger Serienfahrzeuge

Im europäischen Raum gilt das 1978 von der Robert Bosch GmbH in Serie eingeführte Antiblockiersystem ABS² bei heutigen Pkw als Bestandteil der Serienausstattung. Neben dem primären Ziel, bei einer Vollbremsung die Lenkbarkeit des Fahrzeugs sicherzustellen, führt die Schlupfregelung des ABS aufgrund der größeren Kraftschlussausnutzung gegenüber blockierten Rädern zusätzlich auch zu einer Bremswegverkürzung. Gemäß Lücke³ betätigt ein Großteil der Fahrer in Gefahrensituationen das Bremspedal häufig zwar schnell, aber im ersten Moment nicht kräftig genug. Bei schneller Betätigung des Bremspedals erhöht ein Bremsassistent aktiv den Hauptbremszylinderdruck auch über die Fahrervorgabe hinaus und führt dadurch zur weiteren Bremswegverkürzung. Hydraulische Bremsassistenten lassen sich bei Fahrzeugen, die mit dem Elektronischen Stabilitätsprogramm (ESP) ausgestattet sind, ohne zusätzliche Komponenten realisieren. Ziel des ESP ist die Stabilisierung der Gierbewegung eines Fahrzeugs und Begrenzung des Schwimmwinkels. Hierzu wird durch aktives Abbremsen einzelner Räder der aus Bremskraft und Seitenkraft resultierende horizontale Kraftvektor gedreht und ein dem Gieren entgegen gerichtetes Giermoment erzeugt. Das ESP beinhaltet die Funktionalität des ABS und der Antriebsschlupfregelung ASR. Funktionsweise und Regelziele von ABS, ESP und ASR sind in der Literatur ausführlich erläutert, z.B. von van Zanten^{4,5}. Die Einführung des ESP in immer mehr Fahrzeugen führt u.a. nach Langwieder⁶ und Gail⁷ zu einem nachweisbaren Rückgang der Unfälle mit tödlichem Ausgang. Die Schwimmwinkelbegrenzung reduziert nicht nur die kinetische Energie des Fahrzeugs durch radselektive Bremseingriffe, sondern erhöht bei einer Frontalkollision auch die Wirksamkeit der passiven Sicherheitssysteme. Weiterhin ist die Wahrscheinlichkeit eines Überschlags (Roll-Over) infolge zu großer Seitenkräfte reduziert. Bei einer bevorstehenden Notbremsung ermöglicht ESP durch einen geringen aktiven Bremsdruckaufbau eine Reduktion des Lüftspiels zwischen Bremsbelag und -scheibe („Prefill“), wodurch die Schwellenzeiten der Bremse und der Bremsweg weiter redu-

² Breuer (2004): Bremsenhandbuch, S.8f

³ Lücke et al. (1999): Hydraulischer Bremsassistent, S.470

⁴ van Zanten et al. (1996): Control Aspects of the Bosch-VDC

⁵ van Zanten (2007): Seminar Fahrdynamikregelung

⁶ Langwieder (2004): International Field Experiences with Electronic Stability Program (ESP) in Cars

⁷ Gail (2008): Einfluss verbesserter Fahrzeugsicherheit bei PKW auf die Entwicklung von Landstraßenunfällen, S.23

ziert werden können. Sind Fahrzeuge zudem mit Umfeldsensorik, wie Adaptive Cruise Control (ACC), ausgestattet, so ermöglicht der aktive Bremsdruckaufbau des ESP die Einleitung einer Teilverzögerung oder sogar autonomen Notbremsung mit Vollverzögerung, wenn eine bestimmte Zeitlücke zum vorausfahrenden Fahrzeug unterschritten ist. Damit steigen die Wahrscheinlichkeiten Unfälle zu vermeiden („Collision Avoidance“), oder zumindest die Unfallschwere zu reduzieren („Collision Mitigation“). Die Möglichkeit des radselektiven aktiven Bremsdruckaufbaus macht ESP zu einem zentralen Sicherheitssystem, auf dem mehrere Funktionen je nach Funktionsumfang aufbauen. Ab 2014 wird jeder neue Pkw in Europa obligatorisch mit ESP ausgerüstet sein⁸. Die NHTSA⁹ (National Highway Traffic Safety Administration) schreibt für Neufahrzeuge (Pkw) ab 2011 ebenfalls ESP als Serienkomponente vor. Weiterentwicklungen des Bremssystems, wie die Elektrohydraulische Bremse (EHB), ermöglichen eine weitere Steigerung der Druckregelpräzision und -dynamik und erhöhen damit weiter die Kraftschlussausnutzung und Fahrsicherheit¹⁰. Für zukünftige Anwendungen wird an Elektromechanischen (EMB) Bremsen geforscht und entwickelt, was insbesondere bei Elektrofahrzeugen Vorteile verspricht.

Verbesserungspotential aktueller Bremsmomentregelung

Die Bremsschlupfregelung eines Rades basiert hauptsächlich auf den Raddrehzahlsignalen und dem aus dem gemessenen Hauptbremszylinderdruck geschätzten Radbremszylinderdrücken. Die Bremsschlupfregelung wird in Kapitel 2.1.2 detailliert erläutert. Die Raddrehzahlsensoren sind insbesondere zur Berechnung der Radumfangsgeschwindigkeit und zur Schätzung der Fahrzeuggeschwindigkeit notwendig. Aus diesen beiden Größen (vgl. Gleichung (1.2)) erfolgt die ABS-Bremsschlupfberechnung unter der Annahme, dass die Radmittelpunktgeschwindigkeit näherungsweise der Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht. Die relativ zur Fahrzeugkarosserie stattfindende Radträgerlängsgeschwindigkeit wird in heutigen Schlupfregelsystemen nicht erfasst und führt nach Tiemann¹¹ daher zu Fehlern in der Schlupfberechnung und somit auch der Schlupfregelung. Van Zanten¹² nennt exemplarische Radträgerlängsverschiebungen von ca. 30 mm während des Bremsvorgangs. Zur genaueren Schlupfberechnung bei Bremsvorgängen schlägt Schwarz¹³ in einer Offenlegungsschrift vor, durch Sensorinformationen und Modelle die Relativverschiebung zwischen Rad und Karosserie, welche aus der

⁸ VDA (2009): Nachrichten aus Brüssel

⁹ NHTSA (2007): FMVSS No. 126

¹⁰ Semmler (2006): Regelung der Fahrzeugbremsdynamik mit kontinuierlich einstellbaren Radbremsen

¹¹ Tiemann (1994): Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers, S. 53ff

¹² van Zanten (2007): Seminar Fahrdynamikregelung

¹³ Schwarz et al. (1998): Verfahren zum Ausgleich von Abweichungen eines Raddrehzahlsensors

am Rad angreifenden Bremskraft entsteht, die Relativverdrehung zwischen Reifenkarosse und Felge, die radlastabhängige Reifeneinfederung und die Verdrehung des Radträgers und Raddrehzahlsensors beim Ein- bzw. Ausfedern zu berücksichtigen. Mehrere Autoren versprechen sich eine genauere Schlupfregelung auf unterschiedlichen Fahrbahnen, wenn eine feinere Klassifikation des Fahrbahntyps durch z.B. vertikaldynamische Informationen möglich wäre: Bei heutigen ABS-Systemen wird eine Fahrbahnklassifikation anhand der Raddrehzahlschwankungen durchgeführt, welche die ABS-Regelparameter beeinflusst. Klein¹⁴ schlägt in einer Erfindungsmeldung vor, das Fahrbahnanregungsspektrum aus Radträgervertikalbeschleunigungssensoren einer semiaktiven Dämpferregelung zu bestimmen. Gnadler¹⁵ nutzt neben der Vertikalbeschleunigung des Rades zusätzlich auch die Längs- und Querbeschleunigungsinformation. Andere Autoren schlagen ebenfalls in Erfindungsmeldungen eine Fahrbahnklassifikation aus dem Signal von Federwegen¹⁶ oder schräg eingebauten Airbagsensoren¹⁷ vor. Quantitative Aussagen des aus den vorgeschlagenen Ansätzen folgenden Verbesserungspotentials der Schlupfregelung sind nicht bekannt.

Die Bremsschlupfregelung anhand der Raddrehzahlsensoren ermöglicht bei bekannter Reibwert-Schlupf-Charakteristik die eigentlich angestrebte Kraftschlussregelung. Der Sollschlupf leitet sich aus angenommenen μ - λ_B -Kurven ab, welche allerdings von vielen Fahrbahn- und Reifeneigenschaften sowie vom Zwischenmedium (Wasser, Sand, etc.) abhängen. Das Kraftschlussmaximum μ_{max} ist den Regelsystemen erst bekannt, wenn es erstmals überschritten wurde. Mit einer Reibwertsensorik, die das maximale Kraftschlusspotential bereits vor dem Regeleingriff kennt, sind laut Simulationsergebnissen von Weber¹⁸ u.a. Bremswegverkürzungen aus $v_{x,0}=120$ km/h von bis zu 8,4% beim positiven μ -Sprung von $\mu=0,1$ auf $\mu=0,5$ und bis zu ca. 2,8% auf ebener homogener Fahrbahn mit $\mu_{max}\approx 0,5$ zu erwarten. Für trockene Fahrbahnen mit $\mu\geq 1$ identifiziert Weber kein Verbesserungspotential, da keine relevante Abweichung zwischen der ABS-internen Reibwertschätzung und dem „realen“ Reibwert besteht, den die zusätzliche Reibwertsensorik kompensieren könnte. Bei Webers Ergebnissen ist zu berücksichtigen, dass die modellierten Systeme auf einen Sollschlupf, der dem Reibwertmaximum entspricht, regeln und nicht, wie in der Serie zu Gunsten der Fahrstabilität üblich, auf einen geringeren Sollschlupf kurz vor μ_{max} . Experimentelle Untersuchungen sind nicht bekannt. Auch Xie¹⁹ schlägt einen Reifensensor zur Reibwerterkennung und ABS-

¹⁴ Klein (1991): Combined Control System for Motor Vehicles

¹⁵ Gnadler et al. (2003): Verfahren zur Fahrbahnklassifizierung

¹⁶ Mueller / Kunz (2004): Antiblockier- und/oder Antriebsschlupfregelsystem

¹⁷ Faye (1997): Sicherheitssystem

¹⁸ Weber (2005): Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik, S.100

¹⁹ Xie (2002): Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen, Kapitel 5

Regelverbesserung vor, aber ohne das erwartete Verbesserungspotential zu quantifizieren. Huinink²⁰ schlägt eine verbesserte Schlupfregelung vor, indem die μ - λ_B -Kurve während der Fahrt, z.B. nach Müller²¹ bei Teilbremsungen, gemessen wird. Bei der Erfindungsmeldung von Huinink werden Längs- und Querreifenkräfte durch Oberflächenwellensensoren bestimmt. Über die Bestimmung der Vertikalkraft wird keine Aussage getroffen, vermutlich wird sie wie im aktuellen Stand der Technik aus der Fahrzeugmasse und der Achslastverschiebung geschätzt. Fennel²² stellt dem ABS in einer Offenlegungsschrift ebenfalls die Längskraft zur Verfügung, damit eine präzisere ABS-Regelung erreicht wird. Die Längskraft wird hier durch den Darmstädter Reifensensor²³ gemessen und nicht wie im Stand der Technik mit einem Hydraulikmodell der Bremse geschätzt. Zur Bestimmung der Reifenkräfte nutzt Burgdorf²⁴ einen Torsionssensor in der Reifenseitenwand (Seitenwandtorsionssensor SWT). Hiermit lassen sich Verformungen der Seitenwand in Umfangs- und Querrichtung detektieren²⁵. Der SWT ist im Projekt „30 Meter-Auto“ eingesetzt worden (vgl. Kapitel 1.2.4). Die Bestimmung der Reifenkräfte, welche zur Messung der μ - λ_B -Kurve notwendig sind, erlaubt eine direkte Regelung des Kraftschlusses anstatt indirekt auf den Bremsschlupf zu regeln. Müller²⁶ schlägt daher in seiner Patentanmeldung vor, das Kraftschlusspotential zwischen Reifen und der Fahrbahn optimal auszunutzen, indem er statt eines Schlupfreglers einen Kraftschlussregler vorsieht. Das Kraftschlusspotential wird mit Hilfe einer Reibwertsensorik oder alternativ einer Reibwertschätzung ermittelt, z.B. wie sie im ESP implementiert ist - einem Hydraulikmodell zur Bremskraftschätzung und der aktuellen geschätzten Radlast. Zu den hier genannten Erfindungsmeldungen sind keine theoretischen oder experimentellen Untersuchungen bekannt, die das Verbesserungspotential der Erfindungsmeldungen quantifizieren.

Lauer²⁷ schlägt in seiner Offenlegungsschrift vor, die Änderung der Radlast beim Bremsvorgang zu beobachten und in die Regelung des Bremsschlupfs durch Modulation der Bremskraft oder durch Erzeugung von Bremskraft mit einzubeziehen. Dabei interpretiert er die Radlastschwankung als die zu kompensierende Störgröße. Auf eine Rad-

²⁰ Huinink et al. (2000): Fahrzeugluftreifen mit Sensor darin und Schlupfregelsystem

²¹ Müller et al. (1994): Verfahren zur Bestimmung der Kraftschluß-/Schlupfkennlinien der Reifen eines Straßenfahrzeuges

²² Fennel / Batistic (2000): Verfahren zur Regelung des Fahrverhaltens eines Fahrzeugs

²³ Breuer et al. (1989): Verfahren und Vorrichtung zur Bestimmung der Kraftschlußverhältnisse zwischen Fahrzeugreifen und Fahrbahn

²⁴ Burgdorf et al. (2000): KFZ-Regelungssystem mit einem Reifensensor

²⁵ Becker et al. (2001): Integration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel des verkürzten Anhaltewegs, S.8

²⁶ Müller / Beiker (2000): Fahrdynamik-Regelverfahren eines Kraftfahrzeuges

²⁷ Lauer (2002): Verfahren und Regelungssystem zur Regelung des Radschlupfes

lasterhöhung reagiert das Verfahren mit einer Bremskraft- bzw. Bremsdruckerhöhung und umgekehrt. Zur Steigerung der Robustheit empfiehlt Lauer fahrbahninduzierte Radlaständerungen zu ignorieren. Kingston²⁸ macht eine zu Lauer vergleichbare, aber dennoch unabhängige Erfindungsmeldung und konkretisiert, dass die Radlast sowohl gemessen als auch aus dem Federungs- und Dämpfungssystem des Fahrzeugs abgeleitet werden kann. Laut Lauer und Kingston soll hierdurch die Fahrstabilität verbessert und der Bremsweg verkürzt werden. Eine Konkretisierung dieses Ansatzes, der in Fahrversuchen prüfbar wäre, oder theoretische oder experimentelle Nachweise, dass diese Funktionalitätserweiterung des ABS tatsächlich zu einer Bremswegverkürzung führt, sind nicht bekannt. In einer Nebenbetrachtung, da nicht im Fokus seiner Arbeit, stellt Rau²⁹ dem Bremschlupfregler (ABS) die durch das vertikaldynamische Regelsystem Active Body Control (ABC) geschätzte Radlast zur Verfügung. Der Umgang mit dieser Information im ABS-Algorithmus wird nicht erläutert. Ein offensichtlich einzelner Geradeausbremsversuch aus $v_{x,0}=60$ km/h auf trockener Fahrbahn ergab durch diesen Informationsaustausch eine Bremswegverkürzung von ca. 2,5% (0,5 m). Eine statistische Absicherung dieses Ergebnisses wird nicht nachgewiesen. Neben dem Nachweis der Reproduzierbarkeit bleibt auch offen, auf welche Weise die Radlastinformation die ABS-Regelgüte verbessert.

1.2.2 Vertikaldynamische Regelsysteme

Zur Erhöhung der Fahrsicherheit aus vertikaldynamischer Sicht wird das Ziel minimierter Radlastschwankungen verfolgt. Mit steigenden Radlastschwankungen sinkt die minimale Radlast und ebenso die horizontal übertragbaren Kräfte. Dadurch steigt die Gefahr, die Kraftschlussgrenze zu überschreiten. Als Kriterium dient üblicherweise die auf die statische Radlast bezogene Standardabweichung oder der Effektivwert (Root Mean Square RMS)³⁰ der Radlastschwankungen³¹ um die statische Radlast. Eine Reduktion von Radlastschwankungen bedingt häufig eine Erhöhung der komfortrelevanten Sitzschienenvertikalbeschleunigung, was sich komfortreduzierend äußert. Eine Entschärfung des Zielkonflikts ist durch eine Reduzierung der reifengefederten Massen oder durch elektronisch während der Fahrt verstellbare vertikale Fahrwerkskomponenten erreichbar. Damit ist es möglich, standardmäßig eine komfortable Fahrwerksabstimmung zu wählen und in fahrsicherheitskritischen Situationen auf eine Abstimmung zu wechseln, die z.B. zu geringeren Radlastschwankungen führt. Die Beeinflussbarkeit des Radlastverlaufs ist durch variable Feder- und Dämpfungssysteme, die zwischen dem

²⁸ Kingston (2003): Verfahren zum Betreiben eines Antiblockiersystems

²⁹ Rau (2006): Vernetzung von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen am Beispiel Aktive Federung (ABC) und Fahrdynamik-Regelung (ESP), S.137

³⁰ Bei einem Mittelwert von Null entspricht die Standardabweichung dem Effektivwert RMS

³¹ Mitschke / Wallentowitz (2004): Dynamik der Kraftfahrzeuge, S.328

Radträger und dem Fahrzeugaufbau platziert sind, gegeben. Unterschieden werden adaptive, semiaktive und aktive Systeme³². Während bei adaptiven Systemen nur diskrete Kennlinienwechsel möglich sind, sind semiaktive Systeme innerhalb ihres Verstellbereichs kontinuierlich einstellbar. Im Gegensatz zu aktiven Systemen, die durch eine zusätzliche Energiequelle auch in ihrer Bewegungsrichtung eine Zusatzkraft aufbringen können, sind adaptive und semiaktive Systeme mit im Vergleich zu aktiven Systemen geringem Energiebedarf nur in der Lage, die Kraft entgegen der Bewegungsrichtung zu ändern. Beispielsweise ist durch Bestromung eines Magnetventils (Schaltventil) ein Kennlinienwechsel von einer größeren auf eine geringere Aufbaufedersteifigkeit (adaptive Federung) möglich, wenn bei einem hydropneumatischen Fahrwerk³³ dadurch eine Zusatzgasmasse hinzu geschaltet wird. Ein anderes, in heutigen Serienfahrzeugen immer häufiger vertretendes Beispiel eines semiaktiven Fahrwerksregelsystems, ist die semiaktive Dämpfung.

Semiaktive Dämpfungssysteme

In Serienfahrzeugen zunehmend und bereits auch in der Kompaktklasse (z.B. Opel Astra H³⁴, Audi A3³⁵) verbreitet sind semiaktive Dämpfer. Die maximale Änderung der Dämpfungskraft ist dabei abhängig von der Dämpfergeschwindigkeit und der Spreizung zwischen harter und weicher Dämpferkennlinie. Ohne Dämpfergeschwindigkeit, z.B. im stationären Fall, ist ein semiaktives Dämpfungssystem wirkungslos. Zur Änderung der Dämpfungskraft ist nur die variable, systemimmanente Schwingungsenergie nutzbar, was in Verbindung mit einer Kraft, die der Bewegungsrichtung stets nur entgegenwirkt, eine Kraftregelung gegenüber aktiven Systemen erschwert.

Nach dem Wirkungsprinzip werden elektromechanisch verstellbare Dämpfer, magnetorheologische Dämpfer (MR-Dämpfer) und elektrorheologische Dämpfer (ER-Dämpfer) unterschieden. Externe oder im Kolbenventil integrierte Proportionalventile ändern bei elektromechanisch verstellbaren Dämpfern in Abhängigkeit des Stroms den hydraulischen Widerstand und damit die geschwindigkeitsabhängige Dämpfung³⁶. Die Firma ZF Sachs AG bietet das System unter dem Produktnamen CDC (Continuous Damping Control) in mehreren Serienfahrzeugen an. Neuere elektromechanische Verstelldämpfer sind auch mit zwei externen Proportionalventilen^{37,38} erhältlich (CDC2e),

³² Kallenbach et al. (1988): Optimierung des Fahrzeugverhaltens mit semiaktiven Fahrwerksregelungen, S.123

³³ Citroen (1997): Pressemappe: Hydropneumatik-Hydractive-Aktive Fahrwerkstabilisierung

³⁴ Kochem (2004): Virtuelle Entwicklung von Fahrwerkregelsystemen am Beispiel des IDSplus Fahrwerks im neuen OPEL Astra

³⁵ Schröder (2006): Audi aktualisiert Antrieb, Fahrwerk und Optik der A3-Baureihe

³⁶ Causemann (2001): Kraftfahrzeugstoßdämpfer, S.53ff

³⁷ ZF AG (2009): aftermarket update

was die je nach Regelkonzept bei einem Proportionalventil ggf. erforderliche Dämpferumschaltung im sensorisch schwer zu detektierenden Übergang zwischen Zug- und Druckstufe vermeidet. Magnetorheologische Flüssigkeiten, Öle, versetzt mit sich in einem anliegenden magnetischen Feld ausrichtenden ferromagnetischen Eisenpartikeln, ändern in Abhängigkeit des magnetischen Flusses ihre Viskosität und damit die Dämpferhärte³⁹. Bei elektrorheologischen Dämpfern⁴⁰ werden meist Silikonöle mit Polymeren verwendet, die Dämpferhärte wird hier über ein anliegendes elektrisches Feld moduliert. Gegenüber MR-Dämpfern ist bei ER-Dämpfern aufgrund der fehlenden Remanenz der Partikel keine Hysterese vorhanden, so dass diese im Vergleich schnellere Dämpferkraftänderungen versprechen. Im Vergleich zu elektromechanisch verstellbaren Dämpfern, bei denen zur Änderung des hydraulischen Widerstands mechanische Bauteile bewegt werden müssen, gelten ER- und MR- Dämpferkraftänderungen ebenfalls als schneller. Als Druckübertragungsmittel kommen bei den vorgestellten Verstelldämpfervarianten meist Öle zum Einsatz. Luftdämpfer im Pkw-Bereich sind Gegenstand der Forschung⁴¹, eine bekannte Serienanwendung stammt aus dem Motorradbereich⁴².

Regelstrategien semiaktiver Dämpfer

Die Regelung der semiaktiven Dämpfer erfolgt in heutigen Serienfahrzeugen üblicherweise nach einem Skyhook-Algorithmus, der eine Reduktion der Aufbauvertikalbewegung und damit eine Steigerung des Fahrkomforts verfolgt. Entsprechend einer Idealvorstellung wird zwischen dem Fahrzeugaufbau und einer horizontalen Bezugslinie (dem „Himmel“) ein virtueller passiver Dämpfer platziert, der die Aufbaubewegung reduziert. Um das gleiche Ziel mit einem Dämpfer zwischen Aufbau und Radträger zu erreichen, wird dieser variabel ausgeführt. Dabei wird im einfachsten, nicht kontinuierlich geregelten Anwendungsfall in Abhängigkeit des Produkts aus Dämpfergeschwindigkeit v_D und vertikaler Aufbaugeschwindigkeit v_A zur Reduktion der Aufbaubewegung der Dämpfer auf hart ($v_D \cdot v_A > 0$) oder weich ($v_D \cdot v_A < 0$) gestellt. Heute üblich ist eine kontinuierliche Regelung der Dämpferkraft, wie von Kallenbach⁴³ ausführlich erläutert.

In Analogie zum Skyhook-Algorithmus stellen Venhovens⁴⁴ und Valášek⁴⁵ einen Groundhook-Ansatz vor, dessen Ziel die Minimierung von Radlastschwankungen und

³⁸ Jautze et al. (2008): Der neue BMW 7er

³⁹ N.N. (2007): Audi R8 with Semi-Active Suspensions

⁴⁰ Reichenbach (2008): Fludicon optimiert Stoßdämpfer mit elektrorheologischen Flüssigkeiten

⁴¹ Puff et al. (2010): Beeinflussung der Fahrdynamik durch geregelte Luftfederdämpfer

⁴² Müller et al. (2005): Das neue "Air Damping System" der BMW HP2 Enduro

⁴³ Kallenbach et al. (1988): Optimierung des Fahrzeugverhaltens mit semiaktiven Fahrwerksregelungen, S. 130f.

⁴⁴ Venhovens (1993): Optimal Control of Vehicle Suspensions, S.90

damit Steigerung der Fahrsicherheit ist. Im Gegensatz zum Skyhook-Algorithmus ist ein virtueller passiver Dämpfer nicht zwischen Aufbaumasse und Himmel, sondern zwischen der reifengefederten Masse und der Fahrbahn angeordnet. Für den Regelansatz wird die Reifeneinfederung benötigt, welche mit der Reifenvertikalsteifigkeit die Radlast definiert. Damit ist auch die Kenntnis des Fahrbahnhöhenprofils notwendig, welches bislang jedoch nur bei einigen Forschungsfahrzeugen, wie dem Daimler Forschungsfahrzeug F700 durch Lasersensorik⁴⁶ oder Stereokamera, detektiert wird. Bei einem aus Skyhook und Groundhook kombinierten Hybridansatz von Valášek⁴⁷ ist die Kenntnis des Fahrbahnhöhenprofils nicht mehr notwendig, allerdings werden eine Vielzahl an Parametern zur Abstimmung des Regelansatzes für bestimmte Fahrbahnanregungen und Fahrbedingungen benötigt. Um diese Schwierigkeit zu umgehen, verwendete Valášek im Fahrversuch mit einem Lkw einen Fuzzy-Ansatz⁴⁸. Mit diesem gelang der Nachweis⁴⁹ reduzierter Radlastschwankungen bei Einzelhindernissen und auf „stochastisch guter Straße“.

In sicherheitskritischen Fahrsituationen wird bei aktuellen Serienfahrzeugen zur Reduktion der aufbauinduzierten Radlastschwankungen üblicherweise auf eine härtere Dämpferkennlinie geschaltet⁵⁰, die idealerweise ein aperiodisches Einschwingen des Aufbaus und geringe Radlastschwankungen ermöglicht⁵¹. Im Frequenzbereich zwischen Aufbau- und Radträgereigenfrequenz, also zwischen ca. 2 Hz $< f <$ 10 Hz, führt eine weiche Dämpfereinstellung gemäß einer Modellvorstellung eines Zweimassenschwingers allerdings zu den geringsten, eine harte zu den größten Radlastschwankungen. Bremsversuche auf einer stochastisch unebenen Fahrbahn zeigten, dass eine weiche Dämpfereinstellung gegenüber einer harten auf dieser Fahrbahn zu kürzeren Bremswegen führte⁵². Experimentelle Untersuchungen von Niemz⁵³ zeigen weiterhin, dass mit einer Regelung der Dämpfung während ABS-geregelter Geradeausbremsungen auch eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung gegenüber der sonst üblichen gewählten harten Dämpfung

⁴⁵ Valášek et al. (1996): A New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension

⁴⁶ Streiter (2008): ABC Pre-Scan im F700

⁴⁷ Valášek et al. (1997): Extended Ground-Hook – New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension, S.294

⁴⁸ Valášek et al. (1998): Control Concepts of Semi-Active Damping of Truck Suspension for Road Friendliness

⁴⁹ Valášek / Schwartz (2000): Potential von geregelten Lkw Fahrwerken für Fahrwerkschonung

⁵⁰ Hiemenz / Klein (2003): Interaktion von Fahrwerkregelsystemen im Integrated Chassis Control (ICC), S.11

⁵¹ Becker et al. (2001): Integration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel des verkürzten Anhaltewegs, S.16

⁵² Reul et al. (2007): Bremswegverkürzung durch eine ABS-unabhängige Verstelldämpferregelung

⁵³ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers

auf einer für deutsche Autobahnen repräsentativen Fahrbahn möglich ist. Im Detail wird auf diesen und andere Regelansätze in Abschnitt 1.2.4 eingegangen, der den Stand der Technik bei gleichzeitigem Eingriff vertikaldynamischer und horizontaldynamisch wirkender Regelsysteme erläutert.

Weitere Dämpferregelungsansätze sind für querdynamische Manöver bekannt. So wird von Schürr⁵⁴ und Semmler⁵⁵ bei einem Lenkwinkelsprung eine geringere Gierrate im Fahrversuch nachgewiesen, wenn die Dämpfung der Vorderachse weich und die Hinterachse hart eingestellt ist, als im umgekehrten Fall. Eine achsweise Regelung der Dämpfung, welche zu unterschiedlicher Wankmomentabstützung an Vorder- und Hinterachse und über die degressive Reifencharakteristik folglich zu einer Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens führt, führt im doppelten Fahrstreifenwechsel im Vergleich zu einer konstanten Dämpfung zu geringerer Gierratenabweichung. Koletzko⁵⁶ ergänzt die semiaktive Dämpferregelung zusätzlich um einen aktiven Stabilisator. Puff⁵⁷ beeinflusst das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs in der Simulation ebenfalls durch die Radlastdifferenzen an Vorder- und Hinterachse. Zur Beeinflussung der Wankmomentabstützung setzt er als Aktorik Luftfeder und Luftdämpfer (LFD) ein. Puff zeigt durch den radindividuellen LFD-Regler ebenfalls Potential für einen geringeren Lenkbedarf beim simulierten Fahrstreifenwechsel auf.

Aktive Fahrwerkregelsysteme

Neben semiaktiven Dämpfern sind auch aktive Fahrwerksregelsysteme Stand der Technik und Gegenstand der Forschung. Kraftänderungen werden durch eine externe Energieversorgung auch in Bewegungsrichtung weitgehend unabhängig von der systemimmanenten Energie des zu beeinflussenden Systems innerhalb der Betriebsgrenzen der Aktorik ermöglicht. Die weitgehende Unabhängigkeit von der variablen systemimmanenten Energie des zu beeinflussenden Systems erlaubt eine bessere Regel- bzw. Steuerbarkeit gegenüber semiaktiven Systemen. Relevante Beispiele für aktive Vertikalregelsysteme sind aktive Stabilisatoren (Anti-Roll-Stabilisation ARS)⁵⁸, die die Radlastdifferenzen zwischen kurveninnerem und -äußerem Rad und damit das Wank- und Eigenlenkverhalten beeinflussen. Sowohl rotatorische (Schwenkzylinder) und translatorische (Hubzylinder) Stellgliedausführungen sind bekannt. Weiterhin ist das so genannte

⁵⁴ Schürr / Kutsche (2003): Variable Dämpfung CDC im Systemverbund Fahrwerkregelung: Auswirkungen auf die Längs- und Querdynamik, S.22f

⁵⁵ Semmler (2004): Global Chassis Control, S.13

⁵⁶ Koletzko (2009): Konzept eines Querreglers für ein semiaktives Verstelldämpfersystem unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung

⁵⁷ Puff et al. (2010): Beeinflussung der Fahrdynamik durch geregelte Luftfederdämpfer

⁵⁸ Heißing / Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch, S.500f

Active Body Control (ABC)⁵⁹ bekannt, bei dem eine aktive hydraulische Federfußpunktverstellung aller vier Aufbaufedern möglich ist und ebenfalls ein Skyhook-Ansatz zur Minimierung der Aufbaubewegung im Frequenzbereich bis ca. 5 Hz verfolgt wird. Derzeit wird an elektromechanischem ABC⁶⁰ geforscht, das gegenüber dem hydraulischen System einen geringeren Energiebedarf und entsprechend geringeren Kraftstoffverbrauch aufweisen soll. In einer prototypischen Umsetzung ist auch ein vollaktives elektromagnetisches Fahrwerk der Firma Bose⁶¹ bekannt, das im Gegensatz zum ABC im Kraftaufbau und der Regelfrequenz schneller ist und somit auch Fahrbahnanregungen kompensiert. Ein elektromagnetischer Linearaktor übernimmt sowohl die Federungs- und Dämpfungsfunktionen, wobei der statische Radlast über eine Drehstabfeder abgestützt wird.

1.2.3 Vernetzungskonzepte

Zur allgemeinen Einordnung verschiedener Vernetzungskonzepte von Fahrwerkregelsystemen schlägt Rau die in Abbildung 1.2 dargestellte Einteilung vor. Anhand dieser Einteilung werden nachfolgend auch andere veröffentlichte Ansätze eingeordnet. Bei einem „unkoordinierten Zustand“ finden zwischen den einzelnen vorhandenen Systemen kein Informationsaustausch und folglich auch keine Koordination statt. Schwarz⁶² bezeichnet dies als „Koexistenzansatz“. Jedes Fahrdynamikregelsystem besitzt hier seinen eigenen Komponentenregler, die Systeme agieren parallel und unkoordiniert, so dass Wechselwirkungen zwischen den Solo-Regelsystemen entstehen können. Zur Vermeidung dessen werden die Komponentenregler so ausgelegt, dass bzgl. des gewünschten Fahrzeugverhaltens genügend Sicherheitsreserven bei paralleler Regelung bestehen und sich die beteiligten Fahrwerkregelsysteme kaum gegenseitig beeinflussen. Nach Rau liegt dann eine „friedliche Koexistenz“ vor, wenn einzelne, relevante Informationen zwischen den Systemen ausgetauscht werden - beispielsweise das ABS/ESP-Flag zur Einstellung der semiaktiven Dämpfung auf eine harte Dämpferkennlinie in kritischen Fahrsituationen. Eine identische Definition wählt auch Weber⁶³. Nach Rau und nach Schwarz ist die „friedliche Koexistenz“ heute der meist gewählte Ansatz.

Das „modulare Konzept“ erstreckt sich vom einfachen Informationsaustausch über die „Kooperation“ bis hin zu einer „Master/Slave-Hierarchie“. Ein vorhandenes oder zusätzliches Steuergerät übernimmt in diesem Konzept die Koordination der jeweiligen

⁵⁹ Wolfsried (1999): Active Body Control (ABD) das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupés von DaimlerChrysler

⁶⁰ Thomä et al. (2008): Electromechanical Active Body Control, S. 9f

⁶¹ BOSE (2004): Das BOSE Suspension System

⁶² Schwarz (2003): Global Chassis Control, S.308

⁶³ Weber et al. (2003): Entwicklung vernetzter Fahrwerkregelsysteme, S. 2

Systeme, wobei auf die Koordinationstiefe nicht eingegangen wird. Als „Koordinierten Regelansatz“ definiert Wagner⁶⁴ ein Konzept, bei dem alle beteiligten Systeme zwar ihre eigenen Regler, aber eine zentrale Sollwertbildung haben. Die Gesamtregelverstärkung liegt bei diesem Konzept bei gleichzeitigem Wirken der Systeme höher als bei alleiniger Nutzung der Systeme.

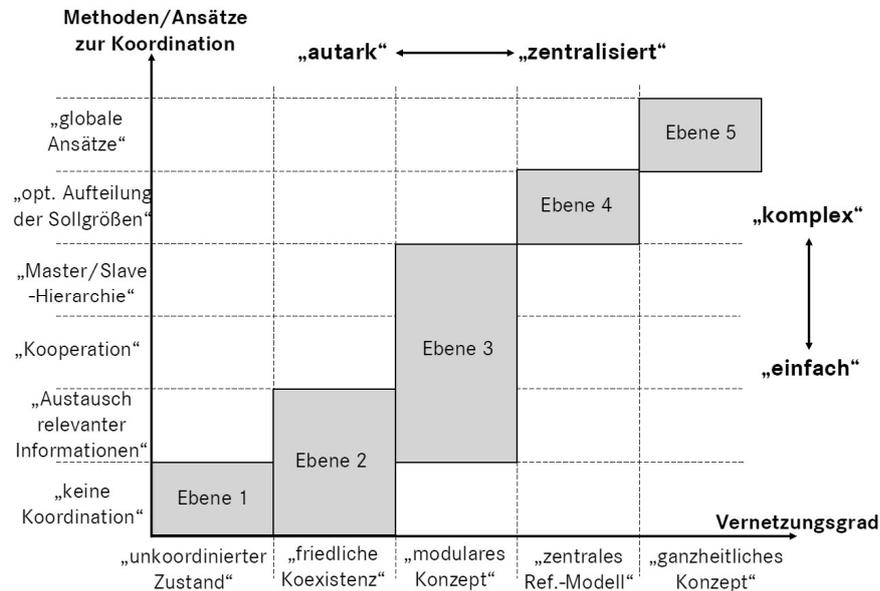


Abbildung 1.2: Koordinationskonzepte in Abhängigkeit vom Grad der Vernetzung⁶⁵

Bei Vernetzungskonzepten, die nach Rau auf dem „zentralen Referenzmodell“ basieren, werden für ein bestimmtes Fahrverhalten die Sollgrößen für die unterlagerte Aktorik optimal verteilt und die bestehenden Regeldifferenzen durch aktor spezifische Stellgrößen kompensiert. Die Umsetzung und Aufteilung der Stellsignale erfolgt situationsabhängig und unter Berücksichtigung der zur Verfügung stehenden Aktorik. Hierfür lassen sich in der Literatur konkrete Anwendungsbeispiele finden: Das von Albert⁶⁶ exemplarisch für die Querdynamik dargestellte Konzept „Vehicle Dynamics Management (VDM)“ der Robert Bosch GmbH berechnet aus der Regeldifferenz der Gierrate ein zu stellendes Giermoment. Das Giermoment kann sowohl über die aktive Lenkung, einen Bremsen- oder Motoreingriff und einen vertikaldynamischen Fahrwerkseingriff erzeugt werden. Je nach Effektivität und Eignung wird das Gesamt-Giermoment auf die möglichen Teilsysteme aufgeteilt und von unterlagerten Komponentenreglern und Aktoren

⁶⁴ Wagner (2006): Gleichzeitige Nutzung von läng-, quer- und vertikaldynamisch wirkenden Regelsystemen für Personenkraftwagen, S. 50ff

⁶⁵ Rau (2007): Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung, S.90ff

⁶⁶ Albert / Trächtler (2004): Verteilte Fahrdynamikregelung mit zeitgesteuerter Architektur am Beispiel des Bosch-Konzeptes VDM

umgesetzt. Zum VDM vergleichbar ist auch die Funktionsarchitektur des Magna Steyr Global Chassis Controllers⁶⁷.

Die Integration aller Stellgrößen in einem zentralen Fahrzeugregler verspricht die Optimierung der bereits vorhandenen Funktionen und einen Funktionsgewinn durch Ausnutzung von Synergien. Schwarz und Wagner bezeichnen diesen Ansatz als „Integralansatz“, Rau als „ganzheitliches Konzept“. Eine hierzu sehr ähnliche Architektur schlägt auch Bollig⁶⁸ vor. Die Berechnung der Stellgrößen ist als Ergebnis einer Gesamtoptimierung eines zentralen Reglers zu interpretieren. Einzelne Komponentensteuergeräte und –regler existieren nicht mehr. Leffler⁶⁹ berücksichtigt neben Fahrdynamikregelsystemen auch explizit Fahrerassistenzsysteme in seiner Betrachtung des „Zentral ICM⁷⁰“. Neben der Stabilisierungsebene⁷¹ schließt Leffler damit auch die Bahnführungsebene und die Navigationsebene mit ein. Probleme treten in „Integralansatz“ bei den Schnittstellen auf, die zur modularen Verwendung von Komponenten standardisiert werden müssen. Bosch erarbeitete hierzu eine Vernetzungssystematik „CARTRONIC“⁷², die seit 2003 im Rahmen des AUTOSAR-Konsortiums^{73,74,75} mit vielen weiteren beteiligten Unternehmen weiterentwickelt wird. Ziele von AUTOSAR (AUTomotive Open System ARchitecture) sind u.a. eine einheitliche Softwarearchitektur und standardisierte Schnittstellen. Die Entwicklungsarbeit wird dabei durch Kapselung von Softwaremodulen geschützt, während bestimmte Softwaremodule oder Schnittstellengrößen offen zugänglich sein können. Damit besteht die Möglichkeit Softwareredundanzen zu reduzieren. Vermutlich wird erst durch AUTOSAR die praktische Serienumsetzung von Gesamt-Fahrzeugreglern, im Sinne des Integral- oder globalen Ansatzes, ermöglicht. Dieses Konzept verspricht eine leichte Austauschbarkeit von Komponenten, einen geringeren Applikationsaufwand und eine deutliche Komplexitätsreduktion bei voraussichtlich geringerer Buslast.

⁶⁷ Kober et al. (2008): Vernetzung von Längs- und Querdynamikregelfunktionen bei Einsatz von aktiven Fahrwerks- und Antriebsstrangkomponenten, S. 7

⁶⁸ Bollig A. (2005): Architekturen für die Funktionsintegration

⁶⁹ Leffler Heinz (2004): Integration fahrdynamischer Regelsysteme S. 586ff

⁷⁰ ICM: Integrated Chassis Management

⁷¹ Ebenen Definition nach Donges

⁷² Dieterich / Schröder (1998): CARTRONIC

⁷³ Fennel H. (2006): Achievements and exploitation of the AUTOSAR development partnership

⁷⁴ Jakobsson P. (2006): Autosar

⁷⁵ Heinecke H. (2006): AUTOSAR – Current results and preparations for exploitation

1.2.4 Bremswegverkürzung durch verknüpfte Fahrwerkregelsysteme

Durch die Simulation eines Mehrkörper-Fahrzeugmodells in Verbindung mit seinem „extended Groundhook“ Regelansatz⁷⁶ ermittelt Valášek aus einer Anfangsgeschwindigkeit von $v_{x,0}=100$ km/h ein Bremswegverkürzungspotential von bis zu 13%. Valášek variiert in der Simulation ebenfalls verschiedene Vertikalkomponenten des Fahrwerks, wie passive Dämpfer, semiaktive elektromechanisch verstellbare Dämpfer, magnetorheologische Dämpfer und ein aktives Fahrwerk. Die Simulationsergebnisse zeigen mit abnehmender „Einschwingzeit“ der Dämpferumschaltung (Dämpferumschaltzeit) eine zunehmende Bremswegverkürzung. Bei vorgegebener gleicher „Einschwingzeit“ ergibt sich in der Simulation durch ein aktives Fahrwerk ein weiterer Bremsweggewinn gegenüber einem semiaktiven Fahrwerk.

Zur Optimierung des Bremsenmanagements schlägt Konik⁷⁷ bereits 1999 im Rahmen eines „Integrated Chassis Managements“ (ICM) den Einsatz von Verstelldämpfern neben anderen aktiven Fahrwerkskomponenten vor. Hintergrund sei die mögliche bedarfsgerechte Umverteilung der Radlast. Auf Regelkonzepte oder quantifiziertes Verbesserungspotential wird in diesem Zusammenhang nicht eingegangen.

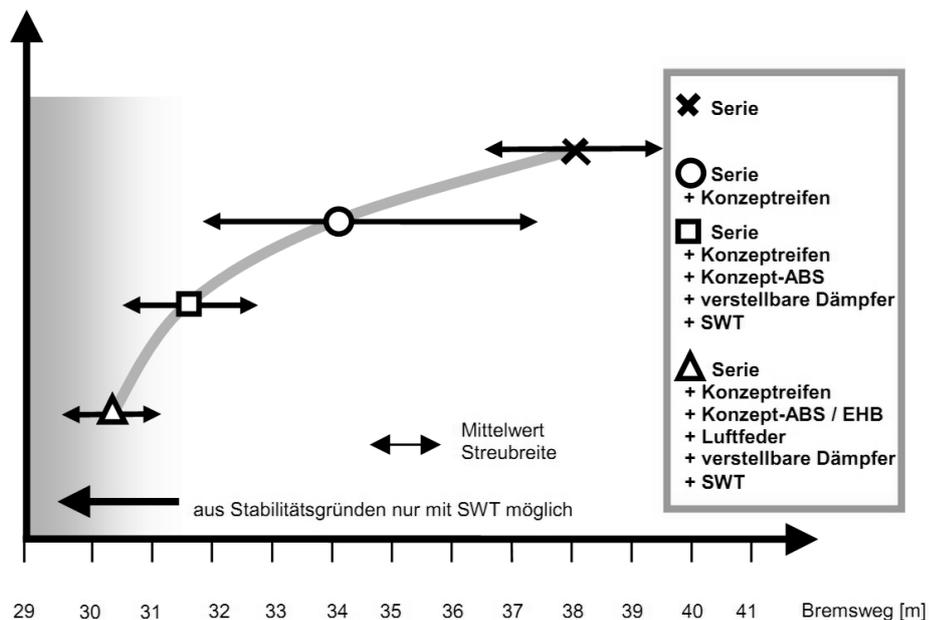


Abbildung 1.3: Ergebnisse des „30-Meter-Auto“-Projekts⁷⁸

⁷⁶ Valášek et al. (2004): Global Chassis Control: Integration Synergy of Brake and Suspension Control for Active Safety, S.499

⁷⁷ Konik et al. (1999): Elektronisches Bremsen Management als erster Schritt zu einem Integrierten Chassis Management

⁷⁸ Becker et al. (2001): Integration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel des verkürzten Anhaltewegs, S.19

Zahlreiche inhaltlich ähnliche Veröffentlichungen unterschiedlicher Autoren⁷⁹ existieren über das abgeschlossene „30-Meter-Auto“-Projekt der Firma Continental-Teves. Projektziel war die Verkürzung des Anhaltewegs durch die Vernetzung mehrere am Bremsweg beteiligten Systeme. Der Bremsweg eines VW Golf IV konnte nach Becker⁸⁰ et. al. durch den Einsatz einer elektrohydraulischen Bremse (EHB) mit „Konzept-ABS“, einer Luftfederung mit Niveauregulierung, semiaktiven Dämpfern (CDC), und einem Konzeptreifen mit Seitenwandtorsionssensor (SWT) auf ideal ebener, trockener Fahrbahn von durchschnittlich 38,20 m auf 30,18 m reduziert werden – das entspricht eine Bremswegverkürzung von durchschnittlich ca. 20%. Die Anteile der jeweiligen Systeme an der Bremswegverkürzung zeigt Abbildung 1.3. Alleine der Einsatz der Luftfederung, kombiniert mit semiaktiven Dämpfern, verkürzte laut dieser Veröffentlichung den Bremsweg durchschnittlich um 1 m bis 1,5 m. Eine Absenkung des Fahrzeugs bei detektierter Notbremsung durch die Luftfederung reduziert die aufbauinduzierten Radlastschwankungen infolge des Nickens und der Achslastverschiebung. Eine konstant harte Dämpfereinstellung führt zu einem aperiodischen Einschwingvorgang und damit ebenfalls zur Minimierung aufbauinduzierter Radlastschwankungen. Der SWT detektiert den notwendigen Seitenkraftbedarf, so dass das ABS auf eine möglichst hohe Längsverzögerung optimiert werden kann.

Mit dem Ziel das Potential einer Verstelldämpferregelung auf die Verbesserung des Bremsprozess zu ermitteln, untersuchte Reichel⁸¹ die Auswirkungen einer Verstelldämpferregelung auf das ABS-geregelte Bremsmoment bei der Überfahrt eines Cosinusförmigen Einzelhindernisses mit konstanter Geschwindigkeit. Als Regelgröße dient die Radlast, die mit einem „Radlast-Konstant-Regler“ (RKR) möglichst konstant gehalten werden sollte. Ein Informationsaustausch oder eine Koordination mit dem ABS findet bei diesem Ansatz nicht statt. Mit dem RKR-Regler lässt sich gegenüber den unregulierten Versuchen mit passiver Dämpfereinstellung die übertragende Bremskraft bei Anregungen unterhalb der Radträgereigenfrequenz steigern. Oberhalb der Radträgereigenfrequenz führt die härteste Dämpfereinstellung zu den größten Bremskräften. Einen Auszug der Ergebnisse findet sich auch bei einem Beitrag von Kutsche⁸² wieder. Zudem beobachtet Reichel einen bereits zuvor von Tiemann⁸³ experimentell detailliert untersuchten Kopplungseffekt zwischen der Dämpfereinstellung und der Radträgerlängsgeschwindigkeit. Die Einstellung einer weicheren Dämpfungscharakteristik führt im Ver-

⁷⁹ z.B. Rieth, Huinink, Semmler, Döhmann, Schwarz, Becker

⁸⁰Becker et al. (2001): Integration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel des verkürzten Anhaltewegs“, S.22

⁸¹ Reichel (2003): Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personewagen

⁸² Kutsche (2003): CDC auf dem Weg zur Systemvernetzung, S. 17ff

⁸³ Tiemann (1994): Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers, S. 53ff.

gleich zu einer harten Einstellung zu geringeren Radträgerlängsbewegungen. Wie im Kapitel 1.2.1 erläutert, wird die relativ zur Fahrzeugkarosserie stattfindende Radträgerlängsgeschwindigkeit in heutigen Schlupfregelsystemen nicht erfasst und führt nach Tiemann zu Fehlern in der Schlupfberechnung und somit auch der Schlupfregelung. Damit beeinflusst die Dämpferregelung nicht nur über die vertikaldynamische Übertragungstrecke die Schlupfregelung, sondern auch über die längsdynamische. Schwarz⁸⁴ berücksichtigt diese und weitere Ungenauigkeiten der Schlupfberechnung daher in einem Modell zur Rekonstruktion der Bremskraft bei Fahrzeugen mit elektromechanisch betätigten Radbremsen (EHB) und weist experimentell eine verbesserte Schlupfregelung mit einer elektrohydraulischen Bremse nach. Die Ergebnisse zeigen, dass durch eine Dämpferregelung die Genauigkeit der Schlupfbestimmung und Schlupfregelung beeinflussbar ist.

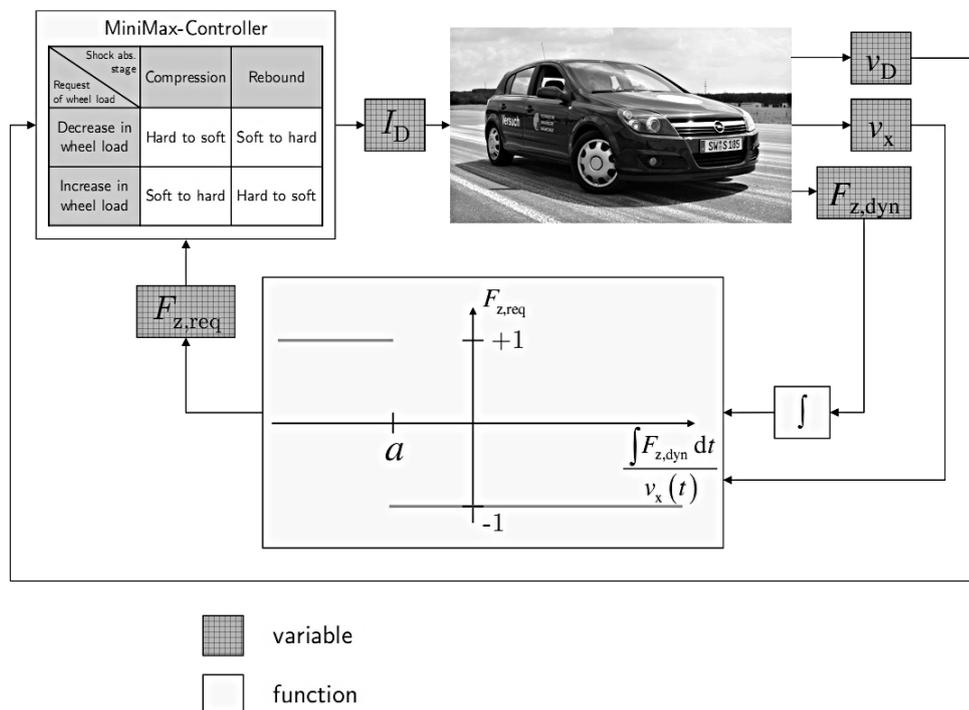


Abbildung 1.4: ABS-unabhängige Verstelldämpferregelstrategie MiniMax- FI ⁸⁵

Niemz⁸⁶ zeigte nach dem Wissensstand des Autors erstmals experimentell und mit statistischen Methoden abgesichert, dass eine Verkürzung des ABS-geregelten Bremswegs durch eine Verstelldämpferregelung grundsätzlich möglich ist. Ziel der in Abbildung 1.4 dargestellten Dämpferregelstrategie ist es, radlastbedingte Schlupfänderungen zu minimieren, die aus der Fahrbahnanregung und vor allem aus der Aufbaubewegung (Nicken, Heben) des Fahrzeugs resultieren. Als Folge reduzierter Gesamtschlupf-

⁸⁴ Schwarz (1999): Rekonstruktion der Bremskraft bei Fahrzeugen mit elektromechanisch betätigten Radbremsen, S. 80ff

⁸⁵ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.125

⁸⁶ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers

schwankungen werden eine größere Kraftschlussausnutzung und eine Bremswegverkürzung angestrebt. Als Maß für die radlastinduzierte Schlupfänderung dient Niemz das negative Integral der dynamischen Radlaständerungen⁸⁷ FI , gewichtet mit der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x . Im Widerspruch dazu steht das von Klein⁸⁸ in Teilbremsversuchen beobachtete gegenphasige Verhalten zwischen Radlaständerung und Schlupfänderung, das einem P-Glied entspricht. Zur Minimierung radlastinduzierter Schlupfänderungen $\lambda_{B,Fz}$ wird bei Niemz der Verstelldämpfer nur zwischen seinen beiden extremen Dämpferkennlinien – der härtesten und der weichsten – umgeschaltet. Damit ist eine temporäre Beeinflussbarkeit des Radlastverlaufs möglich, wie Prüfstandsversuche zeigen. Diese Umschaltlogik bezeichnet Niemz als „MiniMax-Umschaltlogik“. Die größten Radlastintegraländerungen, und damit voraussichtlich größten Schlupfänderungen, treten im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen auf. Die Radlastintegraländerung durch Dämpferumschaltung diskutiert Niemz fokussiert auf einen Zeitpunkt von 50 ms nach einem Kennlinienwechsel. Für diesen definierten Zeitpunkt gilt, dass die größten Radlastintegraländerungen mit steigenden Dämpfergeschwindigkeiten erreicht werden. Für die gesamte Dauer der anhaltenden gewünschten Radlaständerung durch einen Kennlinienwechsel werden keine Aussagen bzgl. optimaler Dämpferumschaltbedingung für möglichst große Radlastintegraländerung getroffen, da die Streuung der Ergebnisse zu groß sei. Ziel der Regelstrategie im Bremsversuch ist eine temporäre Radlasterhöhung zur Reduktion eines steigenden radlastinduzierten Bremsschlupfs ($FI/v_x \leq a$). Da eine effektive temporäre Radlasterhöhung eine vorherige Radlastreduktion bedingt, erfolgt bei sinkendem radlastinduzierter Schlupfänderung ($FI/v_x > a$) eine Radlastreduktion. Diese Regelstrategie verkürzt aus $v_{x,0}=70$ km/h den ABS-geregelten Bremsweg auf einer repräsentativen Fahrbahn durchschnittlich um 1,3%, gegenüber der besten passiven Dämpfereinstellung (hart), wie Abbildung 1.5 zeigt. Beim verwendeten Versuchsträger, einem Opel Astra H 2.0 Turbo mit CDC, entspricht die harte Dämpfereinstellung der Einstellung, die im Serienfahrzeug in solchen Fahrmanövern gewählt wird. Die Verstelldämpferregelung MiniMax- FI führte im Vergleich zur passiven harten Dämpfereinstellung zu einer statistischen höchstsignifikanten ($\alpha=0,1\%$) Bremswegverkürzung. Weitere 963 Vollbremsversuche⁸⁹, bei denen die Anfangsgeschwindigkeit (70 km/h, 100 km/h), der Fahrbahnzustand (trocken, nass), die Fahrbahnunebenheit (sehr eben, repräsentative deutsche Autobahn, stochastisch sehr unebene Landstraße) und zwischen Sommer- und Winterreifen variiert wurden, bestätigen ebenfalls das Potential der Bremswegverkürzung mit einer Verstelldämpferregelung. Da zwischen ABS und dieser Verstelldämpferregelung kein Datenaustausch statt-

⁸⁷ Dynamische Radlaständerungen sind definiert als Radlaständerungen, die aus Aufbaubewegungen (Nicken, Heben, Wanken) oder Fahrbahnregungen resultieren. Die Definition der dynamischen Radlaständerung erfolgt in Kap. 2.1.4

⁸⁸ Klein (1990): Compound control of braking and suspension systems, S.201

⁸⁹ Reul et al. (2007): Bremswegverkürzung durch eine ABS-unabhängige Verstelldämpferregelung

findet, entspricht das Konzept dem aktuellen Stand der Technik hinsichtlich der Vernetzung von Regelstrukturen: der „friedlichen Koexistenz“⁹⁰.

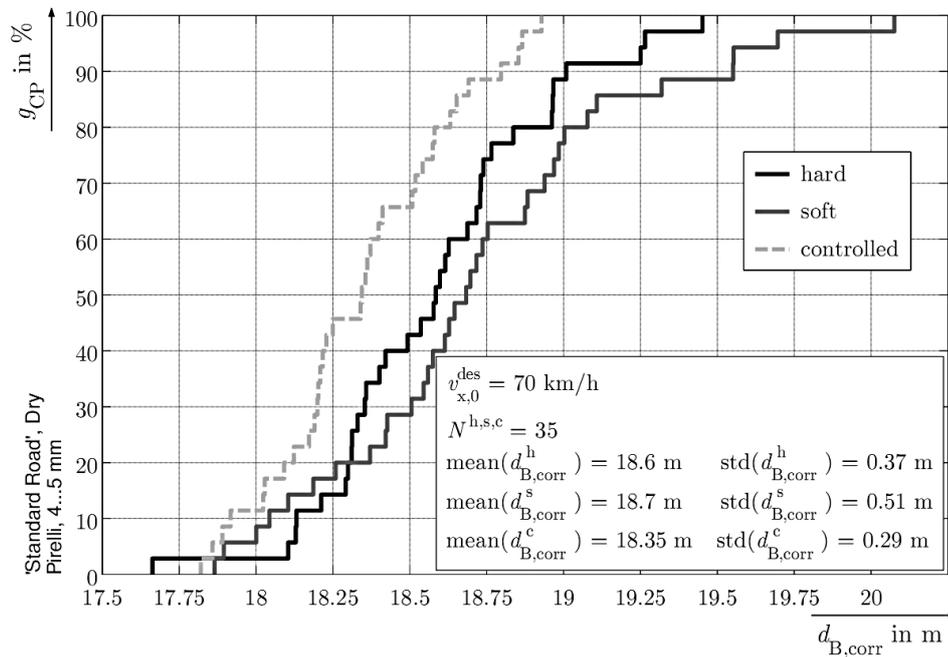


Abbildung 1.5: Bremswegverkürzung durch ABS-unabhängige MiniMax-FI-Dämpferregelung⁹¹

Bei ABS-geregelter Vollbremsung auf μ -split wird bei Serienfahrzeugen üblicherweise eine Giermomentenaufbauverzögerung (GMA) eingesetzt. Der Bremsdruck der sich auf Hochreibwert befindenden Räder steigt im Vergleich zu Bremsungen auf homogener Fahrbahn deutlich langsamer an. Der Fahrer hat dadurch genügend Zeit, das erforderliche kompensierende Giermoment durch einen Lenkwinkel einzustellen. Eine aktive Lenkwinkelüberlagerung (AFS) ist in der Lage, den notwendigen Radlenkwinkel sehr schnell einzustellen, ohne dass der Fahrer lenken muss. Durch die mögliche Reduktion der GMA sind besonders bei Beginn des Bremsvorgangs und den damit verbundenen hohen Geschwindigkeiten größere Bremskräfte möglich, wodurch der Bremsweg reduziert wird. Die Kombination des ESP (ABS) mit einer aktiven Lenkung (AFS) wird von Continental ESP II genannt, bei der Robert Bosch GmbH ist das Konzept gemäß der Veröffentlichung von Kraus⁹² Teil des VDM (Vehicle Dynamics Management). Die Autoren Ackermann⁹³, Semmler⁹⁴ und Trächtler gehen auf die Systeme ein. Trächtler⁹⁵

⁹⁰ vgl. Kapitel 1.2.3

⁹¹ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.134

⁹² Kraus (2006): Vehicle Dynamics Management from Bosch

⁹³ Ackermann et al. (1999): Advantages of active Steering for Vehicle Dynamics Control

⁹⁴ Semmler / Schwarz (2004): ESP II – Der erste Schritt zum vollständig vernetzten Fahrwerk

⁹⁵ Trächtler (2005): Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk, S.15

veröffentlicht experimentelle Untersuchungen zur Kombination von ESP, aktiven Lenkwinkelüberlagerung (AFS) und zusätzlich aktivem Stabilisatoren (ARC), die die Verbesserungen bei μ -split-Bremungen aufzeigen. Die Differenzdruckbegrenzung des ESP (ABS) wird für die Untersuchungen aufgeweitet und gleichzeitig über einen Fahrwerkseingriff des ARC das Vorderrad auf der Hochreibwertseite belastet. Beides bewirkt eine Bremswegverkürzung, jedoch zu Lasten der Stabilität, da ein im Verhältnis großer Lenkradwinkel und eine große Lenkrate vom Fahrer gefordert werden. Dieser Nachteil wird durch die aktive Lenkwinkelüberlagerung ausgeglichen.

1.2.5 Verbesserung der Querdynamik mit verknüpften Fahrwerkregelsystemen

Smakman⁹⁶ ermittelt das Potential zur Beeinflussung der Fahrzeug-Querdynamik durch Brems- und Radlasteingriffe anhand drei verschiedener Ansätze. Beim „kombinierten System“ stellt er eine Verbesserung der Fahrdynamik gegenüber dem unregelmäßigen Versuch fest - aber auch Störungen zwischen den Regelsystemen, die die Regelleistung gegenüber den geregelten Einzelsystemen reduzieren. Kommunikation zwischen den Regelsystemen kann nach Smakman vorhandene gegenseitige Störungen und Regelinterferenzen reduzieren, allerdings sei eine optimale Integration von Fahrdynamikregelsystemen nur durch „Integration“ möglich. Anhand der Simulationsergebnisse stellt er für einen Lenkwinkelsprung und die stationäre Kreisfahrt weiterhin fest, dass die querdynamische Beeinflussung des Fahrzeugs durch das ESP dominiert wird und die Radlastbeeinflussung nur einen geringen Teil beiträgt. Der frühe, nahezu für den Fahrer unmerkliche Radlasteingriff ermöglicht allerdings eine Erhöhung des Fahrkomforts: Zunächst wird durch einen Radlasteingriff versucht, das Fahrzeug auf der Solltrajektorie zu halten. Ist dies trotz Radlasteingriff nicht möglich, greift das ESP ein. Parallel zu den Arbeiten von Smakman konzentrierte sich sein Kollege Beiker⁹⁷ um die Bewertung des Verbesserungspotentials der Gierratenregelung, wenn außer ESP zusätzlich eine Lenkwinkelüberlagerung (AFS) und Hinterachslenkung (Rear Wheel Steering RWS) eingesetzt wird. Mit integrierten (koordinierten) Systemen zeigt er anhand von Simulationen geringere Gierratenabweichungen und weniger Bremseneingriffe. Experimentelle Nachweise, dass eine Kombination von ESP mit einer Lenkwinkelüberlagerung (AFS) zu geringeren Gierratenabweichungen und aufgrund geringerer Bremseneingriffe subjektiv zu komfortablerem Fahrverhalten führt, werden im Rahmen der Bosch VDM Untersuchungen von z.B. Trächtler⁹⁸ veröffentlicht.

⁹⁶ Smakman (2000): Functional integration of slip control with active suspension for improved lateral vehicle dynamics

⁹⁷ Beiker (2000): Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme

⁹⁸ Trächtler (2002): Vehicle Dynamics Management: ein Konzept für den Systemverbund

Die Kombination von ESP mit ABC war bei Rau⁹⁹ Forschungsgegenstand. Durch die statische Überbestimmtheit des Fahrzeugs ergibt sich die Möglichkeit der „Verspannungslenkung“, indem die Radlast diagonal erhöht bzw. über die Gegendiagonale reduziert wird. Durch die Beeinflussbarkeit des Eigenlenkverhaltens ergeben sich weniger („spätere“) ESP-Eingriffe. Weitere genannte Vorteile sind u.a die vom Fahrer wahrgenommene Agilitätssteigerung (Variation der Gierverstärkung) und die Unterstützung bei Seitenwind. Zu diesen Themenfragestellungen führt Rau Simulationen und Fahrversuche durch. ABC- und ESP-Eingriffe werden von einem Koordinator gesteuert, der das benötigte Giermoment auf die unterlagerten Regelsysteme aufteilt. Der Ansatz entspricht der in Abbildung 1.2 dargestellten „Kooperation“ bzw. dem Bosch VDM.

Wagner¹⁰⁰ betrachtet in der Simulation die gleichzeitige Nutzung der Fahrdynamikregelsysteme ESP, aktive Zusatzlenkung (EAS) und Aktive Wankstabilisierung (EAR) in Personenkraftwagen und bewertet die damit möglichen Verbesserungen des querdynamischen Fahrverhaltens. Bei der Bewertung der Manöver (Lenkwinkelsprung und stationäre Kreisbahn) zeigt sich ESP effektiver als EAS, welches wiederum das Fahrzeug besser als EAR stabilisierte. Die Untersuchungen konzentrieren sich auf Regelarchitekturen, die der „Kombination“ (vgl. Kapitel 1.2.3, Abbildung 1.2, Ebene 3) und „Integration“ (Abbildung 1.2, Ebene 5) zuzuordnen sind. Bei Wagner erzielt die „Kombination“ die besten fahrdynamischen Kennwerte, wofür er folgende Gründe liefert: An alle Systeme wurde die gesamte Regeldifferenz (Giermoment) weitergeleitet. Außerdem lag die Einschaltsschwelle des ESP niedriger als bei der Integration, somit mussten auch geringere Differenzen ausgeregelt werden. Zusätzlich regelten alle Systeme in die „gleiche Richtung“ und unterstützten sich bei Übersteuereingriffen.

Weitere Anwendungsbeispiele für die simulierte Vernetzung von ESP und aktiven Fahrwerkskomponenten finden sich bei Chou¹⁰¹, Bünthe^{102,103} und Orend¹⁰⁴. Odenthal¹⁰⁵ untersuchte, ebenfalls in der Simulation, den Bremseneingriff durch das ESP und Lenk-

⁹⁹ Rau (2007): Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung

¹⁰⁰ Wagner (2006): Gleichzeitige Nutzung von läng-, quer- und vertikaldynamisch wirkenden Regelsystemen für Personenkraftwagen

¹⁰¹ Chou / D'Andréa-Novel (2005): Global vehicle control using differential braking torques and active suspension forces

¹⁰² Bünthe / Andreasson (2006): Integrierte Fahrwerkregelung mit minimierter Kraftschlussausnutzung auf der Basis dynamischer Inversion

¹⁰³ Andreasson / Bünthe (2005): Global Chassis Control Based on Inverse Vehicle Dynamics Models

¹⁰⁴ Orend (2006): Integrierte Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik: ein Konzept zur Darstellung des fahrdynamischen Optimums

¹⁰⁵ Odenthal (2002): Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen

eingriff durch AFS, auf das Kippverhalten von Fahrzeugen und dessen Stabilisierung. ZF Sachs¹⁰⁶ zeigt experimentell, dass eine achsweise Dämpferregelung die Unter- und Übersteuertendenz bei querdynamischen Manövern im Grenzbereich beeinflussen und so die ESP-Regelung unterstützen kann

1.2.6 Fazit und Schlussfolgerung der Literaturrecherche

Die koordinierte Regelung verschiedener aktiver Fahrwerkregelsysteme (ESP, Lenkwinkelüberlagerung AFS, Hinterachslenkung RWD, aktiver Stabilisator ARC, aktive Federung ABC) zeigt in mehreren Simulationsuntersuchungen gegenüber der Koexistenz der Einzelsysteme Verbesserungspotential und weist dieses vereinzelt in experimentellen Nachweisen nach. Bei querdynamischen Manövern lassen sich Gierratenabweichungen durch die Koordination der Systeme weiter reduzieren und bei μ -split-Bremsungen der Bremsweg weiter verkürzen. Als Koordinationskonzept wird meist eine zentrale Sollwertbildung umgesetzt und anschließend für jeden Aktor eine anteilige Stellgröße berechnet.

Während eine Verbesserung des Fahrverhaltens durch die Koordination aktiver vertikaldynamischer Regelsysteme mit Bremsregelsystemen nachgewiesen worden ist, so steht dieser Nachweis für semiaktive vertikaldynamische Regelsysteme noch aus. Die Systeme agieren derzeit mit jeweils eigenen Regelstrategien weitgehend unabhängig voneinander (koexistent). An Informationen werden nach dem aktuellen Stand der Technik und Forschung nur Signale geringer Informationsbreite, wie z.B. die ABS- /ESP-Aktivität ausgetauscht. Diese Information ist notwendig, damit die Einzelsysteme in andere Regelstrategien bzw. -modi (z.B. passive harte Dämpfereinstellung) wechseln und sich gegenseitig unterstützen. Die Ergebnisse einiger in Abschnitt 1.2.4 vorgestellter Forschungsprojekte, insbesondere die Ergebnisse von Niemz¹⁰⁷, zeigen, dass mit unabhängig vom ABS agierenden Dämpferregelungen während ABS-geregelter Geradeausbremsungen eine Bremskraft- bzw. Bremswegverkürzung erreichbar ist. Anhand von Simulationsbetrachtungen dokumentiert Valášek mit seinem Extended-Groundhook-Dämpferregler eine Bremswegverkürzung von 13%. Für die von Niemz mit der MiniMax-*FI* Umschaltlogik experimentell nachgewiesene und statistisch signifikante Bremswegverkürzung von durchschnittlich 1,3% lässt dies noch weiteres Verbesserungspotential bei einer Koordination mit der Bremsmomentregelung ABS erwarten. Zudem verspricht die Berücksichtigung vertikaldynamischer Informationen, wie sie z.B. semiaktive Dämpfungssysteme serienmäßig bereitstellen könnte, gemäß Abschnitt 1.2.1 eine verbesserte Bremschlupfregelung. Dem Verfasser ist nicht bekannt, dass ein detaillierter Informationsaustausch zwischen den Systemen oder eine Koordination von

¹⁰⁶ Kutsche (2003): CDC auf dem Weg zur Systemvernetzung, S.20ff

¹⁰⁷ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers

ABS und Dämpferregelung im Rahmen der vorgestellten Projekte stattfand und das Verbesserungspotential gegenüber koexistenter Systeme diskutiert worden ist.

Weiterhin versprechen einige Erfindungsmeldungen die Verbesserung der Bremschlupfregelung und die daraus folgende größere Kraftschlussausnutzung, wenn beispielsweise die durch vertikaldynamische Fahrwerkregelsysteme schätzbaren aufbau- und fahrbahninduzierten dynamischen Radlasten in der Schlupf- und Bremsmomentberechnung berücksichtigt werden. In Verbindung mit der vom ABS/ESP geschätzten radindividuellen Bremskraft verspricht dies eine genauere Reibwertschätzung und damit eine individuelle Identifikation der μ - λ_B -Kurve, eine direkte Reibwertregelung oder eine direkte Kompensation von Radlastschwankungen durch Bremsmomentanpassungen. Dem Verfasser sind allerdings weder konkrete, direkt umsetzbare Konzepte noch experimentelle statistisch abgesicherte Nachweise des erreichbaren Verbesserungspotentials bekannt.

Damit stellt sich nach der durchgeführten Literatur- und Patentrecherche die Frage:

Welches Bremswegverkürzungspotential besteht im Informationsaustausch und in der Koordination von ABS und semiaktiver Dämpferregelung?

Dem Verfasser dieser Arbeit ist nicht bekannt, dass diese Fragestellung in anderen Forschungsvorhaben wissenschaftlich bereits diskutiert wurde.

1.3 Forschungsziele und –methodik

Hauptziel dieser Arbeit ist die Klärung der Fragestellung, ob gegenüber dem aktuellen Stand der Technik und Forschung eine weitere statistisch signifikante Bremswegverkürzung durch gegenseitigen Informationsaustausch und Koordination von ABS und semiaktiver Dämpferregelung besteht – und ggf. wie groß die mittlere Bremswegverkürzung ist.

Aus dieser zentralen Fragestellung leiten sich top-down die Vorgehensweise und weitere Fragestellungen ab. So sind zunächst Optimierungsziele zu identifizieren, die möglichst kurze Bremswege ermöglichen. Auf Basis dieser Optimierungsziele sind systematisch potentielle Regelstrategien abzuleiten. Mit ABS als Bremsmomentsteller und semiaktiven Dämpfern als Radlaststeller stehen zwei Aktoren zur Bremskraftbeeinflussung zur Verfügung. Radlaständerungen gegenüber der quasistatischen Radlast werden nach dem aktuellen Stand der Technik als Störgröße für die Bremschlupfregelung, geringe Radlastschwankungen (geringer Effektivwert RMS der dynamischen Radlast) als Zielgröße aufgefasst. Zum Übertragungsverhalten der aufbauinduzierten Radlastschwankungen auf den Schlupfverlauf existieren von Niemz und Klein, wie im Stand der Technik¹⁰⁸

¹⁰⁸ vgl. Kapitel 1.2.4

erläutert, unterschiedliche Aussagen: Während Klein bei Teilbremsungen ein gegenphasiges Verhalten zwischen Radlaständerung und Schlupfänderungen in Fahrversuchen beobachtet, leitet Niemz für den ABS-geregelten Bremsvorgang anhand theoretischer Betrachtungen ein Integralverhalten her. Aufgrund der Bedeutung der aufbauinduzierten Radlastschwankungen für den ABS-geregelten Bremsweg wird im Rahmen dieser Arbeit das Übertragungsverhalten von Radlaständerungen auf Schlupfänderungen für den Bereich der Aufbaueigenfrequenz identifiziert. In der Umsetzung ausgewählter erfolgversprechender Regelkonzepte sind idealerweise die Aktoreigenschaften zu berücksichtigen. Während ABS als aktiver Bremsmomentsteller weitgehend deterministisch arbeitet, so ist eine Radlaständerung mit semiaktiven Dämpfern u.a. von der Dämpfergeschwindigkeit und damit von variablen systemimmanenten Größen abhängig. Es ist daher die Radlaständerung bei unterschiedlichen Umschaltbedingungen zu identifizieren, so dass bekannt ist, wann eine Dämpferumschaltung für z.B. eine möglichst hohe Radlaständerung anzustreben ist. Die Beantwortung der anfangs genannten zentralen Frage dieser Arbeit erfolgt anhand von experimentellen und statistisch ausgewerteten Bremsversuchen mit den umgesetzten Regelstrategien. Die Vorgehensweise und wichtige Teilprojekte dieser Arbeit stellt Abbildung 1.6 dar. Hieran abgelehnt ist auch die Gliederung dieser Arbeit.

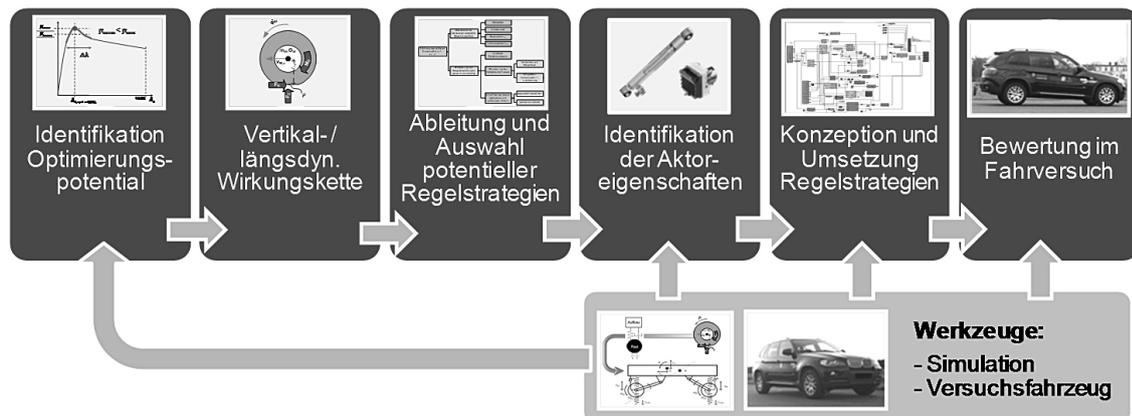


Abbildung 1.6: Methodik der Arbeit

Die Konkretisierungen der genannten Fragestellungen und die Formulierung von wissenschaftlich prüfbar (falsifizierbar) Nullhypothesen nach Popper¹⁰⁹ oder Chalmers¹¹⁰ erfolgen in den jeweiligen Kapiteln dieser Arbeit, die auch die entsprechenden Hypothesenprüfungen beinhalten.

¹⁰⁹ Popper (1994): Logik der Forschung

¹¹⁰ Chalmers / Bergemann (2001): Wege der Wissenschaft

2 Untersuchungswerkzeuge und Versuchsmethodik

Anhand des aktuellen Stands der Technik und Forschung ist in Kapitel 1.3 die übergeordnete Fragestellung dieser Arbeit abgeleitet worden:

„Ist es grundsätzlich möglich, und wenn ja in welchem Maße, den Bremsweg durch gegenseitigen Informationsaustausch und Koordination von ABS und semiaktiver Dämpferregelung gegenüber dem aktuellen Stand der Technik und Forschung weiter zu verkürzen?“

Die belastbare Antwort auf dieser Fragestellung ist nur anhand vom statistischen Auswertungen realer Versuche (Bremswege) zu geben. Es ist daher notwendig ein geeignetes Versuchsfahrzeug mit der benötigten Aktorik und Messtechnik einzusetzen. Im weiteren Verlauf des Kapitels wird das verwendete Versuchsfahrzeug mit seiner Aktorik und Messtechnik erläutert. Weiterhin wird auf die Signalverarbeitung verschiedener Messgrößen eingegangen und auf die Berechnung der mit der vorhandenen Sensorik nicht direkt messbaren fahrdynamisch relevanten Größen. Für die statistische Auswertung ist es von besonderer Bedeutung, dass die Bestimmung der Bremswege mit hoher Genauigkeit und die Versuchsdurchführung reproduzierbar erfolgen. Hierfür wird eine Versuchsmethodik vorgestellt. Neben Bremsversuchen sind zur Identifikation des Dämpferumschaltverhaltens (vergleiche Forschungsmethodik in Kapitel 1.3, Abbildung 1.6) auch vertikaldynamische Untersuchungen mit hoher Reproduzierbarkeit notwendig. Diese werden auf einer Vierstempelanlage durchgeführt, die nachfolgend ebenfalls vorgestellt wird.

Zur Vorbereitung von experimentellen Untersuchungen oder Komplettierung dieser aufgrund des begrenzten Versuchsumfangs werden im Rahmen dieser Arbeit Simulationsmodelle eingesetzt. Die Parameter der Modelle leiten sich aus den Fahrzeugdaten ab. Ein Viertelfahrzeugmodell für vertikaldynamische Betrachtungen und ein um längsdynamische Eigenschaften erweitertes Viertelfahrzeugmodell werden vorgestellt.

2.1 Forschungsfahrzeug

2.1.1 Fahrzeugeigenschaften

Zur Untersuchung der genannten Fragestellung wird ein aktueller BMW X5 (E70) 4.8i in der US-Version mit dem semiaktiven Dämpfungssystem CDC der ZF Sachs AG als

Bestandteil des „Adaptive Drive“¹¹¹ und einem Bosch ESP8 Premium (Schwarz-Weiß Aufteilung der Bremskreise) verwendet. Die Vertikaldynamikregelung des Serienfahrzeugs arbeitet in normalen Fahrsituationen nach dem Skyhook-Algorithmus, bei ABS-geregelten Geradeausbremsungen wird zur Reduktion der Aufbaubewegungen auf eine härtere Dämpfung geschaltet, die in eine mittlere übergeht. Die Identifikation der Seriendämpferansteuerung bei ABS-geregelten Geradeausbremsungen beruht auf eigenen Messungen. Bei längsdynamischen Manövern sind die aktiven Stabilisatoren der Vorder- und Hinterachse entsperrt, so dass über den Stabilisator zwischen den beiden Rädern kein Moment übertragen wird. Zur Niveauregulierung ist an der Hinterachse eine Luftfeder vorhanden, die bei Bremsvorgängen allerdings keine Niveaueinstellung durchführt¹¹² und nur unterschiedliche Beladungszustände langsam kompensiert. Die Vorderachsfederung übernimmt eine Spiralfeder. Das Fahrzeug verfügt über ein sechsstufiges Wandlergetriebe sowie über die elektronische Antriebsmomentverteilung¹¹³ X-Drive. Für diese Arbeit relevante fahrzeugtechnische Daten sind im Anhang 9.1 (Tabelle 9.2) zusammengefasst.

2.1.2 Funktion und Modifikation des ABS

Im Rahmen dieser Arbeit werden nur Geradeausbremsungen betrachtet, Gierrate $\dot{\psi}$, Lenkradwinkel δ und Seitenkraftbedarf F_S sind im Vergleich zu querdynamischen Manövern sehr gering. Daher wird üblicherweise vom ESP keine Bremsmomentanforderung an den beim Bosch-ESP8 unterlagerten Bremsschlupfregler gesendet. Nachfolgende Erläuterung zum Aufbau und Funktionsweise konzentrieren sich nur auf den Bremsschlupfregler (ABS), dessen Module in Abbildung 2.1 dargestellt sind. Für die im Rahmen der Arbeit stattfindenden Untersuchungen ist eine Einflussnahme auf das vom ABS berechnete und gestellte radindividuelle Bremsmoment notwendig. Hierfür ist der Serien-ABS-Algorithmus um ein radindividuelles Zusatzbremsmoment ΔM_B und eine radindividuelle Zusatzradlast ΔF_z erweitert worden. Zudem wird die im ESP berechnete Referenzgeschwindigkeit für externe Schlupfberechnungen $v_{x,ESP}$ zur Verfügung gestellt. Die Signale werden über den Serien-Fahrwerk-CAN durchschnittlich alle 10 ms bereitgestellt. Zur Realisierung der notwendigen ABS/ESP-Quellcodeerweiterungen wird anstelle eines ESP-Seriensteuergeräts ein ESP-Anbausteuergerät verwendet. Eine XCP¹¹⁴-Box ermöglicht das Flashen verschiedener ESP-Softwarestände und -modifikationen und die Messung ESP-interner Größen.

¹¹¹ BMW Produktname für die Vernetzung von CDC und aktiven Stabilisatoren

¹¹² Quelle: BMW München, Entwicklung

¹¹³ Elektronisch gesteuerte Lamellenkupplung im Verteilergetriebe

¹¹⁴ XCP: Extended Universal Measurement and Calibration Protocol

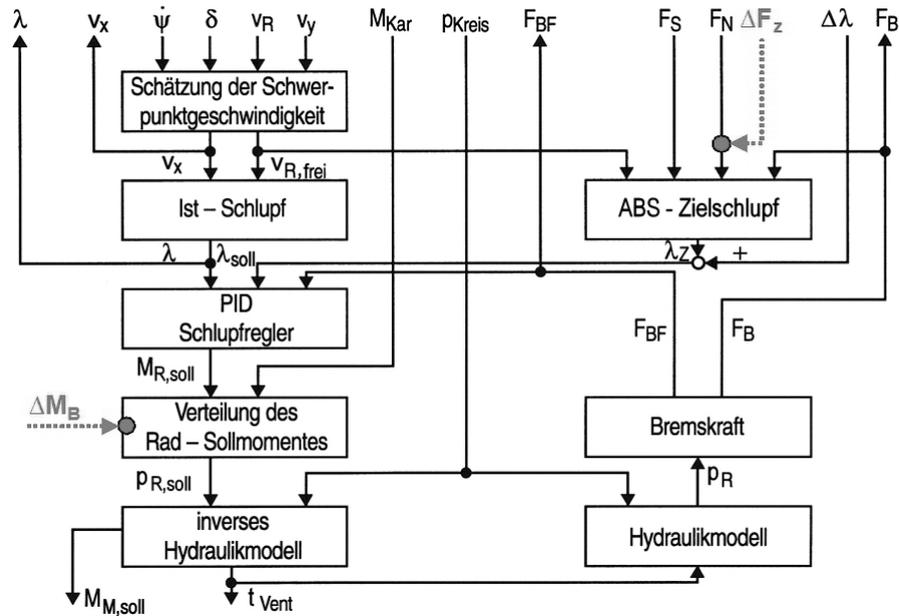


Abbildung 2.1: Unterlagerter Bremsschlupfregler des Bosch ESP8^{115,116} mit zusätzlichen (additiven) Eingangsgrößen ΔM_B und ΔF_z (gestrichelt) für dieses Forschungsprojekt

Zur radindividuellen Schlupfberechnung sind gemäß Gleichung (1.2) die Radmittelpunktsgeschwindigkeit $v_{R,x}$ und Radumfangsgeschwindigkeit v_R des jeweiligen Rades notwendig. Während die Radumfangsgeschwindigkeiten über die Raddrehzahlsensoren ermittelt werden, werden die jeweiligen Radmittelpunktsgeschwindigkeiten geschätzt. In Anpassungsphasen wird abwechselnd vorzugsweise ein Rad der Hinterachse unterbremst, so dass sich ein Schlupf im annähernd linearen Bereich der μ - λ_B -Kurve ergibt. Mit geschätzter Reifenlängssteifigkeit c_λ der μ - λ_B -Kurve und geschätztem aktuellem Kraftschlussbeiwert $\mu = F_B/F_z$ erfolgt eine Extrapolation vom aktuellen Schlupf der Anpassungsphase $\lambda_{B,A}$ auf $\lambda_{B,A} \approx 0\%$ und die dazugehörige „freirollende“ Radumfangsgeschwindigkeit $v_{R,frei,A}$ ¹¹⁷ (Gleichung (2.1)). Die Bremskraft F_B wird vor allem aus dem Bremsdruck und der Radumfangsbeschleunigung, die Radlast F_z (in Abbildung 2.1 F_N) aus der statischen Radlast und der verzögerungsabhängigen Achslastverschiebung geschätzt.

$$\mu_A = \frac{F_{B,A}}{F_{z,A}} = c_\lambda \cdot \lambda_{B,A} = c_\lambda \cdot \frac{v_{R,frei,A} - v_{R,A}}{v_{R,frei,A}} \quad (2.1)$$

$$v_{R,frei,A} = v_{R,A} \cdot \frac{c_\lambda}{c_\lambda - \frac{F_{B,A}}{F_{z,A}}}$$

¹¹⁵ nach Breuer (2004): Bremsenhandbuch, S.292 Bild 19-15

¹¹⁶ nach Isermann / et al. (2006): Fahrdynamik-Regelung, S. 192

¹¹⁷ Isermann / et al. (2006): Fahrdynamik-Regelung, S. 192ff

Aus der geschätzten freierollenden Radumfangsgeschwindigkeit $v_{R, frei, A}$ wird über einen Kalmanfilter die Fahrzeuggeschwindigkeit v_x im Schwerpunkt berechnet, welche wieder auf die einzelnen Räder zurücktransformiert wird, so dass eine Schätzung der übrigen freierollenden Radumfangsgeschwindigkeiten erfolgen kann. Zu Beginn der ABS-Regelung erfolgt die Schätzung der Fahrzeuggeschwindigkeit nicht über Anpassungsphasen, sondern aus der Anfangsgeschwindigkeit $v_{x, 0}$ abzüglich der integrierten gemessenen Längsverzögerung a_x . Der Schlupf berechnet sich bei einer ABS-geregelten Geradeausbremsung dann unter Vernachlässigung der Relativbewegung zwischen Radträger und Karosserie zu:

$$\lambda_{B, ist} = 1 - \frac{\dot{\phi}_R \cdot r_{dyn}}{v_{R, frei}} \quad (2.2)$$

Die für die Regelung notwendige Führungsgröße ist der Zielschlupf $\lambda_{B, Z}$, der bei Geradeausbremsungen ohne ESP-Eingriffe dem Sollschlupf λ_{soll} entspricht.

$$\lambda_{B, soll} = \lambda_{B, Z} = A_0 \cdot \mu_{res} + \frac{A_1}{v_{R, frei}} + A_2 \quad \text{mit} \quad \mu_{res} = \frac{\sqrt{F_B^2 + F_S^2}}{F_z} \quad (2.3)$$

Die Parameter A_0 , A_1 , A_2 werden fahrzeugabhängig appliziert. Durch den geschwindigkeitsabhängigen Term steigt der Zielschlupf mit sinkender Geschwindigkeit progressiv an und vermeidet, dass der Zielschlupf bei kleinen Geschwindigkeiten zu klein wird und das Rad unterbremst ist. Für sehr kleine Geschwindigkeiten erfolgt eine Begrenzung des maximalen Zielschlupfs auf ca. 30%-40%. Die Sollschlupfberechnung im Versuchsfahrzeug beinhaltet zudem eine zeitlich limitierte Berücksichtigung der verzögerungsabhängigen Radlast. Dies geht auf die Abhängigkeit der μ - λ_B -Kurven von der Radlast zurück (vgl. Abbildung 2.16). Bei einer Radlaststeigerung wird der Sollschlupf temporär abgesenkt, bei einer Reduktion erhöht. Das zu stellende Radsollbremsmoment $M_{B, R, soll}$ folgt mit einem nichtlinearen PID-Regler aus der Sollschlupfdifferenz $\Delta\lambda_B$.

$$\Delta\lambda_B = \lambda_{B, soll} - \lambda_{B, ist} \quad (2.4)$$

Die quasistationäre Bremskraft, F_{BF} (gefilterte Bremskraft) bildet nach van Zanten¹¹⁸ den Arbeitspunkt der Bremsmomentregelung; K_P , K_D und K_I , sind die Verstärkungsfaktoren der P-, I- und D-Anteile des Reglers (Gleichung (2.5)). Die Verstärkungsfaktoren werden dem Fahrbahnreibwert, der Fahrgeschwindigkeit, dem Vorzeichen der Regelabweichung $\Delta\lambda_B$ und dessen Zeitgradienten angepasst. Der I-Anteil wird bei $\Delta\lambda_B < 0\%$ (instabiler Schlupfbereich, Überschlupfphase) nicht berücksichtigt und während der Überschlupfphasen abgesenkt. Für dieses Forschungsprojekt ist die Bremsmomentberechnung um einen weiteren Term ΔM_B erweitert worden, damit eine äußere Änderung des ABS-Sollbremsmoments ermöglicht wird. Diese äußere Beeinflussbarkeit ist durch eine zusätzlich definierte CAN-Botschaft ungefähr alle 10 ms möglich. Der ABS-Regler

¹¹⁸ van Zanten (2007): Seminar Fahrdynamikregelung, Kapitel 10, S.79

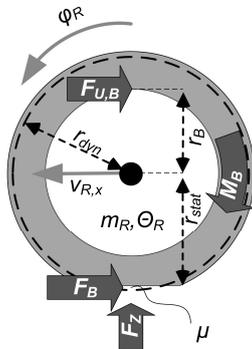
weist eine nichtdeterministische Zyklusdauer von ca. 5 ms auf, die Umsetzung des Sollbremsmoments in Bremsdruckänderung erfolgt ungefähr alle 20 ms.

$$\begin{aligned}
 M_{B,R,soll} &= F_{BF} \cdot r_{dyn} + K_P \cdot (\lambda_{B,soll} - \lambda_{B,ist}) \cdot r_{dyn} \dots \\
 &+ K_D \cdot \frac{\Theta_R}{r_{dyn}} \cdot (\dot{v}_R - \dot{v}_{R,frei}) - \frac{\Theta_R}{r_{dyn}} \cdot (1 - \lambda_{B,ist}) \cdot \dot{v}_{R,frei} \dots \\
 &+ K_I \cdot \int (\lambda_{B,soll} - \lambda_{B,ist}) dt \Big|_{=0 \text{ bei } (\lambda_{B,soll} - \lambda_{B,ist}) < 0} \dots \\
 &+ \Delta M_B
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

Nach Gleichung (2.6) resultiert aus dem Sollbremsmoment, und ggf. einem additiven Kardanmomentanteil M_{Kar} (z.B. Motorschleppmoment $M_{Kar} < 0$) an den angetriebenen Rädern, der Radsollbremsdruck $p_{R,soll}$ durch Division mit den Bremsenkennwert C_p , der den Bremskolbenfläche A_{Kolben} , die Reibeigenschaften der Bremse μ_B und den Reibradius r_B widerspiegelt.

$$p_{B,R,soll} = \frac{M_{B,R,soll} + M_{Kar}}{C_p} = \frac{M_{B,R,soll} + M_{Kar}}{A_{Kolben} \cdot \underbrace{C^*}_{2 \cdot \mu_B} \cdot r_B} \tag{2.6}$$

Der berechnete Sollbremsdruck wird durch die zeitlich begrenzte Öffnung der Einlass- und Auslassventile gestellt. Der sich tatsächlich einstellende Radbremszylinderdruck p_R wird über ein Hydraulikmodell geschätzt. Aus dem Momentengleichgewicht am rotierenden Rad folgt die geschätzte Bremskraft F_B :



$$\begin{aligned}
 \Theta_R \ddot{\varphi}_R(t) &= F_B(t) \cdot r_{dyn} - M_B(t) + M_{Kar}(t) \\
 \Theta_R \ddot{\varphi}_R(t) &= \mu(\lambda_B(t), F_z(t), \dots) \cdot F_z(t) \cdot r_{dyn} - M_B(t) + M_{Kar}(t)
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

Abbildung 2.2: Bewegungsgrößen, Kräfte und Momente am gebremsten Rad

Der Gleichung (2.5) benötigte Bremskraftarbeitspunkt F_{BF} folgt aus der Filterung der Bremskraft mit einem PT_1 -Glied.

$$T_1 \cdot \dot{F}_{BF} + F_{BF} = F_B \tag{2.8}$$

Im Bremsschlupfregler des Versuchsfahrzeugs ist eine von der Längsbeschleunigung a_x abhängige Adaption des Bremskraftarbeitspunkts enthalten. Dies ermöglicht dessen schnelle Anpassung auf Reibwertsprünge und auf die daraus resultierende geringere Radaufstandskraft infolge der reduzierten Längsverzögerung. Aufgrund der Filterung der Bremskraft würde ohne diese Störgrößenkompensation (Störgröße ist hier der Reibwertsprung) ein für die aktuelle Radaufstandskraft zu großes Bremsmoment vom

ABS-Regler über einen zu langen Zeitraum, der durch den Reibwertsprung und die Zeitkonstante T_I definiert ist, gestellt werden.

2.1.3 Modifikation der Dämpferkraft

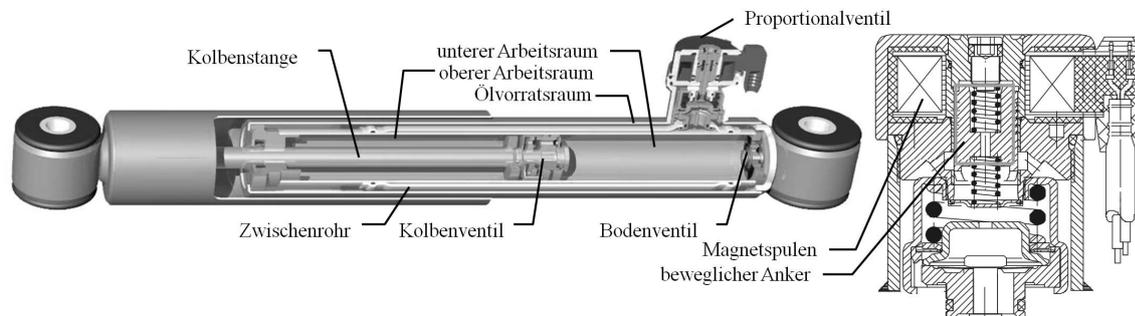


Abbildung 2.3: ZF Sachs CDCe-Zweirohrdämpfer mit externem Proportionalventil¹¹⁹

Das Versuchsfahrzeug ist serienmäßig mit semiaktiven Zweirohrdämpfern mit außenliegendem Proportionalventil (CDCe) von ZF Sachs ausgerüstet. Parallel zum Kolbenventil ist ein hydraulischer Bypass durch ein Zwischenrohr realisiert, weswegen diese Bauform manchmal auch als Dreirohrdämpfer bezeichnet wird. Der hydraulische Widerstand dieses Bypasses wird durch ein Proportionalventil und damit durch den Magnetspulenstrom (Dämpferstrom I_D) eingestellt. Beim CDCe wird der hydraulische Widerstand in der Zugstufe maßgeblich durch das Bodenventil und vom im Bypass sitzenden verstellbaren Proportionalventil definiert. In der Druckstufe dominiert das Kolbenventil zusammen mit dem Proportionalventil. Der größte Anteil des hydraulischen Widerstands und damit der Dämpfungskraft wird durch das Proportionalventil des Bypasses bestimmt, das nur in einer Richtung durchströmt wird. Ausführliche Erläuterungen zum detaillierteren Aufbau und Funktionsweise des Schwingungsdämpfers finden sich in der Literatur^{120,121}. Die stationären Dämpferkennfelder für die Vorder- und Hinterachs-schwingungsdämpfer des verwendeten Versuchsfahrzeugs sind in Abhängigkeit des Dämpferstroms für den in dieser Arbeit relevanten Dämpfergeschwindigkeitsbereich in Abbildung 2.4 dargestellt. Durch unterschiedliche Dämpferströme ist die Dämpfungskraft bei einer bestimmten Dämpfergeschwindigkeit in einem weiten Bereich variierbar. Je größer der Dämpferstrom im Bereich zwischen $I_D=650$ mA (weich) und $I_D=2000$ mA (hart) gewählt wird, desto größer wird die Dämpfung. Bei einem Ausfall der Spannungsversorgung ist im stromlosen Zustand eine Fail-Safe-Dämpferkennlinie mittlerer Dämpfung realisiert.

¹¹⁹ Quelle Bildmaterial: ZF Sachs AG

¹²⁰ Causemann (2001): Kraftfahrzeugstoßdämpfer

¹²¹ Heißing / Ersoy (2007): Fahrwerkhandbuch, S.266ff, 528ff

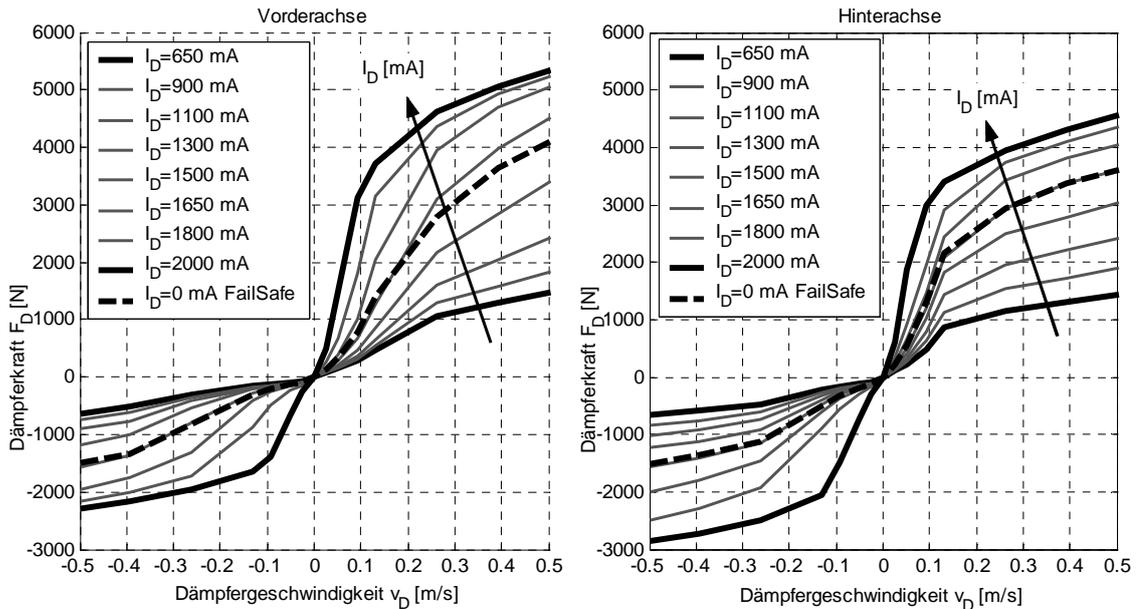


Abbildung 2.4: Stationäre Dämpferkennfelder des Versuchsfahrzeugs BMW X5 (E70) für Vorder- und Hinterachse im relevanten Dämpfergeschwindigkeitsbereich¹²²

Bei gegebenem Dämpferstrom besteht zwischen Zug- und Druckstufe eine asymmetrische Dämpfercharakteristik (vgl. Abbildung 2.4). Die Druckstufe ist bei gleicher Dämpfergeschwindigkeit und gleichem Dämpferstrom geringer als die Zugstufe gedämpft. Dies erlaubt bei Fahrbahnunebenheiten ein leichtes Einfedern des Rades (Druckstufe) und folglich geringe Aufbauvertikalbeschleunigung. Ein großer Teil der Dämpfungsarbeit findet in der Zugstufe statt. Aufgrund der gegenüber der Aufbaumasse deutlich geringeren reifengefederten Masse, sind die auf den Fahrzeugaufbau wirkenden Dämpfungskräfte, Aufbaubeschleunigungen und folglich Komfortbeeinträchtigungen geringer. Das Verhältnis der Dämpfungskraft zwischen Zugstufe ($F_{D,Z}$) und Druckstufe ($F_{D,D}$) bei einer bestimmten Dämpfergeschwindigkeit wird als Spreizung $\sigma_{Z,D}$ bezeichnet.

$$\sigma_{Z,D} = \frac{F_{D,Z}(v_D, I_D)}{F_{D,D}(v_D, I_D)} \quad (2.9)$$

Neben der Spreizung zwischen Zug- und Druckstufe ist bei elektrisch verstellbaren Dämpfern auch innerhalb der Zug- oder Druckstufe aufgrund unterschiedlicher Dämpferströme eine Spreizung sinnvoll definiert.

$$\sigma_{I_D} = \left. \frac{F_D(I_D)}{F_D(I_D)} \right|_{v_D = \text{konst.}} \quad (2.10)$$

Im BMW X5 (Serienfahrzeug) ist die semiaktive Dämpferregelung in das BMW Vehicle Dynamics Management (VDM) integriert. Für dieses Forschungsprojekts ist zum Test unterschiedlicher Dämpferregelstrategien neben der Seriendämpfung auch eine radindi-

¹²² In dieser Arbeit stehen die Einheiten der in Diagrammen dargestellten physikalischen Größen konsequent in eckigen Klammern.

viduelle direkte Soll-Dämpferstromvorgabe $I_{D,soll}$ (privater CAN mit 2 ms Aktualisierung) realisiert worden. Diese wird von einem Serienstromregler semiaktiver Dämpfungssysteme gestellt ($I_{D,ist}$). Ein radindividueller Strategiewechsel zwischen Serierendämpfung und prototypischen Dämpfungsvarianten ist so realisiert worden, dass das VDM keine Fehlermeldung erhält. Die Dynamik der Dämpferumschaltung im Betrieb ist von einigen Faktoren abhängig: So gehen in die Übertragungskette „Solldämpferstromänderung – Dämpferkraftänderung“ die Dynamik des CAN-Bus, des Stromreglers und vor allem die Dynamik des elektromechanisch verstellbaren Dämpfers ein. Der Dämpferkraftaufbau ist wiederum abhängig von der Dynamik des Proportionalventils, Öl-, Lager- und Rohrelastizitäten, der Umschaltrichtung (hart-weich, weich-hart) und u.a. von der Druck- oder Zugstufe. Auf das Dämpferumschaltverhalten wird in Kapitel 5 eingegangen.

2.1.4 Ermittlung fahrdynamischer Größen

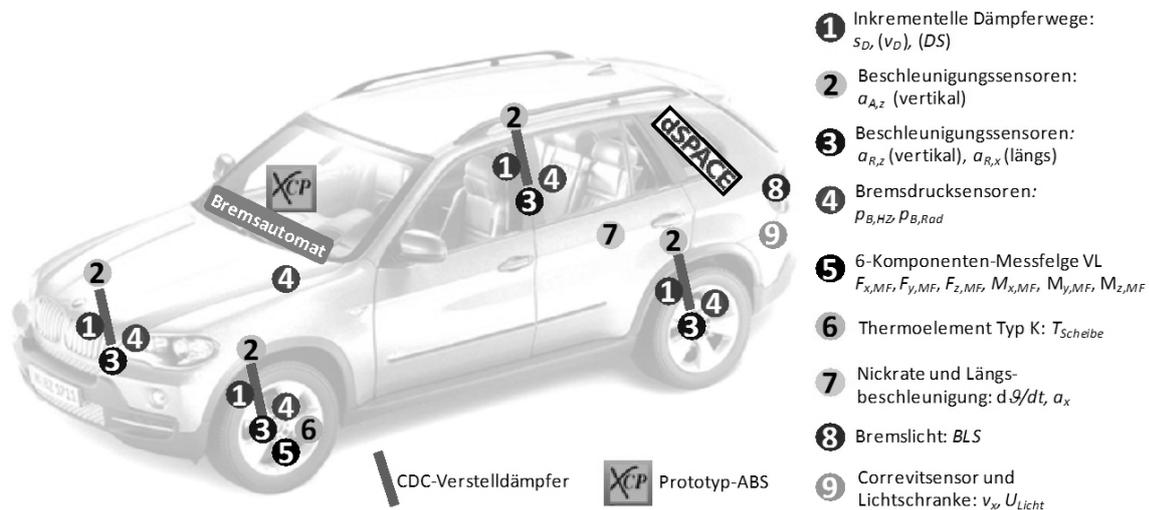


Abbildung 2.5: Positionen mess- und regelungstechnischer Komponenten im Versuchsfahrzeug

Die benötigte Messtechnik zur Analyse von ABS-geregelten Bremsvorgängen mit unterschiedlichen Dämpfereinstellungen leitet sich aus dem Geradeausbremsvorgang ab. Abbildung 2.5 stellt die verwendete Zusatzsensorik und die Messorte dar, die Spezifikationen der Sensorik sind Tabelle 9.3 (Anhang 9.1) zu entnehmen. Die Datenerfassung und Berechnung von Soll-Dämpferströmen und Zusatzbremsmomenten ΔM_B im Rahmen prototypischer Regelstrategien erfolgt durch eine dSpace-Autobox mit einer Abtastrate von $f_{abtast}=2$ kHz. Diese ist über einen privaten Mess-CAN (Sendeintervall 2 ms) mit dem Dämpferstromregler und über den serienmäßigen Fahrwerk-CAN (Sendeintervall 10 ms) mit dem ESP-Anbausteuergerät verbunden. ESP-interne Größen werden durch die XCP-Box erfasst. Die Datensynchronisation zwischen beiden Messsystemen erfolgt anhand des in beiden Systemen verfügbaren Hauptbremszylinderdrucks.

6-Komponenten Messfelge

Zur Erfassung der am Rad angreifenden Kräfte und Momente wird eine 6-Komponenten Messfelge der Firma Kistler am linken Vorderrad eingesetzt. Aufgrund der Achslastverschiebung wirken bei ABS-geregelten Vollbremsungen auf trockener Fahrbahn beim BMW X5 an der Vorderachse ca. 70% der Gesamtbremskräfte¹²³, so dass die Kraftschlussausnutzung der Vorderachse, und damit die Ermittlung der Bremskräfte und Radlasten, hier von besonderer Bedeutung sind. An der Hinterachse war das Messsystem bauraumbedingt nicht einsetzbar. Die Messfelge (MF) misst anhand von Piezosensoren die Kräfte und Momente zwischen der Felge und der Radnabe. Die fahrdynamisch relevanten Kräfte greifen allerdings im Reifenlatsch an. Zwischen Reifenlatsch und Messort der Messfelge befindet sich der Reifen als Übertragungsstrecke. Die von der Messfelge ermittelten Kräfte spiegeln also nur unter Vernachlässigung des Reifenübertragungsverhaltens und damit unter Annahme einer starren Verbindung zwischen Radnabe und Reifenlatsch die Latschkräfte wider. Die Identifikation der frequenzabhängigen Übertragungsstrecke zwischen vertikaler Reifenlatschkraft und der Radlast der Messfelge erfolgte anhand von Prüfstandsversuchen mit Fußpunktanregung auf einer Vierstempelanlage im Frequenzbereich bis 30 Hz. Die vertikalen Aufbaueigenfrequenzen (ca. 1-2 Hz) und Radträgereigenfrequenzen (10-20 Hz) sind darin enthalten. Der Reifen wird in diesem Frequenzbereich üblicherweise als lineare Feder betrachtet¹²⁴, globale Reifeneigenfrequenzen (Grundschwingung) sind erst ab ca. 40 Hz zu erwarten¹²⁵.

Abbildung 2.6 stellt die frequenzabhängige Übereinstimmung zwischen der durch die Stempelkraft ermittelte Latschkraft (Radlast) und der vertikalen Messfelgenkraft (Radnabe) anhand des Amplituden- und Phasengangs für verschiedene Dämpfereinstellungen dar. Zielwerte sind ein Amplitudenverhältnis von eins und Phasendifferenz von null über den gesamten Frequenzbereich. Auffällig und unerwartet ist die Abhängigkeit des Übertragungsverhaltens von der Dämpfereinstellung. Dies ist auch von Evers / Reichel¹²⁶ und Niemz¹²⁷ mit anderen Fahrzeugen beobachtet worden, waren aber nicht erklärbar. Mit der Dämpfereinstellung ändern sich Radlastamplitude und Reifeineinfederung. Möglicherweise sind hier Nichtlinearitäten der vertikalen Übertragungsstrecke des Reifens ein Einflussfaktor, ein Nachweis dieser Hypothese ist jedoch in dieser Arbeit nicht geführt worden.

¹²³ siehe Abschnitt 2.4.2

¹²⁴ Michelin Reifenwerke KGaA (2005): Der Reifen S. 44ff

¹²⁵ Zegelaar (1997): The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses, S. 195ff

¹²⁶ Evers / Reichel (2002): RoaDyn, S.14f

¹²⁷ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.45f

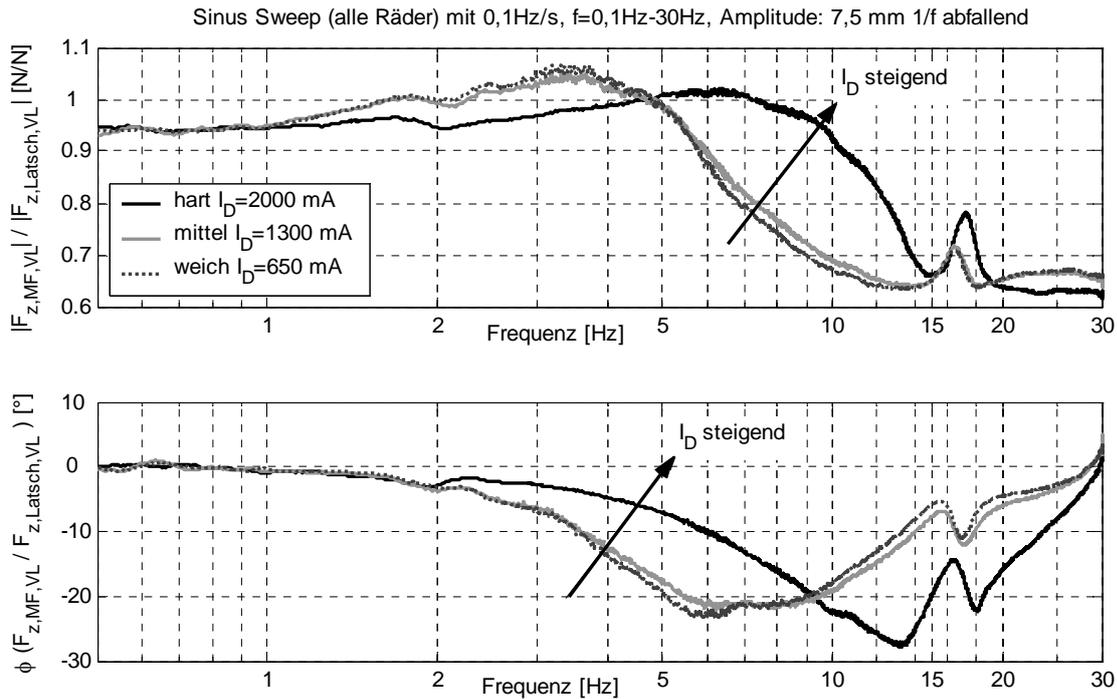


Abbildung 2.6: Übertragungsfunktion zwischen Radlast der Messfelge (Radnabe) und vertikaler Latschkraft (Stempelkraft) abhängig von verschiedenen passiven Dämpfereinstellungen

Die Messfelge repräsentiert die im Latsch wirkende Radlast im Bereich der Aufbau-eigenfrequenzen (0,5 Hz bis 2 Hz) näherungsweise phasenneutral und mit einer Übereinstimmung zur Stempelkraft der Vierstempelanlage von $\pm 6\%$ (Abbildung 2.6). Ein fehlerhafter Verstärkungsfaktor der gemessenen Stempelkraft der Vierstempelanlage in dieser Größenordnung kann nicht ausgeschlossen werden, was bei gleichzeitig korrekter Kalibrierung der Messfelge durch die Firma Kistler die unerwartete Abweichung des Amplitudenverhältnisses bei Frequenzen unterhalb von 1 Hz erklären könnte. Für die Analyse von Radlaständerungen im Bereich der Radträgereigenfrequenzen zwischen 10 Hz und 20 Hz zeigt sich, dass nur ca. 60%-80% der Radlastamplitude bei gleichzeitiger Phasenabweichung von bis zu ca. 30° erfasst wird. Damit ist die Messfelge zur Interpretation von Radlastschwankungen in diesem Frequenzbereich ungeeignet. Das Übertragungsverhalten für longitudinal wirkende Kräfte ist nicht ermittelt worden. Es ist jedoch davon auszugehen, dass höherfrequente Bremskraftschwankungen auch hier von der Messfelge ungenau erfasst werden. Allerdings sind neben Messfelgen keine anderen praktikablen Messmethoden bekannt, die im Rahmen von ABS-geregelten Bremsversuchen zur genaueren Radlast und Bremskraftbestimmung eingesetzt werden könnten. Messverfahren direkt im Reifenlatsch, wie durch den Darmstädter Reifensensor,¹²⁸ sind anzustreben, allerdings als robustes Untersuchungswerkezeug für die kontinuierliche Längs- und Vertikalkraftermittlung über den Abrollumfang bislang nach dem Kenntnisstand des Autors nicht ausgereift. Hierzu wäre eine Vielzahl an Sensoren im Reifen zu implementieren.

Kerbfilter für ausgewählte Messgrößen

ABS-geregelte Bremsversuche mit dem Versuchsfahrzeug zeigen, dass das Hydrauliksystem der Bremsanlage eine schwach gedämpfte Eigenfrequenz von ca. 95 Hz bis 105 Hz, je nach Betriebsbedingungen, aufweist. Durch sprungartige Bremsdruckänderungen, infolge der ABS-Regelung, schwingt das Hydrauliksystem mit dieser Eigenfrequenz aus und bewirkt Bremsmomentschwankungen und daraus folgende Radträger-schwingungen mit gleicher Frequenz. Die daraus entstehenden Beschleunigungsamplituden am Radträger und Fahrzeugaufbau übersteigen den Nutzsignalbereich um ca. Faktor 2 bis 5, so dass zur Unterdrückung dieser als Störung interpretierten Schwingung eine Kerbfilterung mindestens für alle an einer Regelung beteiligten Größen mit einer Eckfrequenz von $f_{Kerb}=100$ Hz notwendig ist. Das Kerbfilter wird durch eine gleitende Mittelwertbildung über 10 ms mit einer daraus folgenden konstanten Gruppenlaufzeit von $\tau_{Kerb}=5$ ms realisiert. Folgende Größen werden mit dem Kerbfilter kausal während des Bremsversuchs oder akausal bei der Versuchsauswertung gefiltert.

- vertikale Radträgerbeschleunigung $a_{R,z}$ (kausal)
- longitudinale Radträgerbeschleunigung $a_{R,x}$ (kausal)
- vertikale Aufbaubeschleunigung $a_{A,z}$ (kausal)
- Haupt- und Radbremszylinderdrücke $p_{B,HZ}, p_{B,R}$ (akausal)

Dämpfergeschwindigkeit v_D , Zug- und Druckstufenerkennung DS

Zur Ermittlung von Geschwindigkeiten kommen mehrere physikalische Prinzipien in Betracht, u.a. elektromagnetische Induktion. Eine direkte Messung der Dämpfergeschwindigkeit durch geeignete Sensoren ist aufgrund von Bauraumbedingungen nicht realisiert worden. Die Dämpfergeschwindigkeit wird stattdessen wie bei Serienfahrzeugen mit semiaktiver Dämpferregelung indirekt ermittelt. Dies ist prinzipiell auf zwei Wegen möglich, die in einer Serien-Dämpferregelung auch Verwendung finden: Aus der zeitlichen Integration der vertikalen Radträger- und Aufbaubeschleunigungsdifferenz unter Berücksichtigung von ggf. vorhandenen Übersetzungsverhältnissen,

$$v_D = \int (a_A - a_R) dt \quad (2.11)$$

oder aus der zeitlichen Ableitung des Federwegs s_F bzw. Dämpferwegs s_D .

$$v_D = \frac{ds_D}{dt} \quad (2.12)$$

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Dämpfergeschwindigkeit nach Gleichung (2.12) aus den mit inkrementellen Wegsensoren gemessenen Dämpferwegen s_D und dem bereits beschrieben kausalen Kerbfilter ermittelt. Die Filterung findet vor der Differenzierung zur Glättung des treppenförmigen inkrementellen Signals statt. Über das Vorzei-

¹²⁸ z.B. Bachmann (1998): Wechselwirkungen im Prozeß der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn

chen der Dämpfergeschwindigkeit ist die Zug- ($v_D > 0$) und Druckstufe ($v_D < 0$) des Dämpfers definiert. Mit den verwendeten inkrementellen Wegseilsensoren erfolgt die Zug- und Druckstufenerkennung DS (DamperStage) durch eine Flankenauswertung des Signals: Bei positiver Flanke des Dämpferwegsignals befindet sich der Dämpfer in der Zug-, bei negativer in der Druckstufe. Dies ist mathematisch gleichzusetzen mit:

$$DS = \text{sign}(v_D) \quad (2.13)$$

Schätzung der radindividuellen Radlastanteile F_z , $F_{z,VAHA}$, $F_{z,dyn}$

Derzeitige serienmäßige Bremschlupfregelsysteme schätzen die Radlast, die in Verbindung mit dem maximalen Reibwert die Längs- und Seitenkräfte limitiert, anhand der statischen Radlast $F_{z,stat}$ und der von den horizontalen Aufbaubeschleunigungen abhängigen Achslastverschiebung. Dynamische Radlaständerungen $F_{z,dyn}$ infolge Fahrbahnanregung und Aufbaubewegungen (Nicken, Heben, Wanken) werden derzeit nicht berücksichtigt. Diese Radlastanteile sind allerdings mit der serienmäßig verfügbaren Sensorik semiaktiver Dämpfungssysteme schätzbar und aufgrund vorhandener Dämpfergeschwindigkeiten mit semiaktiven Dämpfern beeinflussbar. Zur dynamischen Radlastschätzung sind mehrere Verfahren je nach verfügbarer Sensorik bekannt^{129,130}. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt die Radlastschätzung analog zur Radlastschätzung des ESP, allerdings ergänzt durch den dynamischen Radlastanteil $F_{z,dyn}$, der über das „Erweiterte Aachener Verfahren“¹³¹ ermittelt wird. Dies erlaubt die einfache Ergänzung der Radlastberechnung im ESP um den bislang unbekannt dynamischen Radlastanteil $F_{z,dyn}$, der um die Nulllage schwankt. Bei einem Signalausfall wäre die Radlastberechnung im ESP wie zuvor. Die im Rahmen dieser Arbeit realisierte radindividuelle Radlastschätzung setzt sich unter Annahme von Symmetrie bzgl. der Fahrzeuglängsachse aus folgenden Anteilen zusammen:

$$F_{z,ges,i} = F_{z,stat,i} \pm F_{z,VAHA} + F_{z,dyn,i}$$

$$F_{z,ges,i} = \underbrace{\frac{1}{2} m_F \cdot g \cdot \left(1 - \frac{l_{i,SP}}{l}\right) \pm \frac{1}{2} m_F \cdot a_x \cdot \frac{h_{SP}}{l}}_{\text{Information im ESP vorhanden}} + F_{z,dyn,i} \quad (2.14)$$

Die Werte für die statischen Radlasten $F_{z,stat,i}$, der aus ihnen resultierenden Gesamtmasse des Fahrzeugs m_F , Schwerpunkthöhe h_{SP} und Radstand l bzw. Abstand des Rades i zum Schwerpunkt $l_{i,SP}$ sind Tabelle 9.2 (Anhang 9.1) zu entnehmen. Die dynamischen Radlastanteile $F_{z,dyn,i}$ berechnet sich aus einem Einspur-Koppelmassenmodell (Abbildung 2.7) anhand gemessener Dombeschleunigungen a_A und Radträgerbeschleunigungen a_R .

¹²⁹ Winner (2005): Skriptum der Vorlesung KFZ II, Kap. 3.1.6

¹³⁰ Fröhlich (2008): Ein robuster Zustandsbeobachter für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem

¹³¹ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S. 47ff

$$\begin{aligned} F_{z,dyn,v} &= m_{R,v} \cdot a_{R,v} + m_{A,v} \cdot a_{A,v} + m_K \cdot a_{A,h} \\ F_{z,dyn,h} &= m_{R,h} \cdot a_{R,h} + m_{A,h} \cdot a_{A,h} + m_K \cdot a_{A,v} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Die drei Aufbaumassenteile des Koppelmassenmodells folgen physikalisch aus den Bedingungen¹³², dass die Gesamtmasse konstant, die Schwerpunktslage erhalten und das Aufbauträgheitsmoment bei der Einführung von Punktmassen erhalten bleiben.

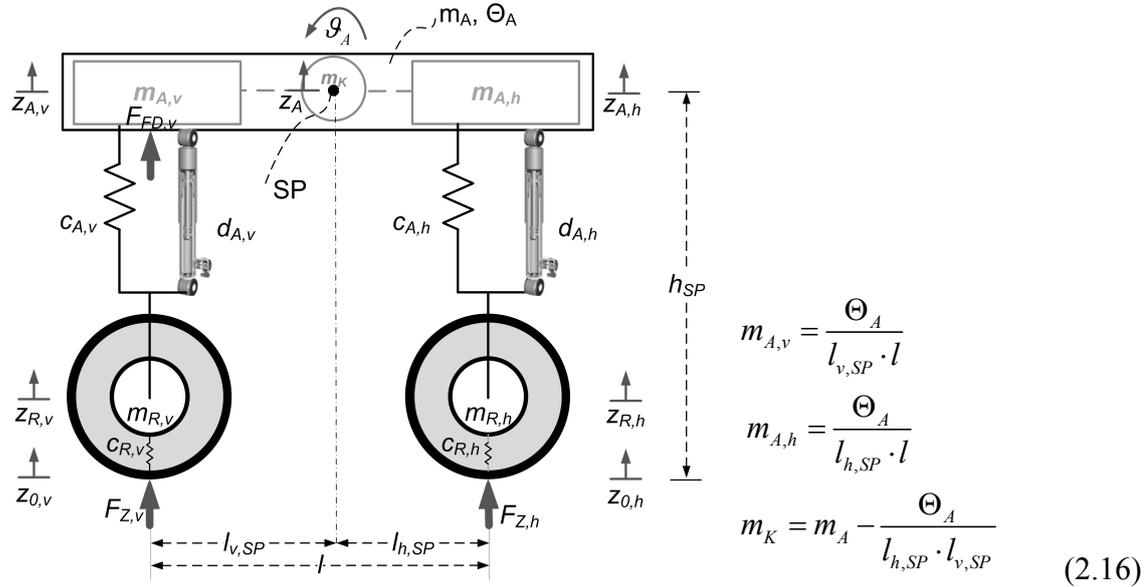


Abbildung 2.7: Vertikaldynamisches Koppelmassenmodell eines Fahrzeugs

Die in Gleichung (2.15) angegebenen reifengefederten Massen m_R , anteiligen Aufbaumassen m_A und die virtuelle Koppelmasse m_K ¹³³ sind als physikalisch basierende Abstimmungsparameter zu interpretieren. Die Parameter resultieren aus Prüfstandsversuchen auf einer Vierstempelanlage und aus Fahrversuchen und sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst.

Tabelle 2.1: Parameter für die Schätzung der dynamischen Radlast mit dem „Erweiterten Aachener Verfahren“, ermittelt aus Prüfstands- und Fahrversuchen

vorne (v)	$m_{R,v}=78$ kg	$m_{A,v}=514$ kg	$m_K=-10$ kg
hinten (h)	$m_{R,h}=65,5$ kg	$m_{A,h}=550$ kg	

Das so parametrisierte Radlastschätzverfahren stellt eine Grundlage für weitere Signalverarbeitungsschritte dar. Je nach Regelkonzept ist eine zielorientierte Filterung notwendig, die den Verlauf der nach Gleichung (2.15) geschätzten dynamischen Radlast

¹³² siehe auch Mitschke / Wallentowitz (2004): Dynamik der Kraftfahrzeuge, S.255f

¹³³ Die Koppelmasse ist eine virtuelle Masse und auch für negative Werte definiert. In diesem Fall ist gegenüber einer positiven Koppelmasse bei gleicher Schwerpunktsposition das Trägheitsmoment gegenüber der Aufbaumasse deutlich größer. Eine positive Beschleunigung des vorderen Aufbaumassenteils führt dann aufgrund der großen Trägheit zu einer ebenfalls positiven Beschleunigung des hinteren Aufbaumassenteils.

beeinflusst. Die Genauigkeit des Radlastschätzverfahrens wird daher an den relevanten Stellen der Arbeit diskutiert (vgl. Kapitel 4.2.3).

Bremsschlupf λ_B

Für die Interpretation der Versuchsdaten steht der direkt im ESP-Steuergerät berechnete Bremsschlupf zur Verfügung. Zur Verwirklichung von Regelkonzepten erfolgt während der Bremsversuche eine kontinuierliche Schlupfberechnung durch die vom ESP-Steuergerät gesendete Radumfangsgeschwindigkeit $v_{R,ESP}$ und Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{x,ESP}$.

$$\lambda_B = 1 - \frac{v_{R,ESP}}{v_{x,ESP}} \quad (2.17)$$

Aufgrund des CAN-Busses liegt gegenüber dem Schlupf im ESP-Steuergerät eine mittlere Zeitverschiebung von 10 ms vor. Eine zusätzliche Filterung findet nicht statt.

Radumfangsbeschleunigung $d/dt (v_{R,ESP})$

Für die Auswertung von Fahrversuchen wird die direkt durch die ESP-Messtechnik gespeicherte Radumfangsgeschwindigkeit numerisch abgeleitet. Die für Regelstrategien benötigte Radumfangsbeschleunigung folgt aus der zeitliche Ableitung der Radumfangsgeschwindigkeit $v_{R,ESP}$, die vom ESP-Steuergerät über den Fahrwerk-CAN an die dSpace-Autobox nicht deterministisch ungefähr alle 10 ms übertragen wird. Aufgrund der vielfach höheren Abtastrate der Autobox von $f_{abtast}=2$ kHz findet zwangsläufig eine Überabtastung statt. Aufgrund der nichtdeterministischen Signalaktualisierung folgt eine für Regelstrategien sinnvoll zu verwendende Radumfangsbeschleunigung aus der Differenz zweier sich ändernder Werte der Radumfangsgeschwindigkeit $v_{R,ESP}$ dividiert durch die vergangene Zeit zwischen der Aktualisierung (i) des Signals.

$$\dot{v}_R(t_i) = \frac{v_{R,ESP}(i) - v_{R,ESP}(i-1)}{t(i) - t(i-1)} \quad (2.18)$$

Eine Aktualisierung (i) der Radumfangsgeschwindigkeit kennzeichnet sich durch eine Änderung des Signalwerts verschieden von Null. Anhand dieser beiden Werte ist der über die Aktualisierungsdauer, realisiert über eine Zählerschleife, gemittelte Gradient des Signals bestimmbar. Damit entsteht durchschnittlich ein Zeitverzug von weiteren $\Delta t=5$ ms.

Fahrzeuggeschwindigkeit v_x

Die Fahrzeuggeschwindigkeit innerhalb des ESP/ABS wird ausgehend von der Anfangsgeschwindigkeit anhand der Verzögerung zum Bremsbeginn und im weiteren Verlauf des Bremsvorgangs durch Anpassungsphasen geschätzt. Zur Interpretation der Versuchsdaten, aber auch zur Ermittlung der kinetischen Fahrzeugenergie und zur

Bremswegbestimmung, wird eine präzise Fahrzeuggeschwindigkeit benötigt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit v_x wird berührungslos mit einem optischen Correvitsensor ermittelt, der am Fahrzeugheck montiert ist. Die Kalibrierung dieses Sensors findet bei jeder einzelnen Bremsung statt, indem das Integral der durch den Sensor gemessenen Geschwindigkeit v_x zwischen zwei Lichtschrankenreflektoren LS im Zeitbereich bestimmt und anhand des bekannten Reflektorabstands angeglichen wird. Es ergeben sich der Korrekturfaktor k_{LS} und das korrigierte Geschwindigkeitssignal $v_{x,korr}$

$$k_{LS}(i+1) = \frac{x(LS_{i+1}) - x(LS_i)}{\int_{t(LS_i)}^{t(LS_{i+1})} v_x dt} \quad \text{mit } i \geq 0 \quad (2.19)$$

$$v_{x,korr} = k_{LS} \cdot v_x$$

Die Anfangsgeschwindigkeit $v_{x,0}$ wird zwischen den ersten beiden Lichtschranken LS_0 und LS_1 bei konstanter Geschwindigkeit durch Mittelwertbildung über eine Strecke von 10 m ermittelt (vgl. auch Abbildung 2.8, S.42).

$$v_{x,0} = \frac{1}{t(LS_1) - t(LS_0)} \cdot \int_{t(LS_0)}^{t(LS_1)} v_{x,korr} dt \quad (2.20)$$

Bremsweg d_B

Der Bremsweg nimmt aufgrund der im ersten Kapitel definierten Zielsetzung einen besonders hohen Stellenwert ein. Aus anderen Forschungsarbeiten, wie z.B. Niemz¹³⁴, sind Bremswegverkürzungen zwischen 1% und 2% bekannt, maximal werden ca. 10% erwartet, wie die Literaturrecherche zeigt. Dies fordert eine hohe Genauigkeit der Bremswegbestimmung. Die Ungenauigkeit muss wesentlich geringer als die minimal erwartete Bremswegverkürzung sein, also wesentlich geringer als 1%.

Um eine möglichst hohe Genauigkeit zu erreichen, wird der Bremsweg durch bekannte Reflektorabstände von $\Delta LS=3$ m (vgl. Abbildung 2.8, S.42) und der aus Gleichung (2.19) bekannten korrigierten Fahrzeuggeschwindigkeit v_x zwischen dem Bremsbeginn t_{BB} und Bremsende t_{BE} ermittelt.

$$d_B = \int_{t_{BB}}^{t_{BB}+t_{LS,i}} v_{x,korr} dt + \sum_{i=1}^N (N-1) \cdot \underbrace{(x(LS_{i+1}) - x(LS_i))}_{=3m} + \int_{t_{LS,N}}^{t_{LS,i}+t_{BE}} v_{x,korr} dt \quad (2.21)$$

Mit der folgenden Definition des Bremsbeginns und Bremsendes:

$$t_{BB} = \min(t(p_{B,HZ} > 1 \text{ bar}))$$

$$t_{BE} = \min(t(v_x \leq 3 \text{ km/h})) \quad (2.22)$$

¹³⁴ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers

Die gewählte Geschwindigkeitsschwelle für die Ermittlung des Bremsendes t_{BE} entspricht auch dem Ende der ABS-Regelung, da aufgrund der geringen Geschwindigkeiten keine zuverlässige Schlupfberechnung stattfindet. Sie wird hier zur Definition des Bremsendes herangezogen, da $v_x=3$ km/h noch robust mit dem Correvitsensor erfasst wird und die bis zum Stillstand zurückgelegte Strecke gegenüber dem ermittelten Bremsweg vernachlässigbar¹³⁵ ist.

Die Ungenauigkeit der Bremswegermittlung nach Gleichung (2.21) folgt aus der Ungenauigkeit der Reflektorabstände und dem korrigierten Geschwindigkeitssignal $v_{x,korr}$. Die einzelnen Lichtschrankenreflektoren werden mit einer Genauigkeit von ± 2 mm anhand eines auf der Fahrbahn fixierten Bandmaßes positioniert. Aufgrund der absoluten Position jedes Lichtschrankenreflektors auf den Nullpunkt des Bandmaßes kumulieren mögliche Positionierungsungenauigkeiten zwischen den Reflektoren nicht. Für den dominierenden mittleren Term in Gleichung (2.21) folgt daraus eine maximale Ungenauigkeit von ± 4 mm. Die Streckenanteile ab dem Bremsbeginn bis zum darauf folgenden Lichtschrankenreflektor und analog hierzu vom letzten Reflektor bis zum Bremsende ergeben maximal $2 \cdot 3 \text{ m} = 6 \text{ m}$. Anhand der nach Gleichung (2.19) ermittelten Korrekturfaktoren k_{LS} wird eine statistische Streuung von maximal $\pm 1,5\%$ (Standardabweichung $\sigma_{K,LS} = \pm 0,5\%$) ermittelt. Ohne Korrektur des Geschwindigkeitssignals nach Gleichung (2.19) ergäbe sich damit ein maximaler Fehler von ± 9 cm (bzw. bzgl. $\sigma_{K,LS} \pm 3$ cm) und somit bezogen auf den gesamten Bremsvorgang ein Maximalfehler von $\pm 9,4$ cm (bzw. $\pm 3,4$ cm). Bei einem Bremsweg von 40 m entspricht dies einem maximalen relativen Fehler von $\pm 0,24\%$ (bzw. bzgl. $\sigma_{K,LS} \pm 0,085\%$). Aufgrund der Korrektur des Geschwindigkeitssignals nach Gleichung (2.19) ist allerdings von einem deutlich geringeren Fehler in der Bremswegberechnung auszugehen, der maßgeblich nur noch durch fehlerhafte Positionierung der Lichtschrankenreflektoren von maximal ± 4 mm dominiert wird. Selbst der hier maximal ermittelte Fehler ist geringer als die erwartete geringste Bremswegverkürzung von 1%, so dass dieses Verfahren zur Bremswegbestimmung geeignet ist.

Korrigierter Bremsweg $d_{B,korr}$

Unterschiede in der Anfangsgeschwindigkeit $v_{x,0}$ wirken sich aufgrund des quadratischen Zusammenhangs mit der kinetischen Energie stark auf den Bremsweg aus. Eine Abweichung der Anfangsgeschwindigkeit von 0,5 km/h zum Sollwert – eine auch für eine Cruise Control (Tempomat) übliche Quantisierung – führt bei $v_{x,0,soll}=100$ km/h zu einer Bremswegänderung von 1%. Dieser Wert liegt im Bereich der erwarteten Bremswegverkürzung und muss daher korrigiert werden. Unter der Voraussetzung, dass eine Veränderung der Anfangsgeschwindigkeit $v_{x,0}$ sich nicht auf den Verzögerungsverlauf

¹³⁵ Unter der Annahme von $a=10\text{m/s}^2$ resultiert aus dem Energieerhaltungssatz eine bis zum Stillstand zurückgelegte Strecke von ca. 3,5 cm

der Bremsung auswirkt, resultiert aus der Energieerhaltung der korrigierte Bremsweg $d_{B,korr}$.

$$d_{B,korr} = d_B \cdot \left(\frac{v_{x,0,soll}}{v_{x,0}} \right)^2 \quad (2.23)$$

Hierbei wird die infolge der Änderung der Bremsdauer zurückgelegte zusätzliche Strecke am Ende der Bremsung vernachlässigt¹³⁶. Die im Rahmen dieser Arbeit diskutierten Bremswege folgen aus der korrigierten Geschwindigkeit nach Gleichung (2.19), der Bremswegberechnung nach Gleichung (2.21) und der Korrektur der Anfangsgeschwindigkeit nach Gleichung (2.23) ermittelt.

2.2 Versuchsmethodik zur Durchführung von Bremsversuchen

2.2.1 Versuchsvorbereitungen und -bedingungen

Ziel dieser Arbeit ist die Ermittlung von Bremswegverkürzungspotential mit verschiedenen Regelstrategien. Daraus ergibt sich die Anforderung an das Versuchsdesign, alle weiteren Einflüsse auf den Bremsweg zu kontrollieren und möglichst konstant zu halten. Der Reifeninnendruck wird vor jeder Versuchskampagne auf $p_i = 2,3$ bar eingestellt, zudem ist das Versuchsfahrzeug vollgetankt. Die Reibwerte der Bremsscheiben μ_B und Reifen μ sind temperaturabhängig, zudem führt ein Temperaturanstieg des Reifens auch zu einer Reifeninnendruckerhöhung und folglich zu einer Änderung des Reifenaufstandsfläche. Vor Beginn einer Versuchsreihe werden ABS-geregelte Aufwärbremungen durchgeführt, bis sich eine konstante Bremsscheibentemperatur einstellt. Die Zykluszeiten zwischen den einzelnen Bremsversuchen werden konstant gehalten – sie betragen ca. zwei bis drei Minuten zwischen den einzelnen Bremsungen. Dadurch bleiben die Bremsscheiben- und Reifentemperaturen zwischen den einzelnen Bremsungen vergleichbar. Nach Pausen wird das vorherige Temperaturniveau der Bremsscheibe durch erneute Aufwärbremungen wieder eingestellt. Weiterhin werden die Bremsversuche nicht an Tagen mit böigen oder konstant starken Windverhältnissen durchgeführt, da Wind über den Luftwiderstand des Fahrzeugs hier nicht ermittelbare Kräfte auf den Fahrzeugaufbau ausübt, die den Bremsweg beeinflussen. Die Fahrbahn muss weiterhin über den gesamten Versuchstag vollständig trocken sein. Der Fokus liegt auf Geradeausbremsungen auf trockener Fahrbahn. Auf einer Fahrbahn mit geringem Reibwert, z.B. auf einer nassen Fahrbahn, sind aufgrund der geringeren Verzögerung die Fahrzeugaufbaubewegungen (Nicken, Heben) deutlich geringer ausgeprägt. Damit sinkt der

¹³⁶ mit $a=10$ m/s², $v_{x,0,soll}=100$ km/h, $v_{x,0}=100,5$ km/h resultiert $\Delta s \approx 0,1$ cm

Einfluss der Vertikaldynamik auf die Längsdynamik des Fahrzeugs und z.B. die Bedeutung einer Dämpfereinstellung bzw.-regelung für den Bremsweg¹³⁷. Zudem steigt die Streuung der Bremswege aufgrund lokal größerer Reibwertunterschiede infolge unterschiedlich starker Nässe, was den statistischen Nachweis von Bremswegunterschieden erschwert.

2.2.2 Durchführung der Bremsversuche

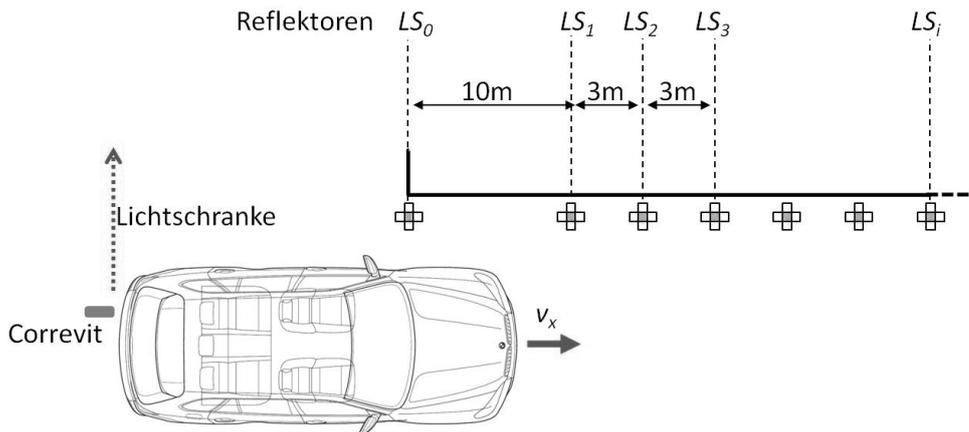


Abbildung 2.8: Versuchsaufbau für Bremsversuche zur Geschwindigkeitskalibrierung und Bremswegermittlung

Die Anfangsgeschwindigkeit $v_{x,0}$ wird bei der Anfahrt zur Bremsung über den Geschwindigkeitsregler des Fahrzeugs auf stets den gleichen Wert (Anzeige ± 1 km/h) eingestellt. Vor Passieren des ersten Lichtschrankenreflektors LS_0 (vgl. Abbildung 2.8) mit der am Fahrzeugheck montierten Lichtschranke liegt eine konstante, durch den Geschwindigkeitsregler eingestellte Fahrzeuggeschwindigkeit vor – die Anfangsgeschwindigkeit $v_{x,0}$. Die Versuche werden in der Getriebestellung „Drive (D)“ durchgeführt. Bei $v_{x,0}=100$ km/h ist vor Beginn der Bremsung der 6. Gang der Wandlerautomatik eingelegt. Passieren des Reflektors LS_0 startet die Messdatenaufzeichnung der Autobox, die Speicherung der ESP internen Daten erfolgt in einem Ringspeicher und läuft zu diesem Zeitpunkt bereits. Die Strecke zwischen LS_0 und LS_1 mit konstanter Anfangsgeschwindigkeit wird zur Kalibrierung des Geschwindigkeitssignals über diesen Bereich und, unter der Annahme $\lambda_B=0$, zur Ermittlung des dynamischen Reifenhaltmessers r_{dyn} verwendet. Die Detektion des Reflektors LS_1 aktiviert einen Bremsautomaten, der das Bremspedal über ein Bowdenzugsystem betätigt. Der Bremsautomat gewährleistet einen reproduzierbaren Bremsdruckaufbau bis zur ABS-Regelung (Standardabweichung $\sigma(100 \text{ bar} \leq p_{B,HZ} \leq 150 \text{ bar}) \leq 20 \text{ ms}$ ¹³⁸ vor der ABS-Regelung) und einen

¹³⁷ Reul et al. (2007): Bremswegverkürzung durch eine ABS-unabhängige Verstelldämpferregelung, S.10f

¹³⁸ Bei $v_x=100$ km/h werden innerhalb von 20 ms ca. 0,55 m zurückgelegt

für eine ABS-Bremung ausreichend hohen Hauptbremszylinderdruck, wie Abbildung 2.9 für $N=32$ ABS-geregelte Bremsversuche darstellt.

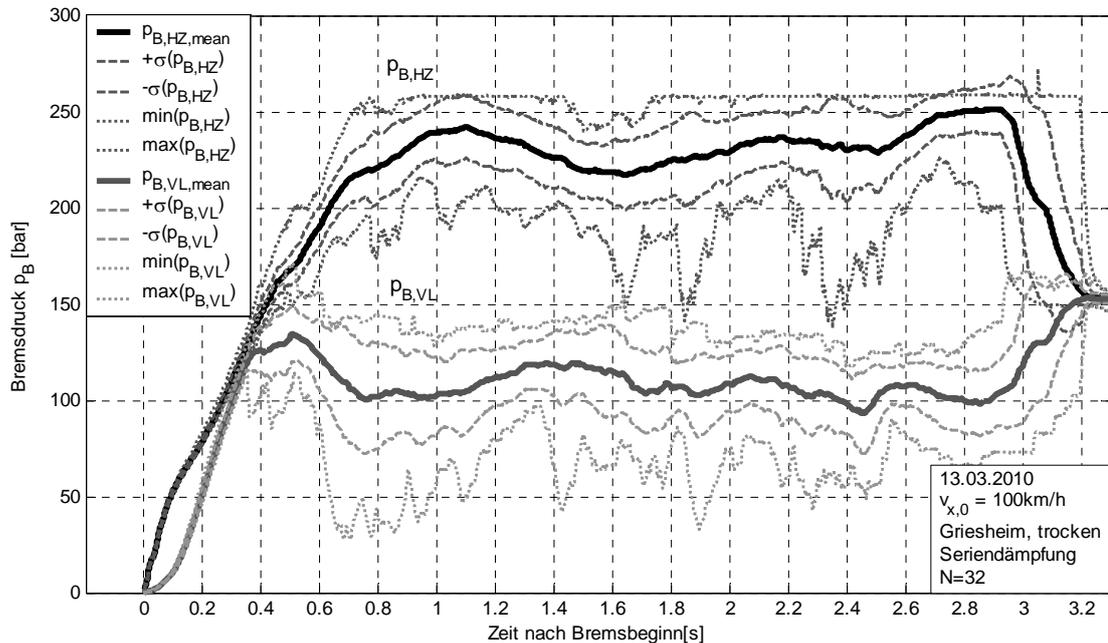


Abbildung 2.9: Bremsdruckaufbau durch die Verwendung eines Bremsautomaten

Durch die ABS-Bremungen findet Verschleiß am Reifen (Profilhöhe) und der Bremsanlage statt. Zudem ändern sich über den Versuchstag die Fahrbahn- und Lufttemperaturen. Diese relativ langsam stattfindenden Änderungen werden durch eine rollierende Versuchsdurchführung berücksichtigt. Bei beispielsweise vier zu testenden Regelstrategien wird nacheinander mit den vier Varianten jeweils eine ABS-Bremung durchgeführt, bevor erneut mit der ersten Strategie in Fahrtrichtung $\Delta LS=3$ m versetzt von vorne begonnen wird. Daraus folgt ein Tupel (z.B. hier ein 4-Tupel), das aus den zu testenden Regelstrategien besteht. Langsame Änderungen, wie bspw. Reifenverschleiß, wirken sich damit gleichmäßig auf die Bremswegkollektive aus. Dies gewährleistet die Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Regelstrategien untereinander. Die ABS-Bremungen finden auf einer repräsentativen Fahrbahn mit einem, zu einer typischen deutschen Autobahn äquivalentem, Fahrbahnanregungsprofil statt¹³⁹. In einem doppellogarithmischen Maßstab sinkt das Höhenprofil der Fahrbahn mit steigender Wegkreisfrequenz näherungsweise linear ab. Damit die erzielten Bremswege nicht von lokalen Fahrbahnbesonderheiten, wie z.B. einer kurzweiligen Bodenunebenheit, sondern von einem repräsentativen Fahrbahnprofil abhängen, erfolgt mit der rollierenden Versuchsdurchführung auch die Verschiebung des Bremsbeginns um jeweils 3 m in Fahrtrichtung.

¹³⁹ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.55ff

2.2.3 Versuchswiederholungen und statistische Auswertung

Die Anzahl der Versuchswiederholungen zum statistisch belastbaren Nachweis eines Mittelwertunterschieds ($\bar{x} - \bar{y}$) der Stichproben wird anhand der Gleichungen eines t-Tests¹⁴⁰ mit den Standardabweichungen σ_x und σ_y abgeschätzt. Grundlage für einen t-Test ist die Annahme normalverteilter Stichproben. Bei gleich großen Stichproben N zweier Verteilungen (Zweistichproben-Test), vereinfacht sich die Berechnung der Prüfgröße t :

$$t = \frac{\bar{x} - \bar{y}}{\sqrt{\frac{1}{N}(\sigma_x^2 + \sigma_y^2)}} \begin{cases} > t_{krit} \left(1 - \frac{\alpha}{2}, (2N - 2) \right) \text{ beidseitig} \\ > t_{krit} (1 - \alpha, (2N - 2)) \text{ einseitig} \end{cases} \quad (2.24)$$

Für den Fall $t > t_{krit}$ wird die Nullhypothese gleicher Mittelwerte (beidseitiger Test) auf dem Signifikanzniveau α abgelehnt. In diesem Fall wird die Annahme eines statistisch signifikanten Mittelwertunterschieds (Alternativhypothese) auf dem definierten Signifikanzniveau α als bewährt angesehen. Bei einem einseitigen Test wird die Nullhypothese eines größeren oder gleichen Mittelwerts ($\mu_x \geq \mu_y$) bzw. eines kleineren oder gleichen Mittelwerts ($\mu_x \leq \mu_y$) überprüft. Ein- und beidseitiger Test unterscheiden sich nur in der Aufteilung des Signifikanzniveaus. Beim zweiseitigen Test wird auf einen Mittelwertunterschied nach beiden Seiten der Verteilung hin getestet, daher wird hier das gewählte Signifikanzniveau α auf beide Seiten gleichmäßig aufgeteilt. Dies entspricht einem einseitigen Test mit dem halben Signifikanzniveau $\alpha/2$.

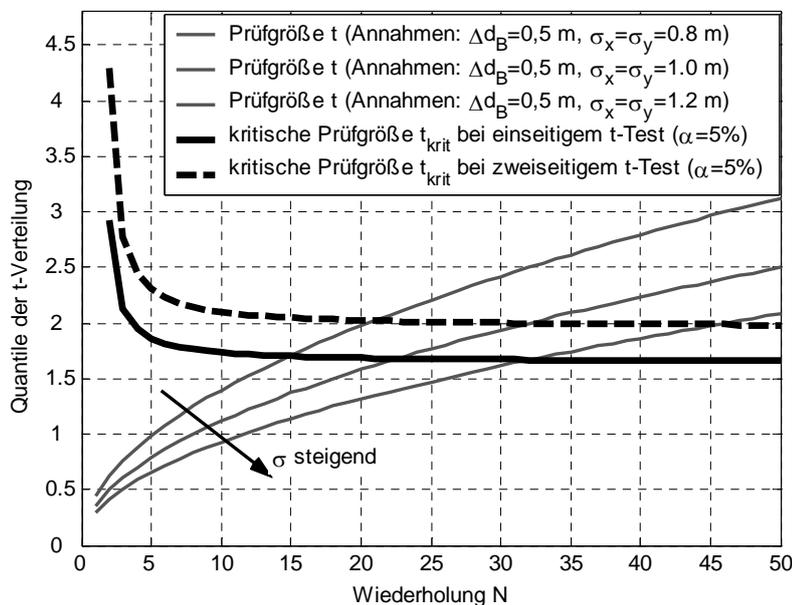


Abbildung 2.10: Abschätzung der notwendigen Wiederholungen zum statistische signifikanten Nachweis ($\alpha=5\%$) von Bremswegverkürzungen

¹⁴⁰ Weber (1992): Einführung in die Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik für Ingenieure, S. 305ff

Abbildung 2.10 zeigt, dass unter den dort getroffenen, realistischen Annahmen (ca. 1,3% Bremswegverkürzung aus $v_{x,0}=100$ km/h, Streuung der Bremswegverteilung $\sigma_x=\sigma_y=1$ m) für einen erfolgreichen Nachweis einer vorhandenen Bremswegverkürzung mit einem einseitigen Test mindestens $N=22$ Wiederholungen notwendig sind. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Wiederholanzahl $N \geq 32$ angestrebt. Der einseitige Test ist bei dieser Arbeit von besonderer Bedeutung, da der Nachweis einer gerichteten Bremswegverkürzung angestrebt wird, und nicht nur der Nachweis der Ungleichheit (beidseitig).

Die im vorherigen Abschnitt 2.2.2 erläuterten langsamen Änderungen der Versuchsbedingungen und der Variation des Fahrbahnabschnitts lassen im Vergleich zu konstanten Versuchsbedingungen eine größere Gesamtvarianz der Bremswegverteilungen erwarten. Dies reduziert die statistische Trennschärfe zweier Verteilungsmittelwerte (vgl. Abbildung 2.10). Zur Kompensation von langsam oder systematisch veränderten Versuchsbedingungen (z.B. Variation des Fahrbahnabschnitts), die zur Erhöhung der Varianz beitragen, wird die Bremswegdifferenz der zu vergleichenden Regelstrategien jedes Tupels¹⁴¹ berechnet: Daraus folgt eine Verteilung der Bremswegdifferenzen $(x_i - y_i)$ für jeden Fahrbahnabschnitt i . Die Kompensation der langsam oder systematisch veränderten Versuchsbedingungen lässt von der jeweiligen Verteilung der Bremswegdifferenzen eine geringere Varianz erwarten. Anstelle eines Zweistichproben-t-Tests (s.o.) erfolgt mit einem Einstichproben-t-Test¹⁴² die Prüfung auf statistisch signifikant von Null verschiedene Bremswegdifferenz-Verteilungen:

$$t = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - y_i)}{\sqrt{\frac{1}{N} (\sigma_{(x_i - y_i)}^2)}} \begin{cases} > t_{krit} \left(1 - \frac{\alpha}{2}, (N-1) \right) & \text{beidseitig} \\ > t_{krit} (1 - \alpha, (N-1)) & \text{einseitig} \end{cases} \quad (2.25)$$

Die Prüfung auf statistisch signifikante Bremswegunterschiede erfolgt in dieser Arbeit nach Gleichung (2.25), sofern von normalverteilten Bremswegen auszugehen ist¹⁴³. Abhängig von der vorliegenden Verteilungsform werden parametrische oder nichtpara-

¹⁴¹ definiert durch die zeitlich unmittelbar nacheinander zu testenden Regelstrategien auf demselben Fahrbahnabschnitt

¹⁴² Toutenburg et al. (2008): Induktive Statistik, S.135

¹⁴³ Zusätzlich sind alle in dieser Arbeit diskutierten Bremswegverteilungen ebenfalls mit einem Zweistichproben-t-Test nach Gleichung (2.24) statistisch analysiert worden: Erwartungsgemäß werden im Vergleich zum Einstichproben-t-Test nach Gleichung (2.25), aufgrund größerer Varianzen, größere Irrtumswahrscheinlichkeiten bei allen Stichproben-Verteilungen ermittelt. Die aus dem Zweistichproben-t-Test folgenden Irrtumswahrscheinlichkeiten sind in allen Fällen immer noch so gering, dass die gleichen statistischen Schlussfolgerungen wie beim Einstichproben-t-Test gelten. Die aus den statistischen Tests folgenden Schlussfolgerungen werden durch die Testmethoden nicht beeinflusst. Die Ergebnisse des Einstichproben-t-Test werden aufgrund der Kompensation langsamer und methodischer Änderungen der Versuchsbedingungen als aussagekräftiger angesehen und an den jeweiligen Stellen dieser Arbeit diskutiert.

metrische Signifikanztests eingesetzt. Tabelle 2.1 gibt eine Übersicht der in dieser Arbeit verwendeten statistischen Tests.

Tabelle 2.2: Übersicht der in der Arbeit verwendeten statistischen Tests in Abhängigkeit der Verteilungsform

Nullhypothese	Normalverteilung nicht falsifiziert ($\alpha=5\%$)	Normalverteilung falsifiziert ($\alpha=5\%$)
Verteilung ist normalverteilt	Chi ² -Anpassungstest ¹⁴⁴	
Mittelwert (Lage) ist gleich	t-Test bzgl. der arithmetischen Mittelwerte mit unbekanntem und ggf. unterschiedlichen (bei Zweistichproben-Test) Varianzen ¹⁴⁵	Wilcoxon Rangsummentest ¹⁴⁶ bzgl. der Mediane
Streuung (Varianz) ist gleich	F-Test ¹⁴⁷	Ansari-Bradley-Test ¹⁴⁸

2.3 Vierstempelprüfstand

Für vertikaldynamische Untersuchungen, insbesondere zur Identifikation des Radlaständerungsverhaltens zu unterschiedlichen Dämpferumschaltbedingungen (Kapitel 5), stand der Vierstempelprüfstand der ZF Sachs AG in Schweinfurt zur Verfügung (Abbildung 2.11). Mit diesem Werkzeug sind hochreproduzierbare vertikaldynamische Versuche möglich, da das Anregungsprofil der Fußpunktanregung (Vorgabe des Stempelwegs $s_{Stempel}$) durch die Prüfstandssteuerung präzise vorgegeben und anhand der Stempelwege geregelt wird. Die vier Räder des Fahrzeugs sind auf den vier Stempeln lateral gefedert gelagert und auf den Stempeln nur in Längsrichtung durch an den Radumfang anpassbare Leisten kraftschlüssig gefesselt. Die Prüfstandssensorik liefert standardmäßig die radindividuellen vertikalen Stempelkräfte $F_{z,Stempel}$ und Stempelwege $s_{Stempel}$. Die Größen werden zusammen mit den fahrzeugspezifischen Messgrößen in der Autobox erfasst. Da die Kraftmessdosen der Stempel nicht genau zwischen Reifenauflandfläche und Stempeloberfläche montiert sind, messen diese bei einer vertikalen Stempelbeschleunigung zusätzlich zur Radlast noch die Trägheitskraft der über ihr montierten Masse. Diese mit $a_{Stempel}$ beschleunigten Stempelmassen $m_{Stempel}$ sind durch Messungen ohne Fahrzeug mit auf den Stempeln montierten Vertikalbeschleunigungs-

¹⁴⁴ Toutenburg et al. (2008): Induktive Statistik, S.166ff

¹⁴⁵ Weber (1992): Einführung in die Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik für Ingenieure, S. 305ff

¹⁴⁶ Toutenburg et al. (2008): Induktive Statistik, S.182ff

¹⁴⁷ Duller (2007): Einführung in die Statistik mit EXCEL und SPSS, S.139ff

¹⁴⁸ Duller (2008): Einführung in die nichtparametrische Statistik mit SAS und R, S.187ff

sensoren ermittelt worden. Die Stempelmassen und andere Prüfstandsdaten sind Tabelle 2.3 zu entnehmen.



Abbildung 2.11: Versuchsfahrzeug auf dem Vierstempelprüfstand der ZF Sachs AG

Tabelle 2.3: Daten des Vierstempelprüfstands

Eigenschaft	vorne links	vorne rechts	hinten links	hinten rechts
max. Stempelweg $s_{Stempel}$	±125 mm			
max. Stempelkraft $F_{z,Stempel}$	40 kN			
beschleunigte Stempelmasse $m_{Stempel}$	17,8 kg	17,8 kg	16,8 kg	16,3 kg

Die Latschkraft (Radlast) des Rades i ergibt sich aus Gleichung (2.26):

$$F_{z,Latsch,i} = F_{z,Stempel,i} - m_{Stempel,i} \cdot a_{Stempel,i} \quad (2.26)$$

Die Prüfstandsversuche finden stets mit vollgetanktem und wie im Bremsversuch beladenem Fahrzeug statt. Zwei mit Wasser gefüllte Dummies ersetzen Fahrer $m_{Fahrer}=68,4$ kg und Beifahrer $m_{Beifahrer}=65,2$ kg. Weiterhin ist die Stabilisatorverbindung zwischen dem jeweils linken und rechten Vorderrad für die Prüfstandsversuche durch Demontage der Koppelstangen aufgehoben worden, damit ohne laufenden Motor die gleichen Bedingungen wie im Fahrversuch vorhanden sind (entsperrter aktiver Stabilisator bei Geradeausbremsungen). Der Hinterachsstabilisator ist ohne laufenden Motor bereits entsperrt.

2.4 Simulationsmodelle

Die vorherigen Abschnitte stellen die experimentellen Untersuchungswerkzeuge und Versuchsmethodik dar. Experimentelle Ergebnisse besitzen eine große Aussagekraft, allerdings sind meist mehrere Wiederholungen des Versuchs notwendig, damit die Re-

produzierbarkeit des Ergebnisses statistisch nachweisbar wird. Zudem werden die Versuche zwangsläufig in Echtzeit durchgeführt, so dass je nach Untersuchung die Anzahl der Versuche durch die zur Verfügung stehende Zeit begrenzt ist. Simulationen haben im Gegensatz hierzu den Vorteil der vollständigen Reproduzierbarkeit und der Zeitraffung. Allerdings sind diese Vorteile nur nutzbar, wenn das reale physikalische Verhalten bekannt und durch mathematische Gleichungen und geeignete Parameter beschreibbar ist. Die Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit dem Experiment hängt neben in hohem Maße von der Parametrierung der Modelle ab.

Im Rahmen dieser Arbeit werden vertikaldynamische und längsdynamische Untersuchungen durchgeführt. Hierzu werden im Folgenden zwei Modelle vorgestellt, die aufgrund ihrer physikalischen Modellierung die physikalische Wirkungskette widerspiegeln. Die Simulation wird dabei als Untersuchungswerkzeug in folgenden Bereichen eingesetzt:

- Ermittlung physikalischer Zusammenhänge und Verständnisgenerierung
- Ausweitung der Parametervariation in der Simulation von im Umfang begrenzt durchführbaren experimentellen Untersuchungen
- Vorauslegung und Verifikation von Regelstrategien vor dem Test im Versuch

Die Ergebnisse in dieser Arbeit basieren niemals nur auf Simulationsbetrachtungen. Die Simulation unterstützt die Formulierung von Untersuchungshypothesen (Ergebniserwartung), Versuchsplanung und komplettiert ggf. im Umfang begrenzt durchführbare experimentelle Untersuchungen. Erkenntnisse und Schlussfolgerungen werden in dieser Arbeit allerdings immer anhand von experimentellen Ergebnissen gezogen.

2.4.1 Vertikaldynamikmodell

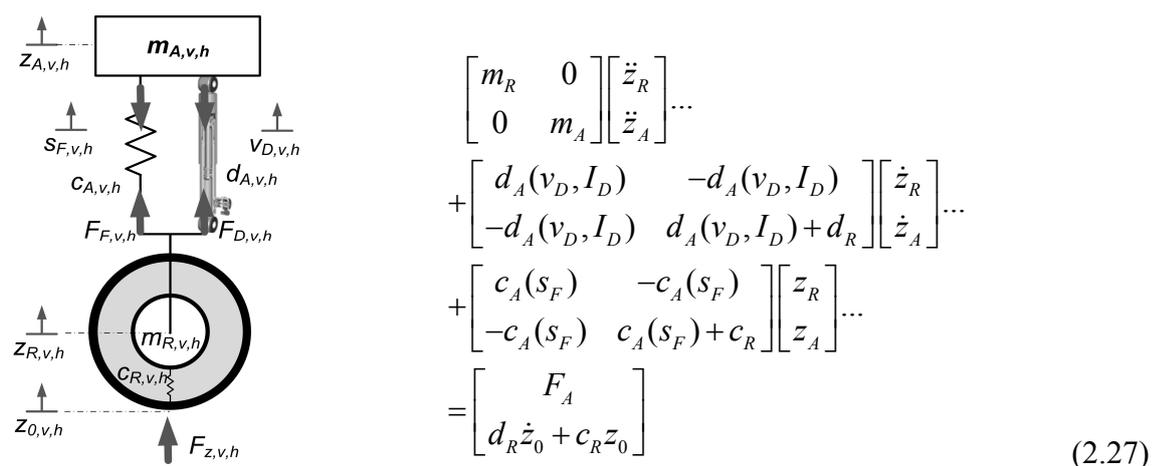


Abbildung 2.12: Aufbau und Gleichungssystem eines Viertelfahrzeugmodells

Zur Darstellung der vertikaldynamischen Fahrzeugschwingungen wird unter Vernachlässigung von längs- und querdynamischen Einflüssen in der Literatur häufig ein Zweimassenschwinger erfolgreich eingesetzt. Dieser Zweimassenschwinger repräsentiert

eine Fahrzeugecke bestehend aus Aufbaumasse, Aufbaufeder und -dämpfer, reifengefederter Masse und den Reifen mit Feder- und Dämpfungseigenschaften: Ein Viertelfahrzeugmodell. Das Viertelfahrzeugmodell wird durch Gleichungssystem (2.27) beschrieben. Dabei spiegelt F_A eine auf die Aufbaumasse m_A wirkende eingepreßte Vertikalkraft und z_0 eine vertikale Fußpunktanregung des Rades m_R wieder. F_A ist bei reinen vertikal-dynamischen Betrachtungen üblicherweise null ($F_A=0$). Die Aufbaufederung c_A und -dämpfung d_A sind nichtlinear und vom Federweg s_F , bzw. von der Dämpfergeschwindigkeit v_D und dem Dämpferstrom I_D abhängig. Dämpfer- und Federübersetzungsverhältnisse (siehe Tabelle 9.2, Anhang 9.1) sind berücksichtigt.

$$\begin{aligned} s_{F,v,h} &= i_{F,v,h} \cdot (z_{A,v,h} - z_{R,v,h}) \\ v_{D,v,h} &= i_{D,v,h} \cdot (\dot{z}_{A,v,h} - \dot{z}_{R,v,h}) \end{aligned} \quad (2.28)$$

Abbildung 2.13 und Abbildung 2.14 zeigen einen Vergleich der durch Fußpunktanregung resultierenden Vertikalbeschleunigungen des vorderen linken Aufbaus (Dom) und der Radlastschwankungen zwischen Versuchen auf dem Vierstempelprüfstand und Simulationsergebnissen mit dem nach Tabelle 9.4 (Anhang 9.2) parametrierten Viertelfahrzeugmodell. Das Viertelfahrzeugmodell mit der bzgl. der Prüfstandsversuche äquivalenten Einstellung $I_D=2000\text{mA}$ für harten Dämpfung führt zu einer starken Überdämpfung. Aus diesem Grund wird in der Simulation $I_D=1800\text{mA}$ als Einstellung für eine harte Dämpfung verwendet. Alle anderen Dämpfungseinstellungen zwischen Simulation und Versuch sind bzgl. des Dämpferstroms I_D übereinstimmend.

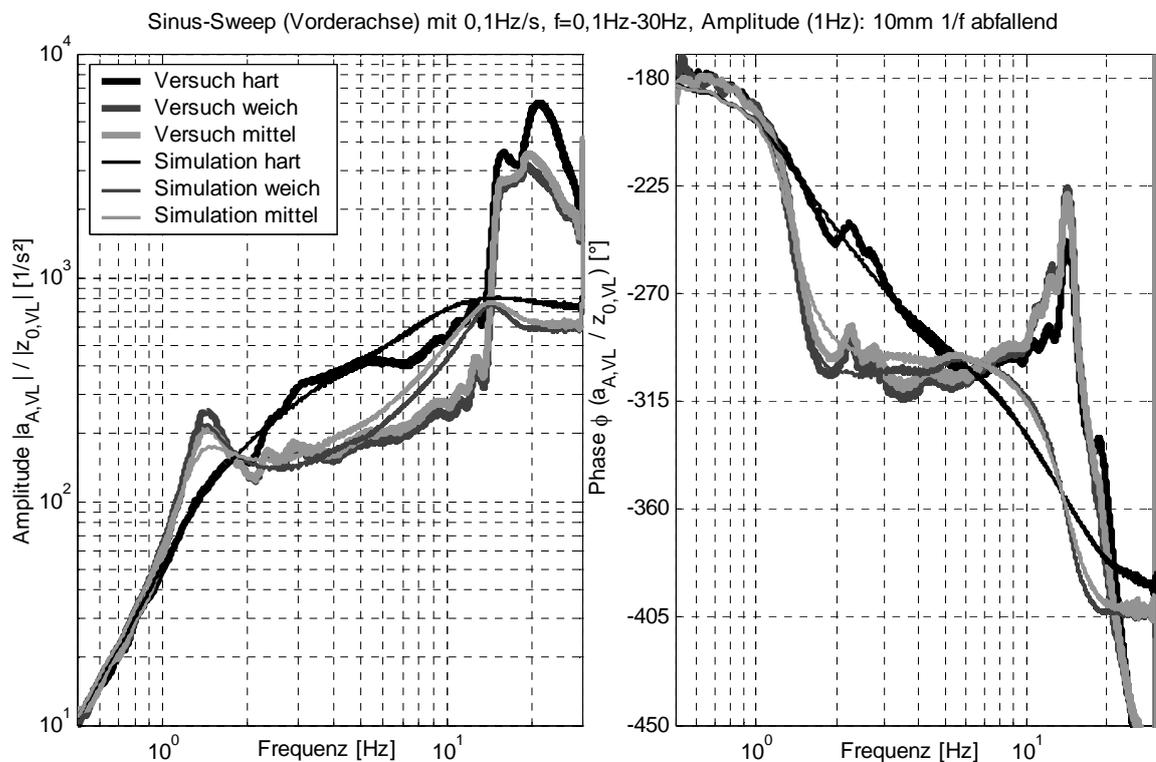


Abbildung 2.13: Vertikale Übertragungsfunktionen der vorderen fußpunkterregten Aufbaubeschleunigung aus Vierstempelprüfstandsversuchen und Viertelfahrzeugsimulationen

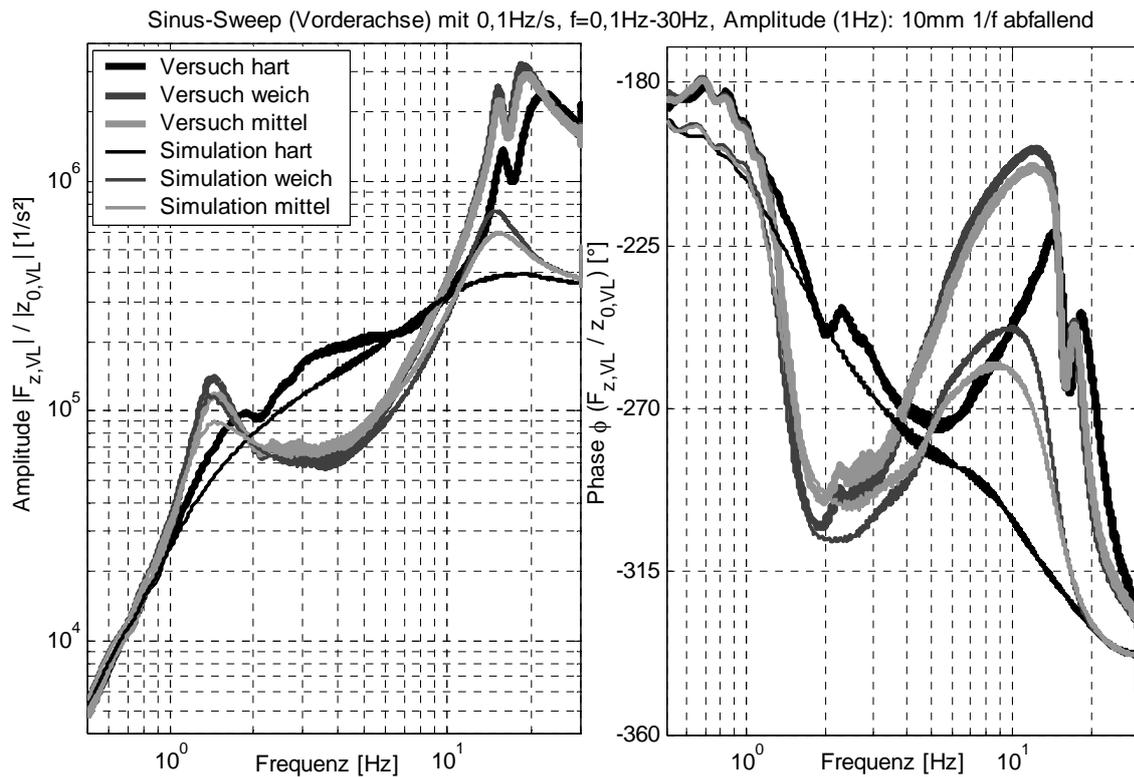


Abbildung 2.14: Vertikale Übertragungsfunktionen der vorderen fußpunkterregten Radlastschwankung aus Vierstempelprüfstandsversuchen und Viertelfahrzeugsimulationen

Tabelle 2.4: Relative Amplitudenabweichung zwischen Simulation und Versuch bei $f=1,4\text{Hz}$

Relativabweichung zwischen Versuch und Simulation bei $f=1,4\text{ Hz}$ (Nick Eigenfrequenz)	hart	mittel	weich
	Versuch: $I_D=2000\text{ mA}$	Versuch: $I_D=1300\text{ mA}$	Versuch: $I_D=650\text{ mA}$
	Sim: $I_D=1800\text{ mA}$	Sim: $I_D=1300\text{ mA}$	Sim: $I_D=650\text{ mA}$
$1-(a_{A,Simulation} / a_{A,Versuch})$	-1%	-12%	-6%
$1-(F_{z,Simulation} / F_{z,Versuch})$	-23%	-32%	-16%

Das Viertelfahrzeugmodell gibt das im Experiment gemessene Systemverhalten wieder. Die durch die Fußpunkterregung der Vorderachse angeregte Nickeigenfrequenz von ca. $1,4\text{ Hz} \leq f_{Nick} \leq 1,5\text{ Hz}$ stimmt zwischen Simulation und Versuch überein. Die Abweichungen der Aufbaubeschleunigungs- und Radlastamplituden zwischen Simulation und Versuch fasst Tabelle 2.4 für diesen Bereich zusammen. Der Bereich der Radträger eigenfrequenz ab ca. 12 Hz ist bzgl. der Validität der Simulation nicht beurteilbar. Das Amplitudenspektrum der auf die Fußpunkterregung bezogenen Radlastschwankungen (Abbildung 2.13) lässt in diesem Frequenzbereich für den Prüfstandsversuch mehrere nahe beieinanderliegende Radträger eigenfrequenzen vermuten. Während des Versuchs ist in diesem Frequenzbereich neben der vertikalen Radträger eigenfrequenz auch die laterale Radträger eigenfrequenz beobachtet worden, die aufgrund des lateralen Stempelplattenfreiheitsgrades (lateral federgelagerte Stempelplatten, vgl. Abschnitt 2.3) nahezu ungedämpft schwingt. Die longitudinale Radträger eigenfrequenz ist aufgrund der Fesselung des Rades auf der Stempelplatte in dieser Richtung voraussichtlich gering

ausgeprägt. Das vertikaldynamische Viertelfahrzeugmodell bildet den lateralen Freiheitsgrad nicht ab. Im Bremsversuch ist nicht zu erwarten, dass sich die laterale Radträgerereignung dort in vergleichbarer Weise zeigt, da infolge des lateralen Kraftschlusses eine Fesselung des Rades vorliegt. Ein Vergleich des Simulationsmodells mit den Prüfstandsergebnissen ist im Bereich der Radträgerereignisfrequenzen ab ca. 12 Hz also nicht mehr sinnvoll. Die Eignung des Simulationsmodells für diesen Frequenzbereich ist anhand der durchgeführten Vierstempelprüfstandsversuche nicht nachweisbar. Von einer Eignung für theoretische Untersuchungen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz wird auf Basis der Ergebnisse aus Abbildung 2.13 und Abbildung 2.14 hingegen ausgegangen.

2.4.2 Längs- und Vertikaldynamikmodell

Bei ABS-Bremungen treten Kopplungseffekte zwischen vertikaldynamischen Aufbauschwingungen (Nicken, Heben) und Bremskräften auf: Eine im Reifenlatsch angreifende Bremskraft wird über die Radaufhängung auf den Fahrzeugaufbau übertragen.

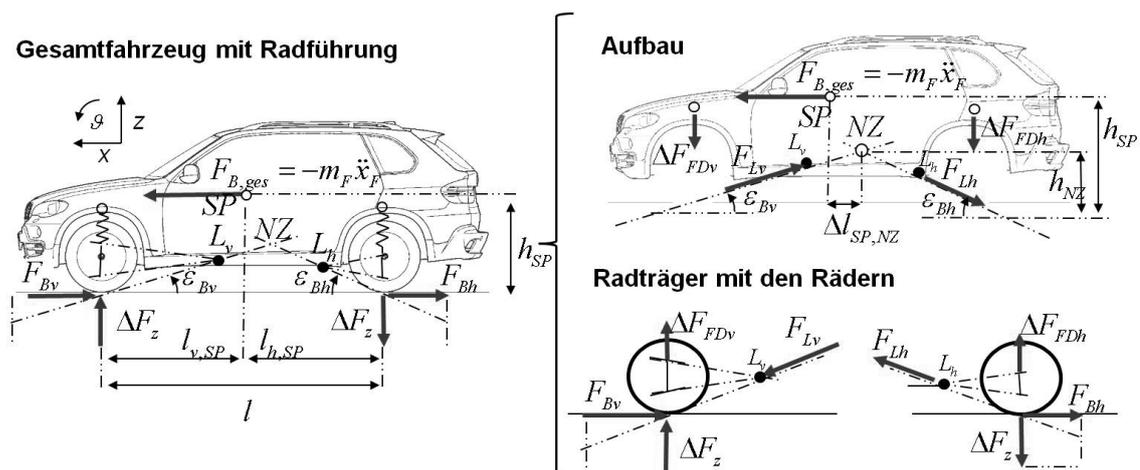


Abbildung 2.15: Vertikaldynamische Reaktionen auf Bremskräfte, die vertikal im Schwerpunkt wirkende Gewichtskraft des Fahrzeugs ist aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt.¹⁴⁹

Der Drallsatz um den Längspol der Radaufhängung L zeigt anhand Abbildung 2.15, dass zu ihrer Abstützung eine weitere vertikale Kraft notwendig ist, deren Höhe sich von der Lage des Längspols relativ zum Radaufstandspunkt, ausgedrückt durch den Bremsstützwinkel ε_B ergibt.

$$F_B \cdot \tan(\varepsilon_B) = F_{z,\tan\varepsilon} = \Delta F_z \quad (2.29)$$

Der Schnittpunkt des vorderen und hinteren Bremsstützwinkels definiert das Nickzentrum NZ . Nach der Modellvorstellung greifen an dieser Stelle des Fahrzeugaufbaus die über die Radaufhängung an den Aufbau weitergegebenen Bremskräfte und die durch

¹⁴⁹ Abbildung angelehnt an „Winner (2009): Skriptum der Vorlesung Fahrdynamik und Fahrkomfort“, S.155; Bildquelle Aufbau BMW X5 (E70): Abschnitt „Technische Daten“ aus dem Verkaufskatalog

den Bremsstützwinkel definierten Vertikalkräfte an. Dies führt je nach Lage des Fahrzeugaufbauschwerpunkts zu Heben und Nicken des Aufbaus und zu dynamischen Radlaständerungen, die über Feder- und Dämpferkraftänderungen abgestützt werden. Die aus den Aufbaubewegungen folgenden Radlaständerungen wirken auf die Kraftschlussausnutzung. Auf die daraus folgenden Bremsschlupfänderungen reagiert die Bremsschlupfregelung woraus Bremskraftänderungen resultieren. Eine Bremskraftänderung an der Hinterachse wirkt über den Bremsstützwinkel beispielsweise auf den Aufbau, ändert das vertikaldynamische Schwingungsverhalten des Fahrzeugs und wirkt damit ebenfalls auf die Bremskraft der Vorderachse. Längs- und Vertikaldynamik des Fahrzeugs beeinflussen sich gegenseitig und sind miteinander verknüpft. Diese Verknüpfungen erschweren das Verständnis für einzelne im Fokus stehende physikalische Zusammenhänge.

Das Verständnis für bestimmte physikalische Zusammenhänge lässt sich am leichtesten durch ein möglichst einfaches Modell, das die relevanten physikalischen Zusammenhänge widerspiegelt, erarbeiten. Ein physikalisches Halbfahrzeug-Nickmodell für ABS-Bremungen, wie das Koppelmassenmodell aus Abbildung 2.7 ergänzt durch Bremsstützwinkel in Abbildung 2.15, weist eine Vielzahl zu ermittelnder Parameter und nicht-linearer Kennfelder sowie die erläuterten Koppelwirkungen zwischen Vorder- und Hinterachse über die Aufbaumasse auf. Ein einfacheres Modell, mit dem der Einfluss einer semiaktiven Dämpferregelung auf die ABS-geregelte Bremskraft analysiert werden kann, ist eine Erweiterung des Viertelfahrzeugmodells aus Abbildung 2.12 um die relevanten längsdynamischen Eigenschaften. Es wird nachfolgend als „Erweitertes Viertelfahrzeugmodell“ bezeichnet. Aufgrund der größeren Radlasten und Bremskräfte an der Vorderachse liegt der Fokus auf einem Modell für die Vorderachse. Bei idealer Bremskraftverteilung und $\mu=1,0$ überträgt die Vorderachse des Versuchsfahrzeugs ca. 70% der Gesamtbremskraft. Diese Abschätzung folgt aus dem Verhältnis der Summe aus statischer Radlast und der Achslastverschiebung zwischen Vorder- und Hinterachse:

$$\frac{F_{B,ideal,v}(\mu)}{F_{B,ideal,h}(\mu)} = \frac{F_{z,v}(\mu)}{F_{z,h}(\mu)} = \frac{l_{h,SP} + \mu \cdot h_{SP}}{l_{v,SP} - \mu \cdot h_{SP}} \quad (2.30)$$

Das Viertelfahrzeugmodell für die Vorderachse nach Kapitel 2.4.1 wird um folgende längsdynamische Eigenschaften erweitert:

- Longitudinaler Freiheitsgrad des gesamten Viertelfahrzeugmodells
- Reibwert-Reifenmodell
- Bremsenmodell und ABS-Bremsmomentregelung
- Aufbauinduzierte Radlaständerung

Das Erweiterte Viertelfahrzeugmodell nach Abbildung 2.16 entspricht einem Koppelmassenmodell mit Koppelmasse $m_K=0$ und vernachlässigten Bremsstützwinkeln. Diese sind statisch an der Vorderachse mit $\varepsilon_B=5,4^\circ$ gering.

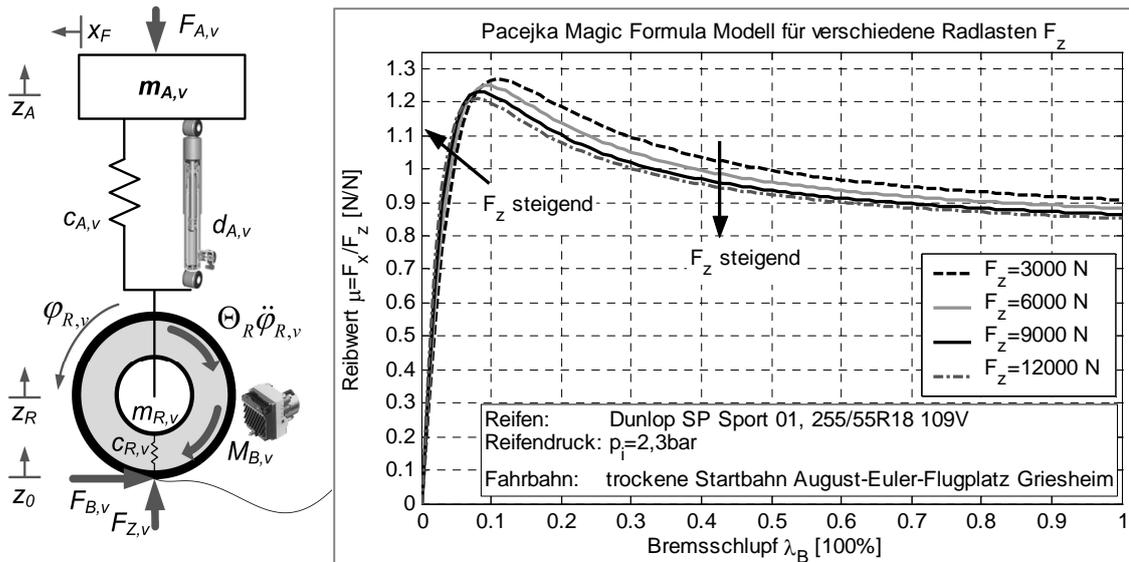


Abbildung 2.16: Erweitertes Viertelfahrzeugmodell mit Pacejka Magic Formula Reifenmodell (abgestimmt auf Versuchsreifen und Versuchsstrecke)

Besonders wichtig ist die Modellierung der Radlaständerung infolge einer Bremskraftänderung am Rad. Das Nickmoment resultiert aus der Gesamtbremskraft aus Vorder- und Hinterachse und äußert sich als verzögerungsabhängige Achslastverschiebung $F_{z,VAHA}$ nach Gleichung (2.14), die über die Aufbaufederung und -dämpfung abgestützt wird. Ausgehend von experimentell durchgeführten Bremsversuchen wird zur Berechnung der am Aufbau angreifenden Kraft $F_{A,v}$ eine konstante Bremskraft der Hinterachse von $F_{B,h}=3000$ N implementiert, so dass die daraus resultierende Achslastverschiebung und Verzögerung von ca. 10 m/s² bis 11 m/s² dem realen Bremsversuch entsprechen.

$$\ddot{x}_F = -\frac{(F_{B,v} + F_{B,h})}{m_{A,v} + m_{A,h}} \quad (2.31)$$

Damit ergibt sich die zusätzliche äußere Kraft $F_{A,v}$ aus der Gesamtbremskraft, dem Radstand l und der Schwerpunkthöhe h_{SP} .

$$F_{A,v} = (F_{B,v} + F_{B,h}) \frac{h_{SP}}{l} \quad (2.32)$$

Die sonstigen vertikaldynamischen Eigenschaften entsprechen denen des Viertelfahrzeugmodells nach Kapitel 2.4.1. Das Gleichungssystem (2.27) gilt mit $F_A \neq 0$ auch hier. Das Fahrbahnanregungsprofil für die im realen Bremsversuch genutzte Fahrbahn stammt aus den Untersuchungen von Niemz¹⁵⁰. Ein vom Bremsschlupf und der Radlast kontinuierlich abhängiges und auf die Versuchsstrecke und den Reifen angepasstes Magic Formula Pacejka Reifenmodell¹⁵¹ wird verwendet. Abbildung 2.16 stellt die stationären μ - λ_B -Kurven für ausgewählte Radlasten dar. Erläuterungen zur Reifenrei-

¹⁵⁰ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S. 57

¹⁵¹ Pacejka (2006): Tire and Vehicle Dynamics, Kapitel 4.3

bung und zur daraus folgenden schlupf- und radlastabhängige Form der μ - λ -Kurven sind der Literatur^{152,153,154} zu entnehmen. Ein ABS-Modell auf Basis der Gleichungen zur ABS-Regelung (Abschnitt 2.1.2) wird eingesetzt. Die zahlreichen vom Bremschlupf und der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängigen nichtlinearen Parameter zur Berechnung des P-, I- und D-Bremsmomentanteils¹⁵⁵ sowie des Bremskraftarbeitspunkts resultieren aus Fahrversuchen, bei denen ESP-interne Daten aufgezeichnet worden sind¹⁵⁶. Das Übersetzungsverhalten zwischen Radbremszylinderdruck und Bremsmoment C_p ist anhand von Bremsversuchen mit der Messfelge ermittelt und als von der Radumfangsgeschwindigkeit abhängiges Kennfeld¹⁵⁷ im Modell hinterlegt worden. Es vereint empirisch die Gleitgeschwindigkeits- und Temperatureinflüsse auf den Bremsenreibwert μ_B und den Reibradius r_B . Ein aus Versuchsdaten mit dem Bremsautomat resultierender Hauptbremszylinderdruckverlauf $p_{B,HZ}$ und die Anfangsgeschwindigkeit $v_{x,0}$ sind neben der Wahl der passiven Dämpfereinstellung oder Dämpferregelvariante Eingangsgrößen des Modells. Die Verifikation des längsdynamischen Modellverhaltens und die Eignung des Modells zur Analyse der prinzipiellen physikalischen Zusammenhänge werden in den jeweiligen Kapiteln dieser Arbeit zusammen mit den Modellergebnissen diskutiert.

2.5 Fazit

Für experimentelle Untersuchungen steht ein BMW X5 (E70) als Versuchsfahrzeug zur Verfügung, ausgerüstet mit Messtechnik, einem hierarchisch aufgebauten ESP8 und semiaktiven Dämpfern. Zusätzlich geschaffene Schnittstellen zu beiden Aktoren ermöglichen die Beeinflussbarkeit des radindividuellen ABS-Bremsmoments und der Dämpferkraft für neue Regelkonzepte. Eine dSpace-Autobox dient als Mess- und Rapid-Prototyp-System, ESP interne Größen werden durch ein separates ESP-Messsystem aufgezeichnet. Weiterhin ist das Fahrzeug mit einem Bremsautomaten ausgestattet, der einen reproduzierbaren Hauptbremszylinderdruckaufbau und ein für ABS-Bremsungen ausreichend hohes Hauptbremszylinderdruckniveau gewährleistet. Die rollierend durchgeführten Bremsversuche werden mit statistischen Methoden ausgewertet. Zum Nachweis statistisch unterschiedlicher Bremswege ist eine Mindestversuchsanzahl von ca.

¹⁵² Kummer / Meyer (1960): Rubber und Tire Friction

¹⁵³ Michelin Reifenwerke KGaA (2005): Haftung, S.20

¹⁵⁴ Fach (2000): Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn , S.7

¹⁵⁵ Diese werden aus Geheimhaltungsgründen gegenüber einem Industriepartner hier nicht veröffentlicht

¹⁵⁶ Betreute Bachelor Thesis: Arnemann (2009): Modellierung und Integration eines ABS in ein Fahrzeugmodell

¹⁵⁷ vgl. Abbildung 9.5, S.238

$N \geq 22$ Wiederholungen pro Versuchsvariante abgeschätzt worden. Die Bremswegbestimmung erfolgt bei einer hier als Standard definierten Anfangsgeschwindigkeit von $v_{x,0} = 100$ km/h mit einem maximalen statistischen Fehler von 0,24%. Die im ABS unbekannte dynamische Radlast wird anhand von vertikalen Beschleunigungssensoren nach dem Erweiterten Aachener Verfahren geschätzt. Zahlreiche andere Sensoren dienen als Eingangsgrößen für Regelkonzepte und erlauben die Interpretation des Fahrzeugverhaltens bei der Versuchsauswertung.

Zur Auswahl erfolgversprechender Regelparameter für die experimentelle Überprüfung, zur Komplettierung von im Umfang begrenzten Versuchsreihen und zur Verständnisgenerierung bzw. zum Ableiten von wissenschaftlich fundierten Untersuchungshypothesen werden im Rahmen dieser Arbeit physikalische Simulationsmodelle eingesetzt. Ein für das Versuchsfahrzeug parametrisiertes Viertelfahrzeugmodell mit nichtlinearen semiaktiven Dämpfern dient rein vertikaldynamischen Betrachtungen. Das Modell wird für Untersuchungen im Aufbaueigenfrequenzbereich zwischen 1 Hz und 2 Hz durch Vergleich mit experimentellen Prüfstandsergebnissen als valide erachtet. Im Radträgereigenfrequenzbereich ab ca. 12 Hz zeigt sich im Prüfstandsversuch neben der vertikaldynamischen Radträgereigenfrequenz auch die nicht modellierte laterale Radträgereigenfrequenz. Eine Vergleichbarkeit zwischen diesen Prüfstands- und Simulationsergebnissen im Frequenzbereich oberhalb von 12 Hz ist daher hier nicht möglich. Im Bremsversuch wird erwartet, dass sich aufgrund des Kraftschlusses und der damit verbundenen Radfesselung die laterale Radträgereigenfrequenz kaum ausprägt. Für die Simulation des gekoppelten längs- und vertikaldynamischen Fahrzeugverhalten wird das Viertelfahrzeugmodell um ein dem Versuchsfahrzeug entsprechendes PID-ABS-Modell, nichtlineares Bremsenmodell und ein Pacejka Magic Formula Reifenmodell längsdynamisch erweitert. Die Achslastverschiebung wird als eine von der Fahrzeugverzögerung abhängige und auf den anteiligen Fahrzeugaufbau wirkende Vertikalkraft modelliert. Das „Erweiterte Viertelfahrzeugmodell“ hat dabei gegenüber einem Halbfahrzeug-Nickmodell mit Vorder- und Hinterachse den Vorteil der reduzierten Systemkomplexität.

Damit stehen zusammenfassend für die Untersuchungen dieser Arbeit ein Versuchsfahrzeug und Simulationsmodelle zur Verfügung. Die Simulation wird nur vorbereitend (Prinzipbetrachtungen, Verifikation von Regelkonzepten, Parametereinschränkung bei Regelkonzepten) und in Ergänzung zu experimentellen Ergebnissen eingesetzt. Wissenschaftliche Hypothesen werden im Rahmen dieser Arbeit immer durch das Experiment und die statistische Auswertung geprüft, damit die Belastbarkeit der getroffenen Aussagen sichergestellt ist.

3 Auswahl von Regelkonzepten zur Bremswegverkürzung

In diesem Kapitel erfolgt die systematische Ableitung von erfolgversprechenden Regelstrategien zur Bremswegverkürzung, die die Fahrwerksregelssysteme ABS und das semiaktive Dämpfungssystem nutzen. Ziel der Regelkonzepte ist die Optimierung fahrdynamischer Größen, die zu möglichst kurzen Bremswegen führen. Die Identifikation der zu optimierenden Regelgrößen ist daher der erste Schritt bei der Ableitung von Regelkonzepten. Weiterhin stellt sich die Frage, ob bezüglich der potentiellen Regelgrößen Verbesserungspotential und damit überhaupt Optimierungsbedarf besteht. Hierzu werden Bremsversuche mit Serien-ABS und Seriendämpfung analysiert sowie theoretische Betrachtungen anhand von Simulationen angestellt. Weiterhin werden die Ursachen identifiziert, die beim aktuellen Stand der Technik dazu führen, dass Abweichungen der Regelgröße zu ihrem Optimum, also Regelabweichungen, auftreten. Anhand des identifizierten Regelziels und der Analyse bekannter Ursachen für Regelabweichungen werden nach einer deduktiven Top-Down Systematik Regelkonzepte abgeleitet und bzgl. ihrer Erfolgsaussichten beurteilt. Nach Abschluss dieses Kapitels stehen die im Rahmen dieser Arbeit verfolgten Regelansätze zur Optimierung des Bremswegs durch Informationsaustausch und Koordination von ABS mit einem semiaktiven Dämpfungssystem fest.

3.1 Identifikation und Bewertung von Optimierungszielen zur Bremswegverkürzung

Der Bremsweg berechnet sich aus der zweifachen Integration der Gesamtbremskraft im Zeitbereich und der Anfangsgeschwindigkeit $v_{x,0}$.

$$d_B = -\frac{1}{m_F} \cdot \int_{\Delta t_B} \int_t F_{B,ges}(t) \cdot d\tau \cdot dt + v_{x,0} \cdot \Delta t_B \quad \text{mit } \Delta t_B = t_{BE} - t_{BB} \quad (3.1)$$

Die den Bremsweg bestimmende Gesamtbremskraft $F_{B,ges}$ wird durch den schlupfabhängigen Reibungskoeffizienten $\mu(\lambda_B)$ und die Radlast F_z limitiert. Die Abhängigkeit der Reifenreibung von der Radlast wird für nachfolgende Betrachtungen vernachlässigt. Sowohl eine Änderung des Reibwerts μ als auch der Radlast beeinflussen damit die übertragbaren Bremskräfte.

$$F_B = \mu(\lambda_B) \cdot F_z \quad (3.2)$$

Der über den Reifenlatsch auftretende Bremsschlupf ist nach Gleichung (1.2) definiert:

$$\lambda_B = 1 - \frac{r_{dyn} \cdot \dot{\varphi}_R}{v_{R,x}} \quad (3.3)$$

Aus Gleichung (3.2) leitet sich ab, dass zur Steigerung der Bremskraft bei gleicher Fahrzeugmasse m_F der Reibungskoeffizient μ und die Radlast möglichst hoch sein sollten. Da die Summe der einzelnen Radlasten für $t \rightarrow \infty$ und bei begrenztem Federweg im zeitlichen Mittel dem Fahrzeuggewicht ($m_F \cdot g$) entsprechen muss, wird die mittlere stationäre Bremskraft nur durch den mittleren Reibwert begrenzt.

$$\bar{F}_{B,ges} = \bar{\mu}(t) \cdot (m_F \cdot g) \quad (3.4)$$

Der bei nahezu unbegrenztem Federweg theoretisch mögliche Spezialfall, dass die Radlast durch z.B. aktive Systeme (z.B. Active Body Control) über der Bremsdauer permanent erhöht wird und sich erst im Stillstand eine Radlastreduktion und folglich das Gleichgewicht mit dem Fahrzeuggewicht einstellt, wird hierbei nicht betrachtet.

Auf Basis dieser grundlegenden Gleichungen werden in den zwei folgenden Unterkapiteln die Optimierungsmöglichkeiten der Gesamtbremskraft hergeleitet und das Bremswegverkürzungspotential abgeschätzt. Die theoretischen Optimierungsmöglichkeiten bestehen aus der Steigerung der Kraftschlussausnutzung μ über den gesamten Bremsvorgang (Abschnitt 3.1.1) und der Maximierung der Radlast F_z (Abschnitt 3.1.2) zum Bremsbeginn.

3.1.1 Steigerung der Kraftschlussausnutzung

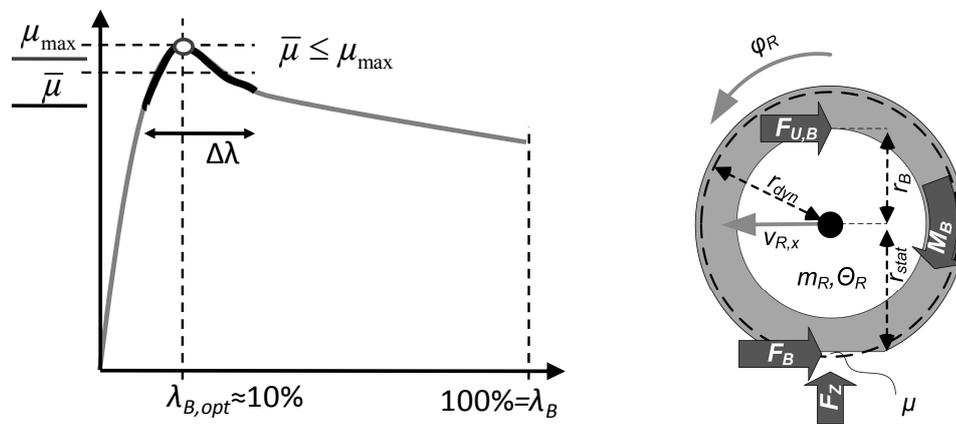


Abbildung 3.1: Reibwert-Schlupf Kurve und rollendes gebremstes Rad mit angreifenden Kräften und Momenten

Die größten Bremskräfte sind dann μ übertragbar, wenn stets der Schlupf eingestellt wird, der dem Reibwertmaximum der μ - λ_B -Kurve entspricht (Abbildung 3.1). Der mittlere Reibwert $\bar{\mu}$ wird durch Schwankungen um den für die Kraftschlussausnutzung optimalen Schlupfwert $\lambda_{B,opt}$ reduziert. Zur Optimierung des mittleren Reibwerts, und damit bei gegebener Radlast auch der Bremskraft, ist daher die Reduktion von Schlupfchwankungen anzustreben. Dieses Regelziel verfolgen heutige Schlupfregelsysteme, allerdings mit Zielschlupfwerten, die geringer sind als der optimale Schlupf. Dies erhöht

auch bei Schlupfwerten, die den Zielschlupf übersteigen, aufgrund der in diesem Bereich noch positiven Steigung der μ - λ_B -Kurve die Regelstabilität.

Wird der Bremsschlupf als Regelgröße und die Minimierung von Schlupfchwankungen als Optimierungsziel definiert, dann stellt sich die Frage, welche physikalischen Mechanismen gewünschten und unerwünschten Einfluss auf den Bremsschlupfverlauf nehmen. Daraus leiten sich einerseits Beeinflussungsmöglichkeiten ab, andererseits werden zu minimierende Störgrößen identifiziert. Unter Berücksichtigung von $F_B = \mu \cdot F_z$ (Gleichung (3.2)) führt die Integration des Momentengleichgewichts an einem rollenden gebremsten Rad zu einer Änderung der Raddrehzahl und damit gemäß der Schlupfdefinition in Gleichung (3.3) zu Schlupfänderungen gegenüber dem stationären Anfangsbedingungen „0“:

$$\Theta_R (\dot{\varphi}_R(t) - \dot{\varphi}_{R,0}) = \int F_B(t) \cdot r_{dyn} dt - \int M_B(t) dt \quad (3.5)$$

$$\Delta \dot{\varphi}_R = \frac{1}{\Theta_R} \left(\int (\Delta \mu(\lambda(t)) \cdot F_{z,0} + \mu_0(\lambda_0) \cdot \Delta F_z(t)) \cdot r_{dyn} dt - \int \Delta M_B(t) dt \right) \quad (3.6)$$

Die Integrale in Gleichung (3.6) repräsentieren eine Tiefpasscharakteristik der Raddrehzahländerungen infolge Änderungen der Radlast bzw. des Reibwerts oder Änderungen des Bremsmoments. Niederfrequente Änderungen dieser Größen wirken sich bei gleicher Amplitude stärker auf den Schlupf und damit die ABS-Regelung aus, als höherfrequente Anregungen.

Bremsmomentanpassung

Bremsmomentänderungen ΔM_B in Gleichung (3.6) resultieren hauptsächlich aus der ABS-Regelung durch Bremsdruckanpassungen in Abhängigkeit der vorhandenen Regelabweichung (Sollschlupfdifferenz). Dabei wird auf Basis eines vom ABS-Regler berechneten Sollbremsmoments ein Radbremsdruck durch das ABS-Hydraulikaggregat gestellt. Variable, u.a. von der Temperatur, der Gleitgeschwindigkeit und vom Reibringdurchmesser der Bremse abhängige Bremsenübersetzungsfaktoren C_p (vgl. z.B. Abbildung 9.5, S. 209) wirken als Störgröße auf die ABS-Regelung. Der vom Betriebszustand abhängige C_p -Wert der Bremse weicht gegenüber dem im ABS-Regler hinterlegten konstanten $C_{p,ABS}$ -Wert ab. Im Rahmen der Modellparametrierung sind für das Versuchsfahrzeug und Versuchsdesign vom Betriebspunkt abhängige C_p -Änderungen an der Vorderachse von bis zu ca. 15% ermittelt worden. Die Vernetzung zwischen CDC und ABS bringt für diese Problemstellung allerdings keine erkennbaren Vorteile. Es wäre in zukünftigen Forschungsprojekten zu untersuchen, in wieweit die ABS-Regelung durch eine genauere Sollbremsmomentberechnung verbessert wird.

Reibwertänderungen

Reibwertänderungen $\Delta \mu$ resultieren u.a. durch Schlupfänderungen $\Delta \lambda_B$. Ein wichtiger Sonderfall ist der instabile Bereich des Überschlupfs. Bei konstanter Radlast und kon-

stantem Bremsmoment sinkt der Reibwert mit steigendem Schlupf stetig ab, was zu weiterem Schlupfanstieg und schließlich zur Radblockade führt. Hauptaufgabe der ABS-Regelung ist Stabilisierung durch Bremsmomentreduktion. Änderungen der Reibwertcharakteristik, z.B. Reibwertsprünge durch Zwischenmedien (z.B. Nässe), wirken als Störgröße auf die ABS-Regelung. Im ABS-Regler sind verschiedene Maßnahmen zur Erkennung von Reibwertsprüngen enthalten. Weber¹⁵⁸ untersuchte das Optimierungspotential einer Reibwertsensorik für Schlupfregelsysteme in der Simulation und nennt ein Bremswegverkürzungspotential von bis zu 8,3% bei Bremsungen aus $v_{x,0}=120$ km/h für Reibwertsprünge von $\mu=0,1$ auf $\mu=0,5$ ¹⁵⁹. Reibwertänderungen sind bei heutigen Fahrzeugen und Fahrbahnen nicht vermeidbar. Es bleibt derzeit nur die möglichst schnelle Anpassung der Regelung und des Bremschlupfs auf die neuen Reibwertbedingungen.

Radlaständerungen

Radlaständerungen ΔF_z treten aufgrund mehrerer Ursachen auf. So führen Fahrbahnunebenheiten zu einer Fußpunkterregung der Radaufhängung (fahrbahninduzierte Radlastschwankungen). Bremsmomentänderungen führen durch den Abstand zwischen der reifengefederten Masse und dem Längspol der Achse zu vertikalen Radträgerbeschleunigungen und damit bremsmomentinduzierten Radlastschwankungen. Auf den Fahrzeugaufbau wirkende Kräfte bewirken niederfrequentes Nicken und Heben und daraus folgende niederfrequente aufbauinduzierte Radlaständerungen. Die Tiefpasscharakteristik des Integrals aus Gleichung (3.6) verdeutlicht, dass niederfrequente Aufbaubewegungen mit großen Amplituden (Nicken, Heben des Aufbaus) den Schlupf auf einer „ebenen“ Fahrbahn stärker beeinflussen als die über ein breites Frequenzband wirkenden Fahrbahnanregungen mit geringerer und mit der Wegkreisfrequenz weiter abfallenden Amplitude. Durch konstruktive Maßnahmen der Fahrwerksgeometrie und einer entsprechend darauf abgestimmten Bremskraftaufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse lassen sich aufbauinduzierte und bremsmomentinduzierte Radlastschwankungen reduzieren, aber mit den heute üblichen Feder- und Dämpfungseigenschaften üblicherweise bei ABS-Bremsungen nicht eliminieren. Semiaktive oder aktive Regelsysteme ermöglichen bei geeigneter Auslegung hingegen die Reduktion aufbauinduzierter Radlastschwankungen. Aus diesem Grund wird in aktuellen semiaktiven Dämpfungssystemen bei ABS-Bremsungen eine harte Dämpfungseinstellung gewählt, die das Ziel verfolgt, Aufbaubewegungen und damit Störungen der ABS-Regelung zu minimieren.

Aber selbst mit der harten Seriidämpfung resultieren üblicherweise relevante und dem ABS unbekannt aufbauinduzierte Radlaständerungen. Abbildung 3.2 zeigt anhand

¹⁵⁸ Weber (2005): Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik, S. 149

¹⁵⁹ vgl. Kapitel 1.2.1

dreier exemplarischer Bremsversuche mit dem Versuchsfahrzeug, dass eine Radlastreduktion infolge des Zurücknickens eine Schlupfzunahme bewirkt (Versuche 2009040037 / ..0043 / ..0085). Gleichung (3.6) verdeutlicht dies: Eine Radlasterhöhung bedingt eine Raddrehzahlerhöhung und damit eine Schlupfreaktion.

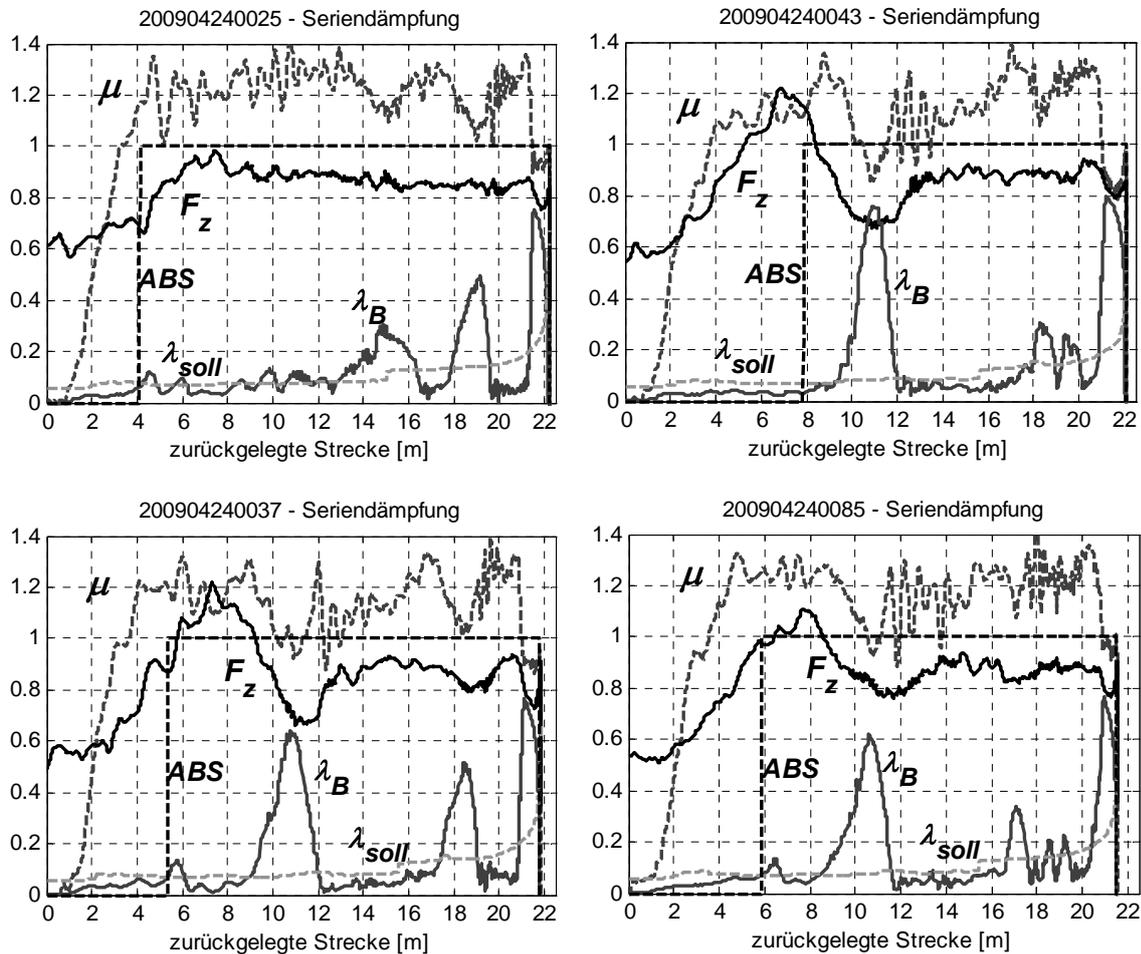


Abbildung 3.2: Bremsversuche mit Seriendämpfung, beginnend an unterschiedlichen Fahrbahnabschnitten aus $v_{x,0}=70$ km/h. Größen für das linke Vorderrad, Skalierung der Radlast F_z 10 kN

Ohne ausgeprägte Radlastüberhöhung und daraus resultierender Radlastreduktion (Versuch 2009040025) ist diese unmittelbar auf die Radlastreduktion folgende Schlupfzunahme nicht beobachtet worden. Zudem fällt im Vergleich zu den anderen dargestellten Versuchen eine über der zurückgelegten Strecke hohe Reibwertausnutzung mit geringer Reibwertschwankung auf. Im Rahmen der durchgeführten Versuche sind Bremsungen mit diesem Systemverhalten jedoch in der Minderheit. Zurückzuführen sind diese, mit einem aperiodischen Grenzfall vergleichbare Verläufe, möglicherweise auf ein durch die ABS-Regelung zufällig bedingtes Bremskraftverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachse $F_{B,v}/F_{B,h}$, das die Aufbaubewegung (Nicken und Heben) im Vergleich zu den anderen Bremsmanövern reduziert¹⁶⁰. Weiterhin überlagert grundsätzlich die zum

¹⁶⁰ Bedingungen zur vollständigen Nickkompensation (bei Vorhandensein von Heben) und zur vollständigen Kompensation von Aufbaubewegungen siehe Anhang 9.7.2, Gleichungen (9.10) und (9.11)

Bremsbeginn herrschende Aufbaubewegung, die durch die Fahrbananregung vor der Bremsung angeregt wird, die bremsbedingte Einfederung: Eine nach oben gerichtete Aufbaubewegung (in Richtung Ausfedern) wirkt dem bremsbedingten Einfedern und folglich der Radlastüberhöhung entgegen. Ein Nachweis dieser Vermutungen für die betreffenden Versuche ist an dieser Stelle nicht weiter relevant und steht bislang aus. In den in Abbildung 3.2 dargestellten repräsentativen anderen drei Bremsungen wird unmittelbar nach Beginn der Radlastreduktion der Sollschlupf überschritten. Der Reibwert μ sinkt im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve (Überschlupf) mit steigendem Schlupf ab. Es treten temporäre Reibwertreduktionen von teilweise über 20% gegenüber dem Reibwertmaximum auf. Durch die in Abbildung 3.2 aus Übersichtsgründen nicht dargestellte Bremsmomentanpassungen reduziert die ABS-Regelung den Schlupf, bis der Sollschlupf wieder unterschritten und der stabile Bereich der μ - λ_B -Kurve erreicht ist ($\lambda_B < \lambda_{soll}$, Unterschlupf). Es folgt ein langsamer durch den I-Anteil des ABS-Reglers begrenzter Bremsmomentaufbau¹⁶¹ zur Kompensation der verbleibenden Sollschlupfdifferenz (Schlupfaufbau). Dieser Zustand fällt mit der aus dem erneuten Einnicken folgenden Radlastzunahme zusammen. Die Radlaststeigerung ist schlupfsenkend und wirkt damit der vom ABS angestrebten Schlupferhöhung entgegen.

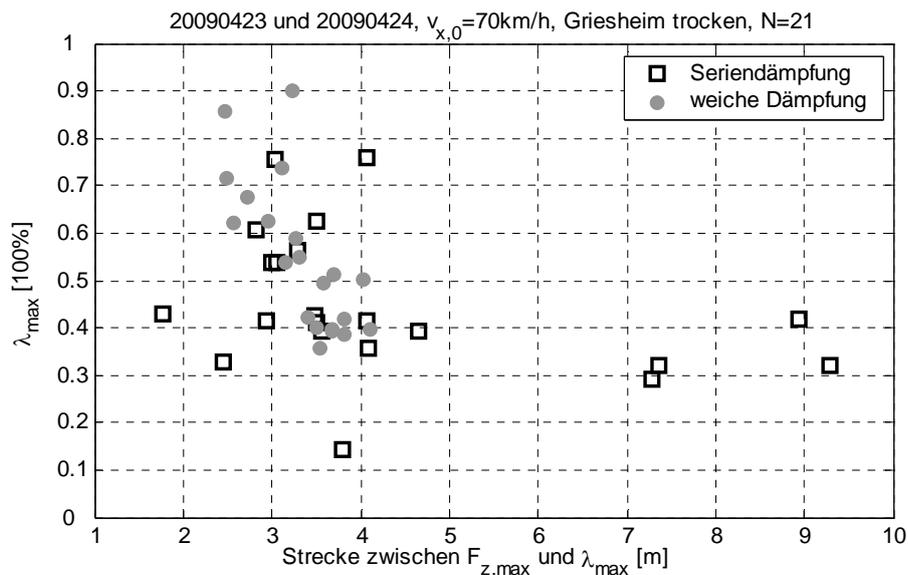


Abbildung 3.3: Strecke zwischen erstem (globalen) Radlastmaximum und lokalem Schlupfmaximum im Bereich einer Nickschwingungsperiode ($T=1/1,5$ Hz) nach dem Radlastmaximum

Abbildung 3.3 zeigt, dass das anhand der drei exemplarischen Bremsversuche erläuterte Systemverhalten für die Mehrzahl der durchgeführten Versuche mit Seriendämpfung, und mit noch geringerer Streuung auch für weiche Dämpfung, gilt. Dargestellt ist die zurückgelegte Strecke zwischen dem Radlastmaximum zu Beginn des Bremsvorgangs und dem Schlupfmaximum innerhalb einer Nickschwingungsperiode, definiert durch $f_{Nick} \approx 1,5$ Hz. Dieses Schlupfmaximum wird in Abhängigkeit der u.a. vom ABS beein-

¹⁶¹ vgl. zu den Sollbremsmomentanteilen des PID-ABS in Über- und Unterschlupf auch Kapitel 6.2.2

flussten Kraftschlussausnutzung vor der Radlastreduktion innerhalb eines engen Bereichs erreicht: durchschnittlich ca. 3,5 m (ca. 1,5 Radumdrehungen) nach Beginn der Radlastreduktion. Da bei jeder Bremsung auf einem anderen Streckenabschnitt gebremst worden ist, sind lokale Reibwertänderungen der Fahrbahn als Ursache für die Überschlupfphase unwahrscheinlich. Träten diese lokal begrenzt auf, so würde die Überschlupfphase bei unterschiedlichem Bremsbeginn auch zu verschiedenen Zeitpunkten bzw. Streckenabschnitten stattfinden. Die vier dargestellten Schlupfmaxima nach mehr als 6 m nach dem Radlastmaximum sind auf die Bremsungen mit geringen aufbauinduzierten Radlaständerungen zurückzuführen. Die Überschreitung der Sollschlupfgrenze erfolgt hierbei durch die ABS-Regelung und nicht primär durch eine Radlastreduktion, wie die Bremsung 2009040025 in Abbildung 3.2 zeigt. Die Ergebnisse erhärten die Annahme, dass die erste Überschlupfphase häufig durch das Ausnicken des Fahrzeugaufbaus mit der Nickeigenfrequenz von $f_{Nick} \approx 1,5$ Hz und der damit verbundenen Radlastreduktion bewirkt wird. Eine Reduktion der durch das Ausnicken initiierten Schlupfzunahme durch zu entwickelnde Regelstrategien verspricht reduzierte Schlupfänderungen und eine größere Reibwertausnutzung.

Abschätzung des Bremswegverkürzungspotentials

Eine Abschätzung des Verbesserungspotentials durch Reduktion von Schlupfchwankungen und der damit verbundenen Reibwerterhöhung erfolgt anhand einer Energiebetrachtung und unter Symmetrieannahme für das linke und rechte Vorderrad im Bereich des ABS-Beginns bis zum Bremsende. Die Reibwertausnutzung μ und die aktuelle Radlast F_z stammen von der Messfelge des linken Vorderrades. Aus einer gegenüber einem konstanten Referenzwert μ_{ref} geringeren Reibwertausnutzung $\mu_{ref} - \mu(s_x)$ folgt aus dem Arbeitssatz bei gleichem Bremsweg d_B eine zur Bremswegverkürzung nutzbare Energie ΔE_{pot} . Die zurückgelegte Strecke ist als s_x definiert.

$$\Delta E_{pot} = \int_{s_x=s_x(ABS)}^{s_x=d_B} \underbrace{(\mu_{ref} - \mu(s_x)) \cdot F_z(s_x)}_{\Delta F_B(s_x)} ds_x \Bigg|_{\mu(s_x) < \mu_{ref}} \quad (3.7)$$

Wird diese Energie unter Annahme einer konstanten mittleren Bremskraft mit Reibwertausnutzung μ_{ref} und mittlerer Radlast \bar{F}_z gleichmäßig auf die Strecke s_x zwischen dem ABS-Beginn und dem Bremsende aufgeteilt,

$$\begin{aligned} \Delta E_{pot} &= \bar{F}_z(s_x) \cdot \mu_{ref} \cdot \Delta d_B \\ \text{mit: } \bar{F}_z(s_x) &= \frac{1}{d_B - s_x(ABS)} \cdot \int_{s_x=s_x(ABS)}^{s_x=d_B} F_z(s_x) ds_x \end{aligned} \quad (3.8)$$

so lässt sich die aufgrund von $\mu < \mu_{ref}$ nicht ausgenutzte Bremswegdifferenz Δd_B für das linke Vorderrad mit der Messfelge abschätzen. Unter Annahme der Übertragbarkeit auf

das rechte Vorderrad aufgrund der Symmetriebedingungen erfolgt eine Verdopplung der Bremswegdifferenz Δd_B .

$$\Delta d_B = \frac{2}{\bar{F}_Z(s_x) \cdot \mu_{ref}} \cdot \int_{s_x=s_x(ABS)}^{s_x=d_B} (\mu_{ref} - \mu(s_x)) \cdot F_Z(s_x) ds_x \Big|_{\mu(s_x) < \mu_{ref}} \quad (3.9)$$

Abbildung 3.4 stellt für die Anfangsgeschwindigkeit der Bremsversuche von $v_{x,0}=70$ km/h das abgeschätzte Bremswegverkürzungspotential für verschiedene μ_{ref} dar. Wären Reibwertabsenkungen im ABS-Regelbereich von $\mu < 1,15$ vermeidbar, so bestünde mit Seriendämpfung anhand dieser Abschätzung ein Bremswegverkürzungspotential von durchschnittlich ca. 4%, bei weicher Dämpfung aufgrund der größeren Radlastschwankungen und geringeren mittleren Reibwertausnutzung von durchschnittlich ca. 6%. Bei einer nahezu über den Bremsweg optimalen Reibwertausnutzung von $\mu=1,25$ an der Vorderachse bestünde ein Bremswegverkürzungspotential von durchschnittlich ca. 10,5% mit Seriendämpfung, bzw. ca. 14,5% bei weicher Dämpfung. Diese Werte liegen in dem von anderen Autoren genannten Bereich (vgl. Stand der Technik, Kapitel 1.2). Allerdings basiert diese Abschätzung auf einer optimalen Reibwertregelung der Vorderachse, die in der Praxis so nicht realisierbar ist. Damit ist die Abschätzung mit $\mu_{ref}=1,25$ als best-case Abschätzung zu interpretieren. Allerdings ist selbst bei einer realistischen Vermeidung von $\mu < 1,05$ eine Bremswegverkürzung von ca. 1% (Seriendämpfung) bis ca. 2% (weicher Dämpfung) zu erwarten, so dass in der Optimierung der Kraftschlussausnutzung ausnutzbares Bremswegverkürzungspotential vermutet wird.

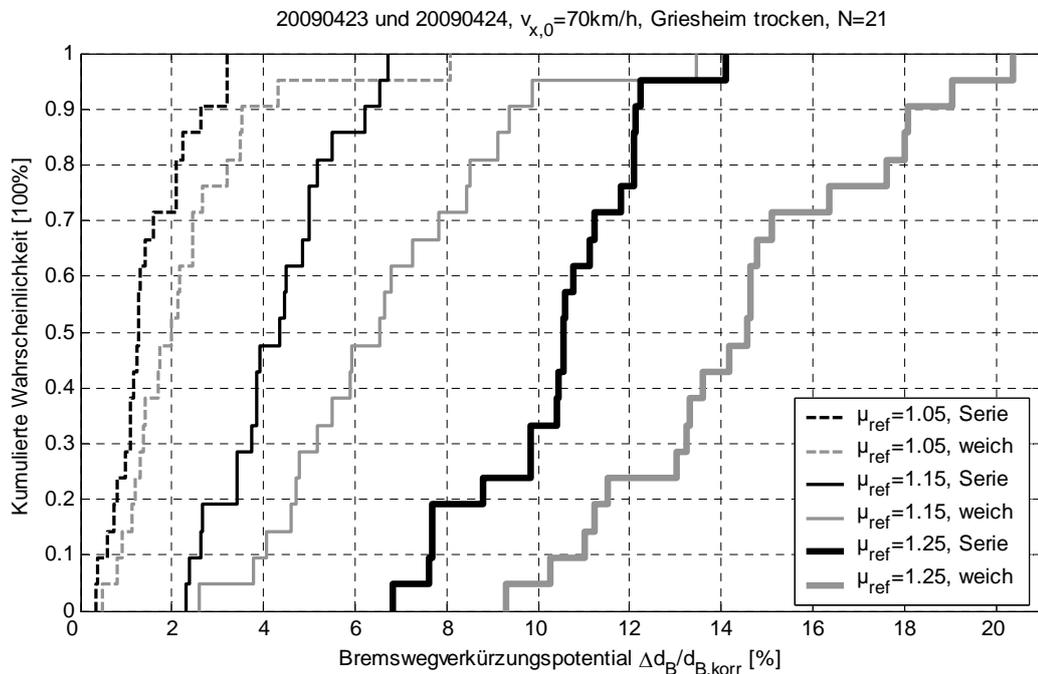


Abbildung 3.4: Relatives Bremswegverkürzungspotential bei Vermeidung von $\mu < \mu_{ref}$ an der Vorderachse ab der ABS-Regelung bis zum Bremsende

Zusammenfassend wird in der derzeitigen Kraftschlussausnutzung bei ABS-Bremsungen relevantes Optimierungspotential vermutet, was zu einer Bremswegredu-

zierung beitragen würde. In aktuellen Fahrzeugen, wie dem hier verwendeten Versuchsfahrzeug, treten bei ABS-Bremsungen auch mit der harten Dämpfereinstellung üblicherweise Aufbaubewegungen auf. Infolge der Radlastreduktion des Zurücknickens wird ein Schlupfanstieg beobachtet, der üblicherweise eine erste größere Überschlupfphase mit Reibwertabsenkungen von bis zu 20% initiiert. Den heutigen Serien-ABS ist die Radlastreduktion aufgrund fehlender Sensorik unbekannt. Eine relevante Bremsmomentanpassung tritt vom ABS erst ab Überschreiten des Sollschlupfs ein. Zur Reduktion dieser auf das Zurücknicken folgenden Überschlupfphase sind gemäß Gleichung (3.6) Bremsmoment- und Radlaständerungseingriffe vorstellbar. Aufgrund der vorhandenen Nickschwingung und der damit verbundenen Dämpfergeschwindigkeit $v_D \neq 0$ kommen voraussichtlich Dämpfereingriffe zur temporären Radlaständerung in Frage. Eine Ableitung von Regelstrategien zur Reduktion von Schlupfchwankungen erfolgt in Abschnitt 3.3.

3.1.2 Optimierung des Radlastverlaufs

Durch das Doppelintegral der Bremskraft in Gleichung (3.1) wirkt eine Bremskraftänderung zum Bremsbeginn stärker auf den Bremsweg als die gleiche Bremskraftänderung zum Ende des Bremsvorgangs. Die erreichbare Bremskraft bzw. Kraftschlussausnutzung ist in allen Geschwindigkeitsbereichen der Bremsung nicht gleich bedeutsam für den Bremsweg. Eine Gewichtung mit der Fahrzeuggeschwindigkeit erscheint sinnvoll. Bei gegebenem und konstant angenommenen mittleren Reibwert $\bar{\mu}$ ist diese Erkenntnis auf den Radlastverlauf übertragbar, es gilt $F_B = \bar{\mu} \cdot F_z$. Es wird nachfolgend also nur der Einfluss des Radlastverlaufs auf den Bremsweg diskutiert. Radlastschwankungen um die mittlere stationäre Radlast wirken sich auf den Bremsweg aus. Anhand einer analytischen Prinzip-Betrachtung von Niemz¹⁶² wird dies nachfolgend veranschaulicht.

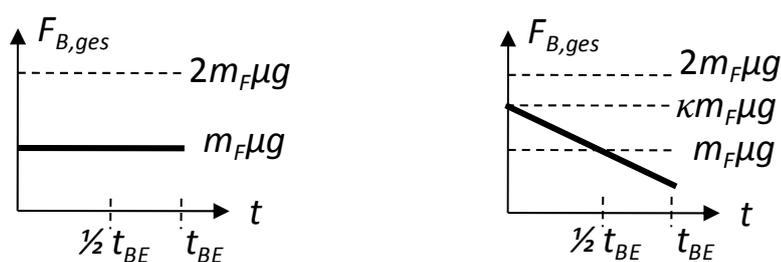


Abbildung 3.5: Konstanter und zeitabhängiger Bremskraftverlauf (t_{BE} : Bremsende)

Unter der Annahme einer konstanten Gesamtradlast, die dem Fahrzeuggewicht entspricht, wirkt über der Bremsdauer bei konstantem Reibwert eine konstante Bremskraft.

$$F_{B,ges}(t) = \mu(t) \cdot m_F \cdot g = \bar{\mu} \cdot m_F \cdot g \quad (3.10)$$

Nach doppelter Integration folgt aus der Anfangsgeschwindigkeit $v_{x,0}$ der Bremsweg.

¹⁶² Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S. 22

$$d_B = \frac{1}{2} \frac{v_{x,0}^2}{\bar{\mu} \cdot g} \quad (3.11)$$

Unter Annahme einer linear abfallenden Bremskraft, die gegenüber dem Fahrzeuggewicht bei einer mit dem Faktor κ größeren Radlast beginnt, stellt sich hingegen ein kürzerer Bremsweg ein.

$$\text{Für } 0 \leq \kappa \leq 2 \quad \kappa = \frac{F_{B,ges}(t=0)}{\bar{F}_{B,ges}} = \frac{F_{B,ges}(t=0)}{m_F \cdot \bar{\mu} \cdot g} \quad (3.12)$$

folgt der Bremskraftverlauf

$$F_{B,ges}(t) = \kappa \cdot \bar{\mu} \cdot m_F \cdot g \cdot \left(1 + 2 \left(\frac{1}{\kappa} - 1 \right) \frac{t}{t_{BE}} \right) \quad (3.13)$$

und damit der Bremsweg.

$$d_B = \frac{1}{2} \frac{v_{x,0}^2}{\bar{\mu} \cdot g} \left(\frac{4 - \kappa}{3} \right) \quad (3.14)$$

Damit folgt für $\kappa=2$ bei linearer Bremskraftreduktion eine theoretische Bremswegverkürzung gegenüber der konstanten Bremskraft von 33%. Dieses theoretische Beispiel zeigt, dass die zeitliche Verteilung der Radlast bei konstantem Mittelwert den Bremsweg beeinflusst. Die Bremskraft sollte besonders bei hohen Geschwindigkeiten durch möglichst große Radlasten gesteigert werden. Allerdings wird unter der Annahme $\kappa=2$ das Fahrzeug aufgrund von $F_B(t_{BE})=0$ niemals zum Stillstand kommen. Auch ist ein linear abfallender Bremskraftverlauf im Hinblick auf näherungsweise harmonische aufbauinduzierte Radlastschwankungen durch Nicken und Heben unrealistisch.

Der Einfluss des Radlastverlaufs auf den Bremsweg wird unter realitätsnäheren Bedingungen mit dem Erweiterten Viertelfahrzeugmodell aus Kapitel 2.4.2 untersucht. In diesem Modell wird die Hinterradbremskraft nach Erreichen von $F_{B,h}=3$ kN konstant gehalten. Die konstante Bremskraft leitet sich aus der Annahme ab, dass die Hinterachse unterbremst sei, also noch ungenutztes Kraftschlusspotential zur Verfügung steht. Niederfrequente Radlaständerungen an der Hinterachse führen so zwar zu Schlupf-, aber bei konstantem Bremsmoment und ausreichend verfügbarer Kraftschlussreserve nicht zu Bremskraftänderungen. Bei Serienfahrzeugen ist die Hinterachse aufgrund der notwendigen Anpassungsphasen (konstantes Bremsmoment im linearen Bereich der μ - λ_B -Kurve) zur Schätzung der freierollenden Radgeschwindigkeit und aus Stabilitätsgründen üblicherweise unterbremst, so dass diese Annahme gerechtfertigt und das Simulationsmodell für diese prinzipielle Betrachtung geeignet erscheint. Im Gegensatz zur Hinterachse wird an der Vorderachse unter Berücksichtigung der ABS-Regelstabilität eine möglichst große Ausschöpfung des Kraftschlusspotential angestrebt. Zur isolierten Betrachtung des Radlasteinflusses auf den Bremsweg, unabhängig von der ABS-Regelqualität, wird eine ideale Bremsschlupfregelung anstelle der ABS-Regelung eingesetzt. Ab Erreichen eines Schlupfwerts von $\lambda_B=8,5\%$ (entspricht ungefähr dem Reibwertmaximum) wird der Schlupf und damit der Reibwert μ konstant gehalten (optimale

$\mu=\mu_{max}$ -Regelung). Bremskraft- und daraus folgende Verzögerungsänderungen resultieren damit nur noch aus Radlaständerungen der modellierten Vorderachse. Verglichen werden die aus dem Radlastverlauf resultierenden Bremskraftverläufe und Bremswege aus $v_{x,0}=100$ km/h mit unterschiedlichen Dämpfereinstellungen in Abbildung 3.6. Das Bremsende ist gemäß Gleichung (2.22) als erstmalige Unterschreitung von $v_x=3$ km/h definiert.

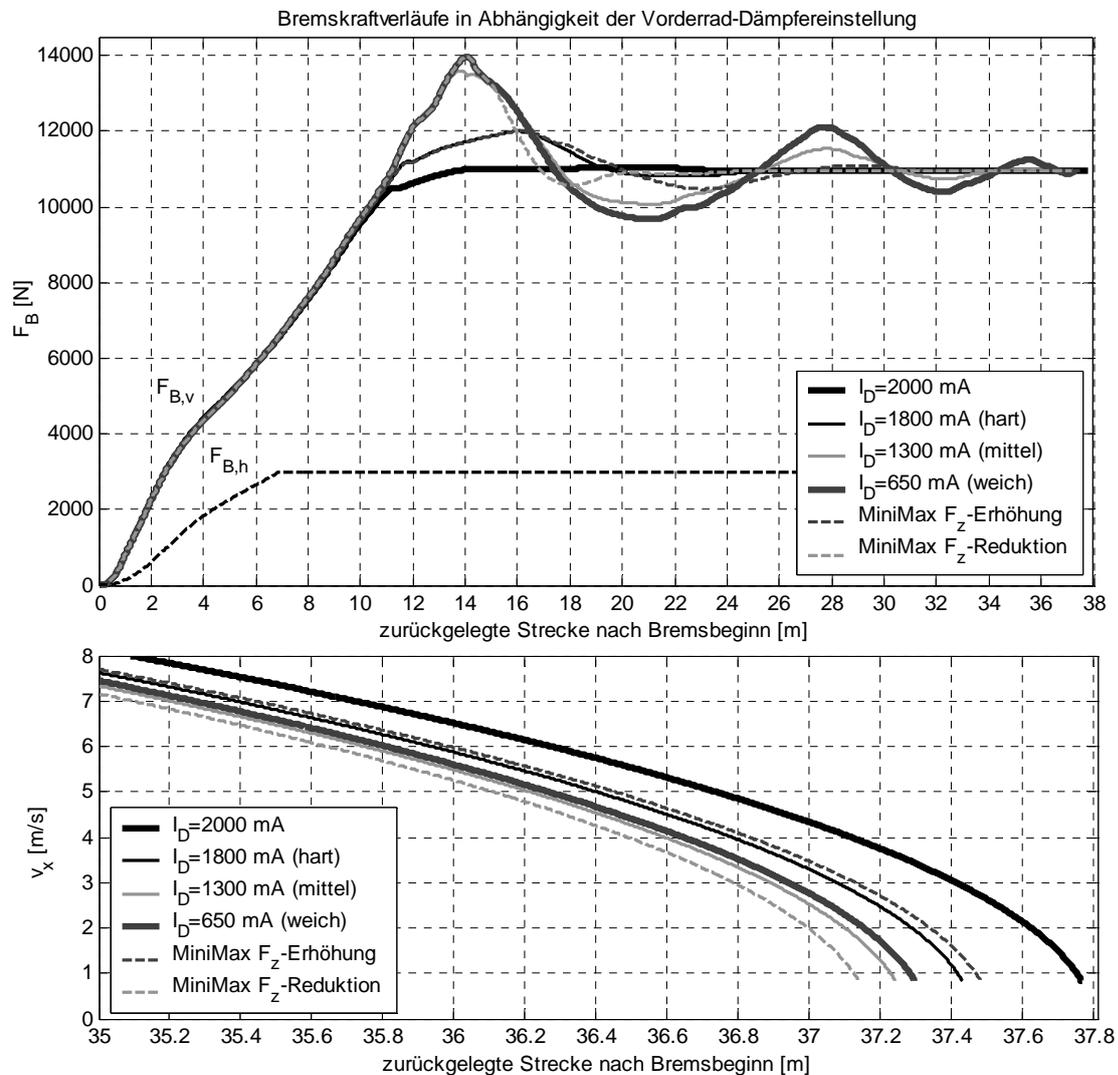


Abbildung 3.6: Simulierte Bremskraftverläufe mit optimaler $\mu=\mu_{max}$ -Regelung des Vorderrads mit verschiedenen Dämpfereinstellungen und resultierende Bremswege aus $v_{x,0}=100$ km/h

Die Variation der passiven Dämpfereinstellung ($I_D=\text{konst.}$) reicht von einem Radlastverlauf mit sehr harter Dämpfereinstellung ($I_D=2000$ mA), die ein nahezu aperiodisches Einschwingen ermöglicht, bis hin zu einer sehr weichen Dämpfereinstellung und großen Radlastschwankungen. Das aperiodische Einschwingen führt bei idealer ABS-Regelung mit $\mu=\mu_{max}$ im Rahmen der Simulationsvariationen zu den längsten Bremswegen. Die Radlastüberhöhung bei hohen Geschwindigkeiten zu Beginn des Bremsvorgangs, die mit der geringsten Dämpfung die größten Werte annimmt, tritt hier nicht auf. Bei einem Dämpferstrom von $I_D=1800$ mA, die bei Simulationsmodellen äquivalent zur der harten

Dämpfereinstellung des Versuchsfahrzeugs ist¹⁶³, tritt eine geringe Radlastüberhöhung zu Beginn der Bremsung auf, allerdings ohne darauffolgende relevante Radlastreduktion unterhalb der quasistationären Bremskraft von $F_{B,v,mean} \approx 11$ kN. Diese temporäre Bremskrafterhöhung führt gegenüber dem aperiodischen Einschwingen zu einer Bremswegverkürzung. Bei mittlerer Dämpfung ($I_D=1300$ mA) ist die Radlastüberhöhung zum Bremsbeginn nur geringfügig geringer als bei weicher Dämpfung ($I_D=650$ mA) ausgeprägt. Im Bereich kurz nach der maximalen Radlast erfolgt der Übergang von der Druck- in die Zugstufe. Aufgrund der größeren Dämpferkennfeldspreizung in der Zugstufe σ_{ID} (Gleichung (2.10), Abschnitt 2.1.3) wird bei der mittleren Dämpfung eine größere Dämpfungsarbeit verrichtet und die Radlastreduktion fällt im Vergleich zur weichen Dämpfung geringer aus. Das im Vergleich zur weichen Dämpfung vergleichsweise hohe Bremskraftniveau der mittleren Dämpfung in der Druckstufe und die gleichzeitig geringeren Bremskrafteinbußen in der darauffolgenden Zugstufe, führen bei mittlerer Dämpfung zu kürzeren Bremswegen als bei weicher Dämpfung. Gegenüber den harten Dämpfungen ($I_D=2000$ mA und $I_D=1800$ mA) profitiert der Bremsweg der weichen Dämpfereinstellung von der Radlastüberhöhung zum Bremsbeginn. Die relativ zur harten Dämpfung resultierende Bremswegverlängerung der nachfolgenden Radlastreduktion, die wegen der geringen Systemdämpfung im Vergleich zu den anderen Dämpfereinstellungen am stärksten ausfällt, wird durch die vorherige Bremskraftüberhöhung überkompensiert. Insgesamt werden mit weicher Dämpfung damit kürzere Bremswege als mit harter Dämpfung erreicht.

Zusätzlich zu den Bremskraftverläufen bzw. Bremswegen mit konstanten Dämpferströmen sind in Abbildung 3.6 auch zwei aus der Literatur¹⁶⁴ bekannte Dämpfereinstellungen mit variablem Dämpferstrom dargestellt: „MiniMax-Radlaststeigern“ (MiniMax F_z -Erhöhung) und „MiniMax-Radlastreduktion“ (MiniMax F_z -Reduktion). Zur temporären Radlaststeigerung wird nach der MiniMax-Dämpferumschaltlogik¹⁶⁵ in der Druckstufe eine harte, in der Zugstufe eine weiche Dämpfercharakteristik gewählt. Für die Radlastreduktion gilt dies in umgekehrter Weise. Dies erklärt den bis zum jeweiligen Radlastmaximum identischen Verlauf dieser beiden Strategien mit der jeweils korrespondierenden weichen oder harten Dämpfereinstellung. Ab dem Radlastmaximum führt die Einstellung „ F_z -Reduktion“ gegenüber dem weichen Referenzverlauf temporär zur gewünschten Radlast- und hier auch Bremskraftreduktion, da von einer weichen auf eine harte Dämpfercharakteristik gewechselt wird. Damit wird in der Zugstufe eine im Vergleich zur weichen Dämpfereinstellung größere Dämpfungsarbeit geleistet, was zu einem schnellen Abklingen der Aufbauschwingung ohne große Bremskraftreduktion führt. Diese Dämpfereinstellung weist bei optimaler Kraftschlussausnutzung die kürzesten Bremswege der hier ausgewählten Varianten auf. Sie profitiert von der Bremskraft-

¹⁶³ vgl. Kapitel 2.4.1

¹⁶⁴ siehe Kapitel 1.2.4, Abbildung 1.4, S. 17

¹⁶⁵ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S. 76

steigerung zum Bremsbeginn bis zum Radlastmaximum und vom schnellen Abklingen der Aufbauschwingung in der darauffolgenden Zugstufe. Im Gegensatz hierzu führt die Dämpfungsvariante „MiniMax F_z -Erhöhung“ gegenüber ihrem harten Referenzverlauf auch zu einer gewünschten temporären Radlaststeigerung, allerdings aufgrund der weichen Dämpfercharakteristik in der für die Dämpfungsarbeit dominanten Zugstufe zur geringer Dämpfungsarbeit und im Verhältnis zur harten Dämpfung größerer Radlast- bzw. Bremskraftabsenkung in der Zugstufe. Damit resultiert ein längerer Bremsweg als mit harter Dämpfung.

Ein Vergleich der Bremswege (Abbildung 3.6, unten) zwischen den einzelnen aus den Dämpfereinstellungen resultierenden Radlast- und Bremskraftverläufe relativiert das Bremswegverkürzungspotential durch eine Optimierung des Radlastverlaufs. Trotz großer Unterschiede im Bremskraftverlauf unterscheiden sich die Bremswege aus $v_{x,0}=100$ km/h nur innerhalb eines Bereichs von ca. $\Delta d_{B,min-max}=0,4$ m. Der aperiodische Einschwingvorgang mit $I_D=2000$ mA ist hierbei nicht berücksichtigt, da eine Umsetzung im Fahrversuch mit dem vorhandenen Versuchsfahrzeug und Dämpfern nicht möglich ist. Gegenüber der für Fahrversuche repräsentativen harten Dämpfereinstellung mit $I_D=1800$ mA in der Simulation ergibt sich durch die Dämpfereinstellung „MiniMax F_z -Reduktion“ ein maximales Bremswegverkürzungspotential von ca. 0,6% aus $v_{x,0}=100$ km/h. Bei den Bremswegunterschieden ist die ideale ABS-Regelung zur maximalen Kraftschlussausnutzung zu beachten. Wird das Bremskraftpotential $F_{B,pot}(t)=\mu_{max}\cdot F_z(t)$ durch die ABS-Regelung geringer ausgenutzt, ist auch mit geringeren Bremswegunterschieden zu rechnen. Damit wird bei der üblicherweise nicht optimalen Schlupfregelung von einem optimierten Radlastverlauf nur wenig Bremswegverkürzungspotential erwartet. Diese Betrachtungen zeigen allerdings, dass eine Interpretation von Bremsversuchen vorzugsweise im Wegbereich statt im Zeitbereich durchgeführt werden sollte, da eine Bremskraftänderung über eine bestimmte Zeit sich bei hoher Geschwindigkeit stärker auf den Bremsweg auswirkt als bei geringer Geschwindigkeit.

3.1.3 Schlussfolgerungen

Zur Verkürzung des Bremswegs kommen unter der Randbedingung, dass die relevanten Bremskräfte über den Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn aufgebracht werden, physikalisch zwei Möglichkeiten in Frage. Beide werden unter der Annahme diskutiert, dass die Reibwertcharakteristik zwischen Fahrbahn und Reifen gegeben und nicht modifizierbar ist – also der Reifen- oder Fahrbahntyp keine Variationsgröße darstellt. Aufgrund der während des Bremsvorgangs sinkenden Fahrzeuggeschwindigkeit hat eine Bremskraftherhöhung zum Bremsbeginn einen größeren Einfluss auf den Bremsweg als gegen Ende des Bremsvorgangs. Anhand einer Simulation mit idealer Kraftschlussausnutzung und durch Dämpfereinstellungen bedingter unterschiedlicher Radlastverläufe zeigt sich ein geringes Bremswegverkürzungspotential von maximal ca. 0,6%. Dabei führt eine Radlasterhöhung zum Bremsbeginn bei möglichst geringer darauffolgender Radlastreduktion zu den kürzesten Bremswegen und zur größten reduzierten kinetischen

Fahrzeugenergie zum Bremsbeginn. Dies ist beispielsweise bei der Dämpferregelstrategie MiniMax-*FI* für den Radlastwunsch „Radlastreduktion“ der Fall. Bei einer realistischen Schlupfregelung wird das Kraftschlusspotential $F_z \cdot \mu_{max}$ nicht vollständig ausgeschöpft, was das voraussichtlich nutzbare Bremswegverkürzungspotential weiter schwinden lässt. Von einer Optimierung des Radlastverlaufs zur Bremswegverkürzung wird daher wenig Verbesserungspotential erwartet. Dennoch bleibt festzuhalten, eine pauschalisierte Minimierung von aufbauinduzierten Radlastschwankungen durch z.B. eine harte Dämpfung, wie in der Literatur häufig als Optimierungsziel genannt und bei aktuellen Serienfahrzeugen umgesetzt, führt mit einer idealen ABS-Regelung gegenüber größeren aufbauinduzierten Radlastschwankungen zu einer Bremswegverlängerung. Ohne Berücksichtigung der ABS-Regelqualität wirken aufbauinduzierte Radlastschwankungen bei Geradeausbremsungen bremswegverkürzend.

Eine Optimierung der Kraftschlussausnutzung, z.B. durch eine verbesserte ABS-Regelqualität, verspricht hingegen eine größere nutzbare Bremswegverkürzung. Bei nahezu vollständiger Ausnutzung des experimentell ermittelten Vorderachskraftschlusspotentials wird ein durchschnittliches Bremswegverkürzungspotential von 10,5% mit Seriendämpfung bzw. ca. 14,5% bei weicher Dämpfung abgeschätzt. Aber selbst wenn nur Reibwertabsenkungen unter $\mu < 1,05$ ($1,25 \leq \mu_{max} \leq 1,3$) vermieden werden, resultiert nach dieser Abschätzung ein durchschnittliches Bremswegverkürzungspotential von ca. 1% (Seriendämpfung) bzw. ca. 2% (weicher Dämpfung). Verschiedene Einflüsse auf den Schlupf sind anhand des Drallsatz (Gleichung(3.5)) eines gebremsten Rades für die Raddrehzahl- und damit Schlupfänderung diskutiert worden. Beobachtungen bei Bremsversuchen lassen darauf schließen, dass die mit dem Zurücknicken des Fahrzeugaufbaus verbundene und dem ABS unbekannt Radlastreduktion eine erste größere Überschlupfphase initiiert und damit Reibwertverluste bedingt. Basierend auf den Bremsversuchen und dem Drallsatz (Gleichung(3.5)) besteht ferner die Vermutung, dass eine dynamische Radlasterhöhung im Unterschlupf bedingt durch den langsamen Bremsmomentaufbau zur stabilen Kompensation der Regelabweichung derzeit nur gering zur Bremskraftsteigerung ausgenutzt wird. Strategien, die die Minimierung von Schlupfabweichungen zum Ziel haben, versprechen sowohl für den Überschlupf- als auch für den Unterschlupfbereich Optimierungspotential. Als verfügbare Aktoren zur Schlupfbeeinflussung kommen das ABS als Bremsmomentsteller und die semiaktiven Dämpfer als temporäre Radlaststeller in Frage. Die aufbauinduzierten Radlastschwankungen werden auf Basis der Fahrversuche als eine relevante Störgröße für die Schlupfregelung identifiziert. Die Identifikation dieser Störgrößenübertragungsfunktion „Schlupfänderungen infolge Radlaständerungen“ behandelt der nachfolgende Abschnitt. Anschließend werden systematisch Regelstrategien zur Minimierung von Schlupfchwankungen abgeleitet, von denen eine Bremswegverkürzung zu erwarten ist.

3.2 Radlastinduzierte Schlupfchwankungen

Der vorherige Abschnitt verdeutlichte den Einfluss von Radlaständerungen auf den Schlupfverlauf anhand theoretischer Betrachtungen und experimentellen Beobachtungen. Die Identifikation dieser Übertragungsstrecke wird aus zweierlei Gründen als für die Arbeit relevant angesehen: Dynamische Radlaständerungen sind üblicherweise auch mit einer harten Dämpfereinstellung nicht vollständig vermeidbar, wodurch sie sich als Störgrößen auf die Schlupfregelung auswirken, wie der vorherige Abschnitt zeigt. Weiterhin sind temporäre Radlaständerungen mit einer semiaktiven Dämpferregelung möglich. Neben Bremsmomentänderungen durch das ABS erlaubt eine Radlaständerung über diese zu identifizierende Übertragungsstrecke ebenfalls eine Schlupfänderung. Zur Konzeption einer Dämpferregelung, die zur Reduktion von Schlupfchwankungen und zur Erhöhung der mittleren Kraftschlussausnutzung beiträgt, wird die Kenntnis und das Verständnis über dieses Übertragungsverhalten als notwendig erachtet.

Die Frage nach dem Übertragungsverhalten zwischen Radlast- und Schlupfänderung ist nicht neu. Klein¹⁶⁶ beobachtete bei Teilbremsungen mit konstantem Bremsdruck, dass dynamische Radlastschwankungen und Schlupfchwankungen mit entgegengesetztem Vorzeichen „korrelieren“. Weitergehende Untersuchungen von Klein zur Erklärung seiner Beobachtung sind dem Autor nicht bekannt. Im Rahmen seiner Untersuchungen zur Bremswegverkürzung durch ABS-unabhängige semiaktive Dämpferregelung leitet Niemz¹⁶⁷ anhand des Drallsatz und der Bremschlupfdefinition das mit der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x gewichtete negative Radlastintegral ($-FI/v_x$) als Maß für radlastinduzierte Schlupfchwankungen λ_{Fz} bei konstantem Bremsmoment ab¹⁶⁸.

$$\lambda_{Fz} = -\frac{r_{dyn}^2 \cdot \mu}{\Theta_R v_x} \underbrace{\int F_{z,dyn}(t) dt}_{FI} \quad \text{mit } \mu = \text{konst.} \quad (3.15)$$

Diese Ableitung gilt unter der Annahme, dass der Reibwert μ unabhängig vom Bremschlupf λ_B ist, also für einen konstanten Reibwert. Bei ABS-Bremsungen treten allerdings große Schlupf- und Reibwertänderungen auf, wie Abbildung 3.2 in Abschnitt 3.1.1 darstellt. Eine legitime Vernachlässigung von Reibwertänderungen bei ABS-Bremsungen ist demnach fraglich. Die Aussagen von Klein und Niemz gelten für verschiedene Bremsbedingungen und Reibwertausnutzungen. Aber auch bei ABS-Bremsungen sind geringe Schlupfwerte möglich, die sonst im Teilbremsbereich auftreten. Es stellt sich die Frage, wie sich das Übertragungsverhalten zwischen Radlast- und Schlupfänderungen allgemein darstellt.

¹⁶⁶ Klein (1990): Compound control of braking and suspension systems, S. 202

¹⁶⁷ Niemz et al. (2007): A New Slip Controller to Reduce Braking Distance by Means of Active Shock Absorbers, S. 116f

¹⁶⁸ vgl. auch Gleichung (3.6), S.56

3.2.1 Theoretische Ableitung des Übertragungsverhaltens

Radlastinduzierte Schlupfänderungen

Ziel dieses Abschnitts ist die Identifikation des Übertragungsverhaltens von radlastbedingten Schlupfänderungen mit einem allgemeingültigen Ansatz, der die Beobachtung von Klein und das Ergebnis von Niemz vereint und die Annahme eines konstanten Reibwerts nicht trifft. Hierzu wird ein analytischer Ansatz auf Basis des Drallsatzes gewählt, so dass die Einflussfaktoren auf das Übertragungsverhalten deutlich werden.

$$\Theta_R \ddot{\varphi}_R(t) = F_B(t) \cdot r_{dyn} - M_B(t) \quad (3.16)$$

Mit der Definition des Kraftschlussausnutzung

$$F_B = \mu(\lambda_B) \cdot F_z \quad (3.17)$$

sowie der Radumfangsbeschleunigung $\ddot{\varphi}_R$ aus der Definition des Bremsschlupfs λ_B nach Gleichung (2.2), und unter Annahme geringer Änderungen der Radmittelpunkts-geschwindigkeit $v_{R,x}$ innerhalb der Dauer der Radumfangsbeschleunigung

$$\ddot{\varphi}_R(t) = -\dot{\lambda}_B(t) \cdot \frac{v_{R,x}}{r_{dyn}} \quad (3.18)$$

folgt:

$$-\dot{\lambda}_B(t) \cdot \frac{v_{R,x}}{r_{dyn}} \cdot \Theta_R = \mu(\lambda_B(t)) \cdot F_z(t) \cdot r_{dyn} - M_B(t) \quad (3.19)$$

Aufgrund der Reibwertabhängigkeit vom Schlupf $\mu=f(\lambda_B)$, und demzufolge auch von Bremsschlupfänderungen $\dot{\lambda}_B$, ist Gleichung (3.19) ohne weitere Annahmen analytisch nicht lösbar. Eine numerische Lösung mit einer nichtlinearen μ - λ_B -Kurve wird aufgrund der dann fehlenden Transparenz der Einflussgrößen auf das Übertragungsverhalten nicht favorisiert. Um Gleichung (3.19) analytisch zu lösen, werden kleine Schlupfänderungen um einen Arbeitspunkt postuliert und damit Kleinsignalverhalten vorausgesetzt.

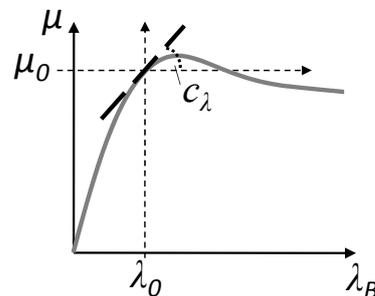


Abbildung 3.7: Linearisierung der μ - λ_B -Kurve um einen Arbeitspunkt μ_0, λ_0 mit Steigung c_λ

Mit der Steigung c_λ folgt die um den Arbeitspunkt „0“ linearisierte μ - λ_B -Kurve zu:

$$\mu = c_\lambda (\lambda_B - \lambda_{B,0}) + \mu_0(\lambda_{B,0}) \quad (3.20)$$

$$\text{mit } c_\lambda(\lambda_{B,0}) = \frac{d\mu}{d\lambda_B} \quad (3.21)$$

Bezogen auf eine ABS-Bremung mit annähernd konstanter Längsverzögerung und Achslastverschiebung entspricht die statische Radlast und die Achslastverschiebung der quasistatischen Radlast im Arbeitspunkt $F_{z,0}$. Dynamische Radlaständerungen infolge von Aufbaubewegungen (Nicken, Heben) und Fahrbahnanregungen entsprechen Radlaständerungen um den Arbeitspunkt ΔF_z .

$$F_z(t) = \underbrace{(F_{z,stat} + F_{z,VAHA})}_{F_{z,0}} + \underbrace{F_{z,dyn}(t)}_{\Delta F_z(t)} \quad (3.22)$$

Weiterhin wird angenommen, dass im quasistationären Arbeitspunkt das konstante Bremsmoment $M_{B,0}$ sich mit dem Fahrbahnmoment ($F_{B,0} \cdot r_{dyn}$) im Gleichgewicht befindet. Daraus folgt für ein konstantes Bremsmoment $M_{B,0}$:

$$M_B = M_{B,0} = F_{z,0} \cdot r_{dyn} \cdot \mu_0 \quad (3.23)$$

Aus der Annahme eines konstanten Bremsmoments $M_{B,0}$ im Arbeitspunkt folgt zwingend die Forderung nach einem stabilen oder grenzstabilen Systemverhalten. Das System kehrt in diesem Fall nach Störungen ohne notwendige Bremsmomentanpassung in den Ausgangszustand zurück. In einem instabilen System führen Störungen nur bei einer Anpassung des vorherigen Bremsmomentarbeitspunkts zu einer Rückkehr in den Ausgangszustand. Damit gilt als notwendige Forderung für nachfolgende Betrachtungen

$$c_\lambda \geq 0 \quad (3.24)$$

Aus den Gleichungen (3.20), (3.22) und (3.23) eingesetzt in (3.19) folgt:

$$-\dot{\lambda}_B(t) \cdot \frac{v_{R,x}}{r_{dyn}} \cdot \Theta_R = (F_{z,0} + \Delta F_z(t)) \cdot r_{dyn} \cdot [c_\lambda(\lambda_B(t) - \lambda_{B,0}) + \mu_0] - F_{z,0} \cdot r_{dyn} \cdot \mu_0 \quad (3.25)$$

Auflösen und Ersetzen der Schlupfänderungen um den Arbeitspunkt $\Delta\lambda_B = (\lambda_B - \lambda_{B,0})$:

$$-\dot{\lambda}_B(t) \cdot \frac{v_{R,x}}{r_{dyn}} \cdot \Theta_R - \Delta\lambda_B(t) \cdot F_{z,0} \cdot r_{dyn} \cdot c_\lambda = c_\lambda \cdot \underbrace{\Delta\lambda_B(t) \cdot \Delta F_z(t)}_{\approx 0, \text{ Kleinsignalverhalten}} \cdot r_{dyn} + \Delta F_z(t) \cdot r_{dyn} \cdot \mu_0 \quad (3.26)$$

Aufgrund des postulierten Kleinsignalverhaltens vereinfacht sich die Gleichung (3.26), in dem das Produkt von Schlupf- und Radlaständerungen vernachlässigt wird. Berücksichtigen dieser Vereinfachung und Transformation von Gleichung (3.26) in den Laplace-Bereich ergibt das gesuchte Übertragungsverhalten von Radlaständerungen ΔF_z auf den Schlupfverlauf $\Delta\lambda_B$, das aufgrund $c_\lambda = f(\lambda(t))$ allgemein ein zeitvariantes PT₁-Verhalten (Gleichung (3.27)) aufweist.

$$\left. \frac{\Delta\lambda_B}{\Delta F_z} \right|_{c_\lambda \geq 0} = \frac{-\left(\frac{\mu_0}{F_{z,0} \cdot c_\lambda}\right)}{\left(\frac{\Theta_R \cdot v_{R,x}}{r_{dyn}^2 \cdot F_{z,0} \cdot c_\lambda}\right) s + 1} \quad (3.27)$$

Die Eckfrequenz f_{eck} resultiert aus dem Nenner.

$$f_{eck}|_{c_\lambda \geq 0} = \frac{1}{2\pi \cdot \left(\frac{\Theta_R \cdot v_{R,x}}{r_{dyn}^2 \cdot F_{z,0} \cdot c_\lambda} \right)} = \frac{1}{2\pi} \frac{r_{dyn}^2 \cdot F_{z,0} \cdot c_\lambda}{\Theta_R \cdot v_{R,x}} \quad (3.28)$$

Mit $s=j\omega$ und $j^2=-1$ folgen aus dem Real- und Imaginärteil der Gleichung (3.27) Amplitude und Phase in Abhängigkeit von der Kreisfrequenz $\omega=2\pi \cdot f$ zu:

$$\left| \frac{\Delta\lambda_B(\omega)}{\Delta F_z(\omega)} \right|_{c_\lambda \geq 0} = \mu_0 \cdot \frac{\sqrt{\left(\underbrace{-F_{z,0} \cdot c_\lambda}_{\text{Re}} \right)^2 + \left(\underbrace{\omega \cdot \frac{\Theta_R \cdot v_{R,x}}{r_{dyn}^2}}_{\text{Im}} \right)^2}}{\left(\frac{\Theta_R \cdot v_{R,x}}{r_{dyn}^2} \omega \right)^2 + (F_{z,0} \cdot c_\lambda)^2} \quad (3.29)$$

$$\varphi(\omega)_{c_\lambda \geq 0} = \arctan \left(-\frac{\Theta_R \cdot v_{R,x}}{r_{dyn}^2 \cdot F_{z,0} \cdot c_\lambda} \omega \right)$$

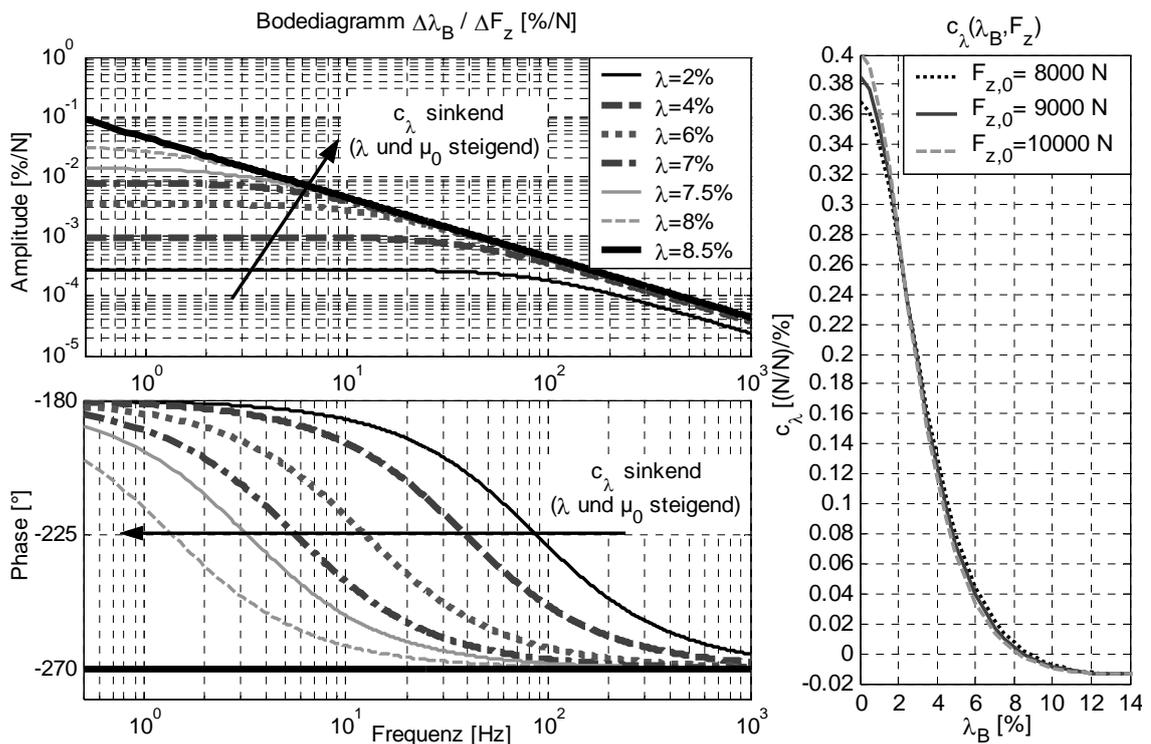


Abbildung 3.8: Bodediagramm der radlastinduzierten Schlupfänderungen mit $F_z=9000\pm 1000$ N in Abhängigkeit des Schlupfarbeitspunkts definiert durch $c_\lambda=f(\lambda_{B,0})$, $\mu_0=f(\lambda_{B,0})$, $v_{x,0}=70$ km/h

Das Übertragungsverhalten für verschiedene Schlupfarbeitspunkte ist im Bodediagramm Abbildung 3.8 dargestellt. Mit steigendem Schlupf und sinkender Steigung c_λ der μ - λ_B -Kurve im Bereich $c_\lambda \geq 0$ verschiebt sich bei konstanter Geschwindigkeit $v_{R,x}=\text{konst.}$ die Eckfrequenz f_{eck} des zeitvarianten PT₁-Übertragungsverhalten zu geringen Frequenzen und nähert sich für den Sonderfall $\mu(c_\lambda=0)=\mu_{max}$ einem I-Verhalten mit einer Phase

von $\varphi = -270^\circ$ an, dass Niemz postulierte. Ein Fokus auf den fahrdynamisch relevanten Anregungsfrequenzbereich der vertikalen Aufbaueigenfrequenzen ($1 \text{ Hz} \leq f \leq 2 \text{ Hz}$) und vertikale Radträgereigenfrequenz ($10 \text{ Hz} \leq f \leq 20 \text{ Hz}$) zeigt in Abbildung 3.8 für ABS-Bremssungen repräsentativ gewählte Arbeitspunktparameter, dass die Phase der Übertragungstrecke von c_λ und damit vom Schlupf Arbeitspunkt dominiert wird. Zudem steigt der Einfluss der Tiefpasscharakteristik des PT_1 -Übertragungsverhalten auf die Amplitude der Schlupfänderung mit steigendem Schlupf Arbeitspunkt. Die aufbauinduzierten Radlaständerungen im Frequenzbereich zwischen $1 \text{ Hz} \leq f \leq 2 \text{ Hz}$ wirken bei ABS-Bremssungen daher aufgrund der Tiefpasscharakteristik der Übertragungstrecke und ihrer großen Radlastamplituden stärker auf den Schlupfverlauf, als Radlastschwankungen im Bereich der Radträgereigenfrequenz, die zudem üblicherweise deutlich geringere Amplituden aufweisen. Im Bereich der Aufbaueigenfrequenzen zeigt das Bodediagramm Abbildung 3.8 Phasenlagen zwischen Radlast- und Schlupfänderung, die bei geringen Schlupfwerten bei $\varphi = -180^\circ$ beginnen und bis auf $\varphi = -270^\circ$ im Maximum der μ - λ_B -Kurve abfallen. Nach dem Kenntnisstand des Autors vereint dies erstmalig die Beobachtung von negativ „korrelierenden“ Radlast- und Schlupfänderung bei Teilbremsungen von Klein und das Radlastintegral FI als Maß für radlastinduzierte Schlupfchwankungen bei ABS-Bremssungen von Niemz in einer Modellvorstellung.

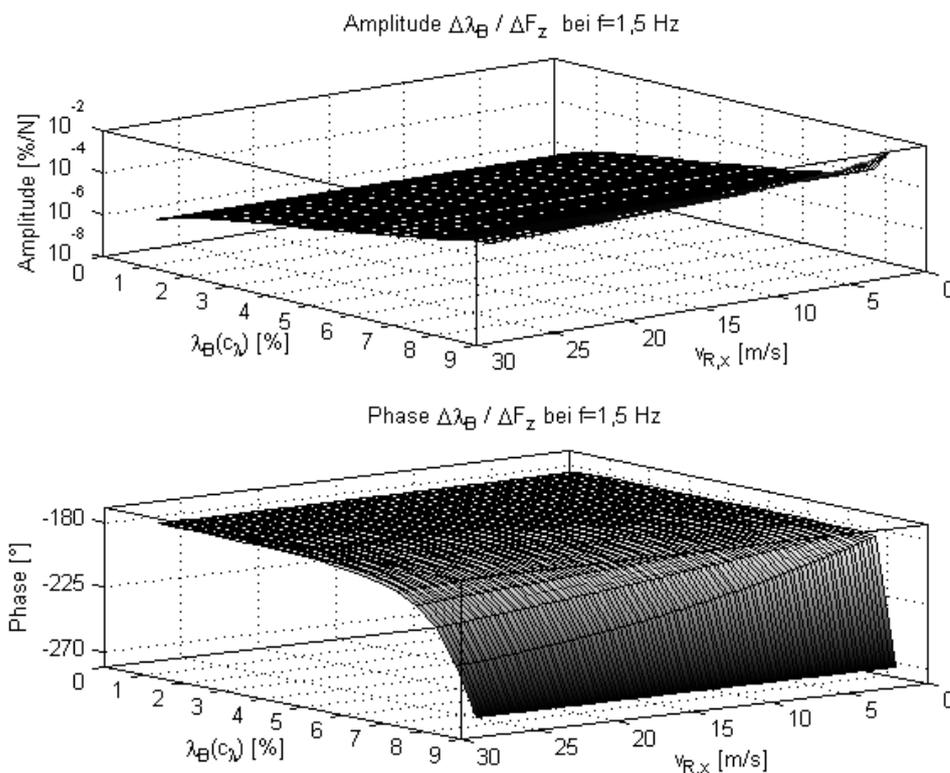


Abbildung 3.9: Einfluss von c_λ und $v_{R,x}$ auf die Phase und Amplitude der radlastinduzierten Schlupfänderungen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz von $f=1,5 \text{ Hz}$

Für den für radlastinduzierte Schlupfchwankungen wichtigen Aufbaueigenfrequenzbereich, hier exemplarisch für die Frequenz $f=1,5 \text{ Hz}$, zeigt Abbildung 3.9 das Amplitudenverhältnis und die Phasenlage zwischen Radlast- und Schlupfänderung. Neben der

wichtigen Abhängigkeit vom Schlupfearbeitspunkt, charakterisiert durch c_λ , ist die bei ABS-Bremungen über einen längeren Zeitraum nicht vernachlässigbare Änderung der Fahrzeuggeschwindigkeit im Geschwindigkeitsbereich zwischen $v_{R,x}=100$ km/h und $v_{R,x}=3$ km/h dargestellt. Abbildung 3.9 zeigt, dass der Geschwindigkeitseinfluss auf Amplitude und Phase deutlich geringer ausgeprägt ist, als der des Schlupfearbeitspunkts. Bei konstanter Frequenz wird der Imaginärteil (Im) der Übertragungsstrecke (3.29) maßgeblich durch die Geschwindigkeit $v_{R,x}$ definiert, der Realteil (Re) durch c_λ und damit dem Schlupfearbeitspunkt. Für das Amplitudenverhältnis folgt aus Abbildung 3.9, dass bei konstanter Frequenz der von c_λ abhängige Realteil gegenüber dem von $v_{R,x}$ abhängigen Imaginärteil dominiert. Die Phase ist gemäß Gleichung (3.29) definiert durch das Verhältnis aus Imaginär- und Realteil. Aus $c_\lambda=0$ folgt $Re=0$, weswegen bei $Im>0$ eine Phase von $\varphi=-270^\circ$ besteht. Je größer der Imaginärteil ist, desto größer ist der Übergangsbereich von $\varphi=-180^\circ (|Re|\gg|Im|)$ zu $\varphi=-270^\circ (|Re|\ll|Im|)$. Die Fahrzeuggeschwindigkeit repräsentiert damit die Systemdämpfung: Je größer $v_{R,x}$, desto geringer gedämpft. Daraus folgt auch, dass mit steigender Geschwindigkeit $v_{R,x}$ ein größerer Übergangsbereich zwischen $\varphi=-180^\circ$ und $\varphi=-270^\circ$ besteht, bei geringen Geschwindigkeiten erfolgt die Phasenänderung in einem geringen c_λ -Bereich bzw. λ_B -Bereich. Bei der hier größten gewählten Geschwindigkeit von $v_{R,x}=100$ km/h tritt gegenüber der Phase $\varphi=-180^\circ$ eine Phasenänderung von $\Delta\varphi\leq-20^\circ$ auf $\varphi\leq-200^\circ$ erst bei Schlupfwerten von $\lambda_B\geq 7\%$ auf ($\lambda_B(\mu_{max})\approx 8,5\%$). Für Schlupfwerte $\lambda_B<7\%$ folgt aus Abbildung 3.9 eine Phase von $\varphi\approx-180^\circ$, was der Beobachtung von Klein entspricht. Bei Sollschlupfwerten von $\lambda_{soll}\approx 6\%$ zu Beginn einer ABS-Regelung aus $v_{x,0}=100$ km/h liegen Schlupfwerte von $\lambda_B\geq 7\%$ bereits im ABS-Regelbereich. Zudem zeigt Abbildung 3.10, dass für ca. 70% des Bremswegs Schlupfwerte von $\lambda_B\leq 7\%$ und nur in ca. 30% des Bremswegs Schlupfwerte $\lambda_B>7\%$ auftreten.

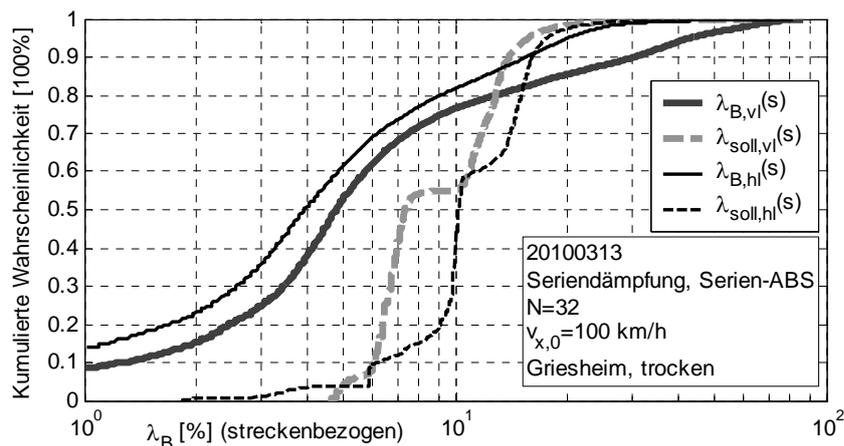


Abbildung 3.10: Vergleich zwischen Ist- und Sollschlupf¹⁶⁹ bei ABS-Bremungen mit Serien-ABS und Serierendämpferregelung aus $v_{x,0}=100$ km/h, Werte sind streckenbezogen (s_x) dargestellt

¹⁶⁹ Sollschlupf der Hinterachse gilt nur außerhalb von Anpassungsphasen und ist hier trotz geringer Repräsentativität nur der Vollständigkeit halber aufgeführt

Daraus folgt, dass entgegen der Annahme von Niemz während ABS-Regelungen nicht von einem reinen I-Verhalten ausgegangen werden kann. Die von Niemz getroffene Annahme $\mu=\text{konst.}$ über den Bremsvorgang ist anhand des streckenbezogen häufigen Unterschlupfs mit der starken Abhängigkeit des Reibwerts vom Schlupf $\Delta\mu\approx c_\lambda\cdot\Delta\lambda_B$ nicht allgemein haltbar. Von einer Phasenlage von ca. $\varphi\approx-270^\circ$ und damit näherungsweise von einem I-Verhalten zwischen Radlast- und Schlupfänderung ist nur bei sehr geringen Reifenlängssteifigkeiten c_λ und bei $Re\ll Im$ des Übertragungsverhaltens Gleichung (3.29) auszugehen, wie sie im Bereich um das Reibwertmaximum auftreten (vgl. Abbildung 3.8). Im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve ist $|c_\lambda|$ betragsmäßig mit Werten im unmittelbaren Bereich um das Reibwertmaximum ($\lambda_B\geq 8\%$) vergleichbar, so dass dort auch von $\varphi=-180^\circ$ deutlich verschiedene Phasendifferenzen erwartet werden, die sich der Phase von $\varphi=-270^\circ$ eines I-Verhaltes annähern. Eine objektive Prüfung mit dem gewählten theoretischen Ansatz oder experimentellen Untersuchungen ist aufgrund der verletzten Stabilitätsbedingung (konstantes Bremsmoment $M_{B,0}$) hier jedoch nicht weiter möglich. Da das linke Vorderrad gemäß Abbildung 3.10 Schlupfwerte im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve nur für ca. 30% des mittleren Bremswegs aufweist, wird von einer dominierenden Phasendifferenz von $\varphi\approx-180^\circ$ für den Bremsvorgang an der Vorderachse ausgegangen. Aufgrund der Unterbremsung der Hinterachse und der daraus folgenden geringeren Schlupfwerte erscheint diese Erwartung dort noch wahrscheinlicher.

Radlastbedingte dynamische Bremskraftänderungen

Ohne Bremsmomentänderungen folgen aus radlastinduzierten Schlupfänderungen auch temporäre Bremskraftänderungen. Aus dem Drallsatz folgt für diese Übertragungstrecke bei konstantem Bremsmoment ($\Delta M_B=0$) ein I-Verhalten:

$$-\dot{\lambda}_B \cdot \frac{v_{R,x}}{r_{dyn}} \cdot \Theta_R = \Delta F_B \cdot r_{dyn} \quad (3.30)$$

$$\frac{\Delta\lambda_B}{\Delta F_B} = -\frac{1}{s} \left(\frac{r_{dyn}^2}{\Theta_R \cdot v_{R,x}} \right) \quad (3.31)$$

Aus Gleichung (3.27) und Gleichung (3.31) ergibt sich die Übertragungstrecke für sich durch Radlaständerungen ändernder Bremskräfte. Es liegt ein DT₁-Übertragungsverhalten mit Hochpasscharakter vor, das für $\omega\rightarrow\infty$ gegen $\mu_\theta=\text{konst.}$ konvergiert. Die Eckfrequenz entspricht der des PT₁-Gliedes (Gleichung (3.28)).

$$\frac{\Delta F_B}{\Delta F_z} = \frac{+\mu_0 \cdot \left(\frac{\Theta_R \cdot v_{R,x}}{r_{dyn}^2 \cdot F_{z,0} \cdot c_\lambda} \right) s}{\left(\frac{\Theta_R \cdot v_{R,x}}{r_{dyn}^2 \cdot F_{z,0} \cdot c_\lambda} \right) s + 1} \quad (3.32)$$

Das Hochpassverhalten zeigt, dass niederfrequente (aufbauinduzierte) Radlaständerungen zu geringeren Bremskraftänderungen führen als hochfrequente Radlastschwankungen mit gleicher Amplitude. Der Grund ist das Trägheitsmoments des Rades Θ_R . Niederfrequente Radlaständerungen führen mit dem aktuell wirksamen Reibwert zu einer Beschleunigung des Rades in Umfangsrichtung und damit zu Schlupfänderungen. Mit der Schlupfänderung stellt sich ein neuer Reibwert und damit ein neuer Arbeitspunkt ein. Bei einer schnellen (hochfrequenten) Radlaständerung ist aufgrund der Radträgheit eine ebenso schnelle Schlupf- und Reibwertanpassung nicht möglich, daher stellen sich nach dem Modell der Coulomb'schen Reibung größere Bremskraftänderungen ein. Abbildung 3.11 verdeutlicht dieses frequenzabhängige Verhalten für eine Radlasterhöhung von $F_z=8\text{ kN}$ auf $F_z=10\text{ kN}$ bei konstantem Bremsmoment. Der sich einstellende Schlupf ist für die erste Schwingungsperiode nach Beginn der (harmonischen) Radlaständerung dargestellt.

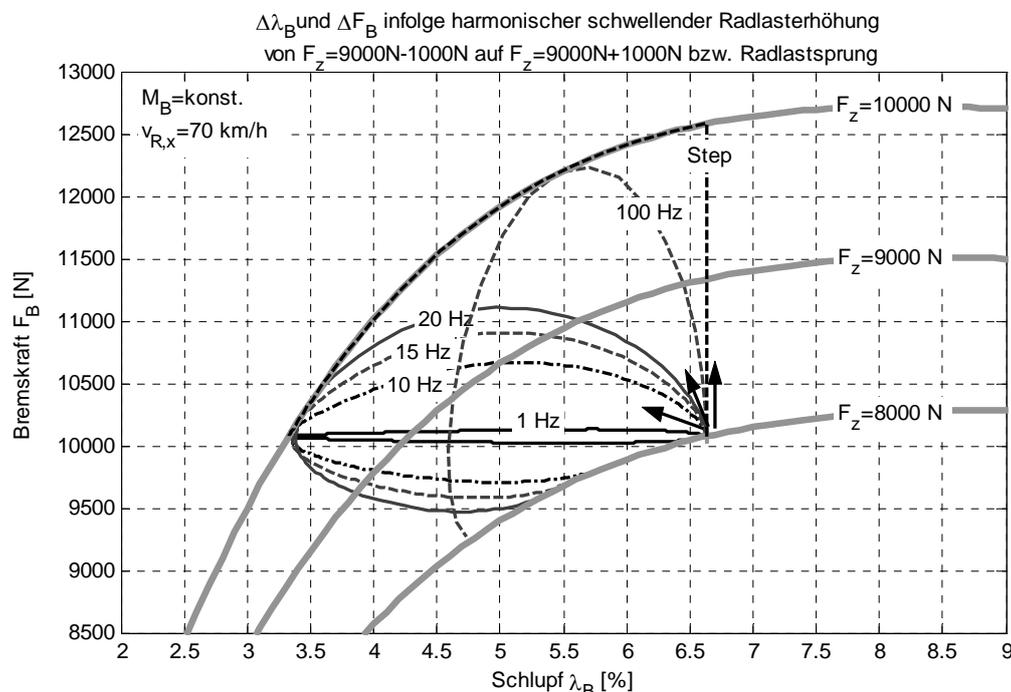


Abbildung 3.11 Frequenzabhängige radlastinduzierte Schlupf- und Bremskraftänderungen bei $v_{x,R}=70\text{ km/h}$ und $M_B=\text{konst.}$

Bremsmomentinduzierte Schlupf- und Bremskraftänderungen

Die vorherigen theoretischen Ansätze diskutieren das Übertragungsverhalten von Radlaständerungen auf Schlupf- bzw. Bremskraftänderungen bei konstantem Bremsmoment. Diese Betrachtungen sind auf das Übertragungsverhalten von Bremsmomentänderungen ΔM_B auf Schlupf- und Bremskraftänderungen ΔF_B übertragbar. Die aus Bremsmomentänderungen resultierenden Schlupfänderungen bei konstanter Radlast $F_{z,0}=\text{konst.}$ ergeben sich analog zu vorheriger Vorgehensweise mit

$$F_B = F_{B,0} + \Delta F_B = F_{B,0} + \underbrace{c_\lambda \cdot \Delta\lambda_B}_{\Delta\mu} \cdot F_{z,0} \quad (3.33)$$

zu:

$$\left. \frac{\Delta\lambda}{\Delta M_B} \right|_{c_\lambda \geq 0} = \frac{\left(\frac{1}{F_{z,0} \cdot c_\lambda \cdot r_{dyn}} \right)}{\left(\frac{\Theta_R \cdot v_{R,x}}{r_{dyn}^2 \cdot F_{z,0} \cdot c_\lambda} \right) s + 1} \quad (3.34)$$

Mit $\Delta F_B = c_\lambda \cdot \Delta\lambda_B$ aus Gleichung (3.33) folgt die aus einer Bremsmomentänderung resultierende Bremskraftänderung, die einem zeitvariantem PT₁-Verhalten mit Tiefpasscharakteristik entspricht. Wie beim Übertragungsverhalten zwischen Schlupf- und Radlaständerungen dominieren aufgrund der Radträgheit Θ_R auch hier die Bremskraftamplituden niederfrequenter Bremsmomentänderungen gegenüber hochfrequenten.

$$\left. \frac{\Delta F_B}{\Delta M_B} \right|_{c_\lambda \geq 0} = \frac{\left(\frac{1}{r_{dyn}} \right)}{\left(\frac{\Theta_R \cdot v_{R,x}}{r_{dyn}^2 \cdot F_{z,0} \cdot c_\lambda} \right) s + 1} \quad (3.35)$$

Die Dynamik der Schlupf- bzw. Bremskraftänderung, ausgelöst durch Radlast oder Bremsmomentänderungen, ist bei vergleichbaren Ausgangsbedingungen in beiden Fällen aufgrund der gleichen Eckfrequenzen der Übertragungsfunktionen identisch, sofern die Reifenübertragungsstrecke identisch ist. Die Schlupf- bzw. Kraftaufbaudynamik wird wesentlich durch die Steigung der μ - λ_B -Kurve im aktuellen Schlupf-arbeitspunkt c_λ und vom aktuellen quasistatischen Radlastniveau $F_{z,0}$ bestimmt.

3.2.2 Überprüfung im Fahrversuch

Eine Überprüfung des im vorherigen Abschnitt theoretisch ermittelten Übertragungsverhaltens von Radlaständerungen auf den Schlupfverlauf ist unter der Voraussetzung eines konstanten Bremsmoments nur im stabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve möglich. Bei der Definition des Schlupf-arbeitspunkts ist für das Versuchsdesign darauf zu achten, dass die durch Radlastreduktionen bedingten temporären Schlupferhöhungen nicht zu Eingriffen des ABS oder der elektronischen Bremskraftverteilung EBV führen. Im Fokus stehen die aufbauinduzierten Radlaständerungen, da diese zu besonders großen Schlupfänderungsamplituden führen, die die ABS-Regelung voraussichtlich stören. Zur Anregung möglichst großer und lang andauernder Aufbaubewegungen werden über der gesamten Bremsdauer eine weiche Dämpfereinstellung ($I_D=650$ mA) und zu Beginn des Bremsvorgangs aus $v_{x,0}=100$ km/h ein steiler Bremsmomentanstieg gewählt. Zur Identifikation des Übertragungsverhaltens wird nach der Bremsdruckaufbauphase der Hauptbremszylinderdruck für die übrige Bremsdauer konstant gehalten (Abbildung 3.12). Die Reproduzierbarkeit wird durch einen Bremsautomat gewährleistet. Bei einem empirisch ermitteltem stationären vorderen Radbremsdruck von $p_{B,0} \approx 63$ bar sind beim vorhande-

nen Versuchsfahrzeug und auf der verwendeten Teststrecke Eingriffe der Bremschlupfregelung gerade reproduzierbar noch vermeidbar.

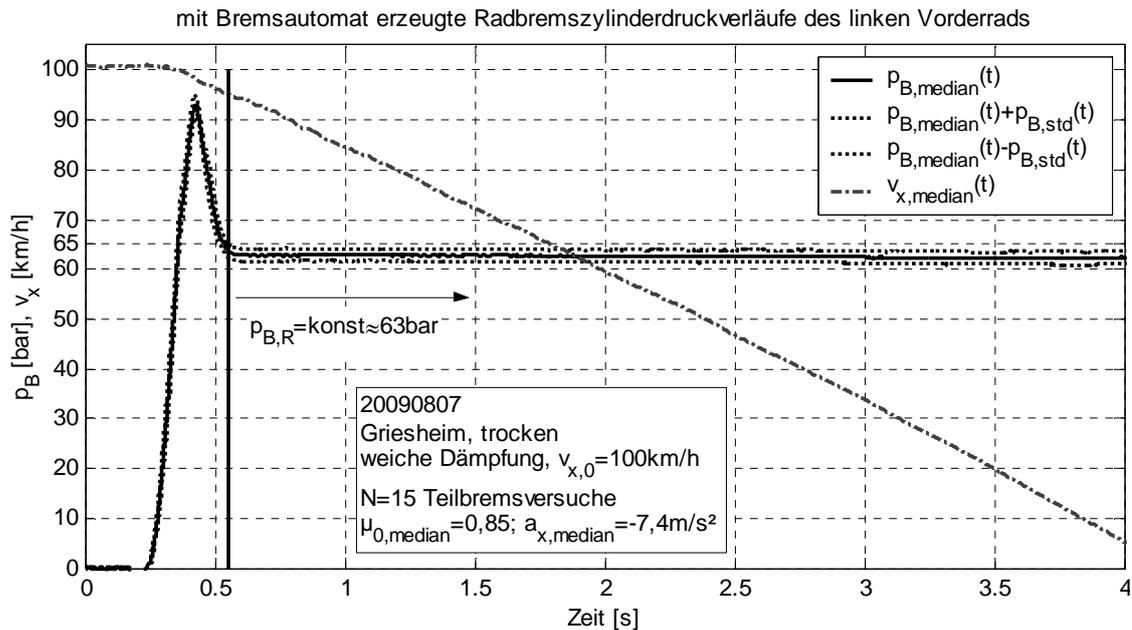


Abbildung 3.12: Mit Bremsautomaten erzeugter Radbremszylinderdruckverlauf des linken Vorderrads zur Anregung der Aufbaueigenfrequenzen und mit Bereichen konstanten Bremsdrucks

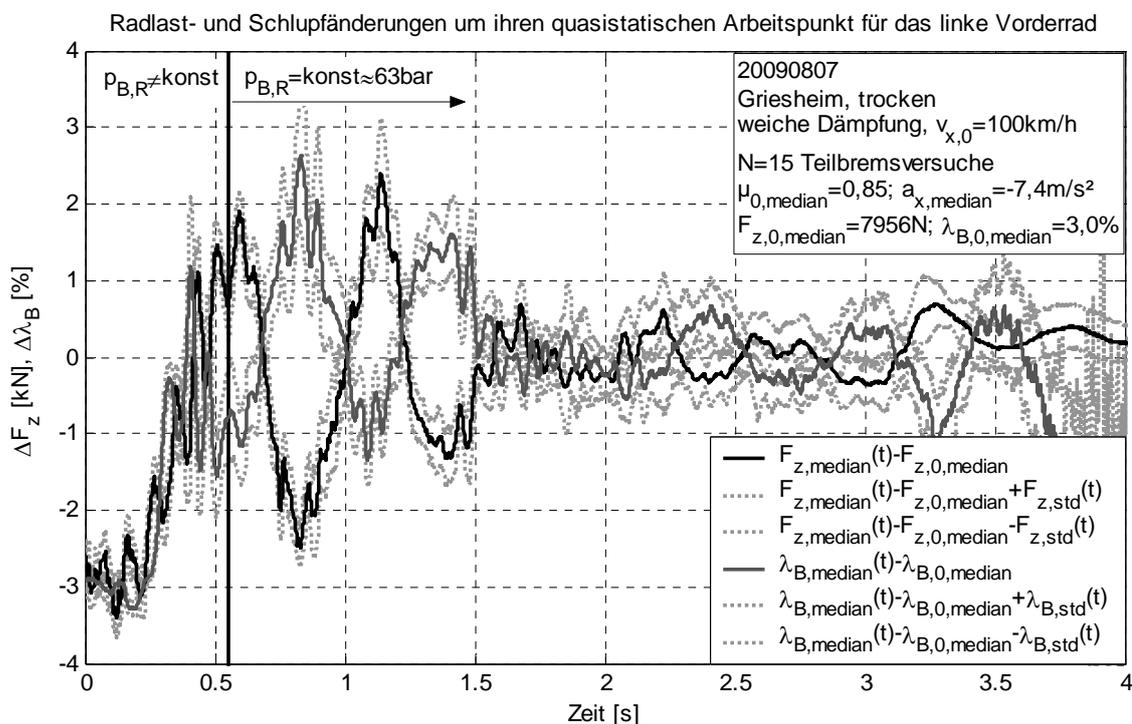


Abbildung 3.13: Mittlere zeitliche Radlast- und Schlupfänderung mit Standardabweichungen bei $N=15$ Teilbremsungen mit konstantem Bremsdruck und weicher Dämpfungseinstellung

Aus dem Bremsdruckverlauf ergibt sich für das linke Vorderrad eine mittlere Reibwertausnutzung von $\mu_0 \approx 0,85$, ein Schlupf-arbeitspunkt von $\lambda_0 \approx 3,0\%$ und eine quasistationäre

Radlast von $F_{z,0} \approx 8$ kN. Die streckenbezogene Schlupfverteilung des linken Vorderrads für ABS-Bremungen aus $v_{x,0} = 100$ km/h aus Abbildung 3.10 zeigt, dass in ca. 25% des durchschnittlichen ABS-geregelten Bremswegs der Bremsschlupf $\lambda_{B,v} \leq 3\%$ beträgt. Damit ist der hier gewählte Arbeitspunkt streckenweise auch bei ABS-Bremungen relevant und damit repräsentativ. Gemäß der theoretischen Betrachtung wird für diesen Arbeitspunkt $\lambda_{B,0} = 3\%$ und unter Beachtung der ca. 10% geringeren Radlast $F_{z,0}$ eine Phasenlage zwischen aufbauinduzierten Radlaständerung ΔF_z im Bereich $f \approx 1,5$ Hz und daraus folgender Schlupfänderung $\Delta \lambda_B$ von $\varphi \approx -180^\circ$ erwartet. Die Ergebnisse aus den durchgeführten $N=15$ Teilbremsversuchen stellt Abbildung 3.13 im Zeitbereich für die dar. Radlast- und Schlupfverläufe sind über der Versuchsanzahl gemittelt (Median) dargestellt und werden durch die Verläufe der Standardabweichungen um die Mittelwertverläufe ergänzt. Die Darstellung der mittleren Radlast- und Schlupfverläufe erfolgt bzgl. des quasistationären Arbeitspunkts, der in Abbildung 3.13 als Nulllage definiert ist. Anhand dieser Darstellung wird im Bereich des konstanten Bremsdrucks die gegenphasige Beziehung zwischen aufbauinduzierten Radlast- und Schlupfänderungen deutlich. Dies bestätigt die theoretische Vorhersage aus Abschnitt 3.2.1 und die Beobachtung von Klein. Gleichzeitig widerlegen diese Ergebnisse die für den ABS-geregelten Bremsvorgang allgemeingültige Annahme eines I-Verhaltens zwischen Radlast- und Schlupfänderungen von Niemz: Der hier gewählte Arbeitspunkt ist auch bei ABS-Bremungen aus $v_{x,0} = 100$ km/h für ca. 25% der zurückgelegten Bremsstrecke relevant (Abbildung 3.10).

Zwar bestätigen die experimentellen Ergebnisse die theoretische Vorhersage für diesen Sonderfall mit Aufbaueigenfrequenz $f \approx 1,5$ Hz und Schlupfearbeitspunkt von $\lambda_B = 3\%$, eine allgemeingültige Verifikation oder Bewährung der theoretisch abgeleiteten Übertragungsfunktionen ist dies allerdings nicht. Nach wissenschaftlicher Falsifikationsmethodik sind zur Bewährung der Theorie die am einfachsten falsifizierbaren Betriebszustände zu identifizieren und dort Falsifikationsversuche anzustellen. Gelingt in diesem Bereich eine Falsifikation nicht, so wird eine erfolgreiche Falsifikation für andere Bedingungen als noch unwahrscheinlicher und die Hypothese als bewährt erachtet. Für die hier theoretisch ermittelten Übertragungsfunktionen sind nach Auffassung des Autors Falsifikationsversuche im Bereich der Aufbau- und Radträgereigenfrequenz mit geringem Schlupfearbeitspunkt und einem Schlupfearbeitspunkt möglichst nahe am Reibwertmaximum mit $c_\lambda \rightarrow 0$ notwendig. Für eine Anregungsfrequenz im Bereich der Radträgereigenfrequenz ($f \approx 15$ Hz) und einen Schlupfearbeitspunkt nahe am Reibwertmaximum ist anhand der theoretischen Vorhersage und den gewählten Arbeitspunktparametern nach Abbildung 3.8 eine Phasendifferenz zwischen Radlast- und Schlupfänderung von $\varphi = -270^\circ$ zu erwarten. In Verbindung mit der hier vorgestellten experimentell ermittelten Phasendifferenz von $\varphi = -180^\circ$ bei geringem Schlupfearbeitspunkt und Aufbaueigenfrequenz von $f \approx 1,5$ Hz wäre nach Auffassung des Autors bei einem Nachweis der Phasendifferenz von $\varphi = -270^\circ$ bei $f \approx 15$ Hz und $c_\lambda \rightarrow 0$ von einer Bewährung des theoretisch abgeleiteten Übertragungsverhaltens auszugehen. Eine Durchführung dieser Falsifikati-

onsversuche ist unter reproduzierbaren Bedingungen und teilweise unabhängiger Beeinflussbarkeit der Einflussgrößen auf das erwartete Übertragungsverhalten mit einem Rollen- oder Flachbahnprüfstand möglich, bei dem neben dem Bremsmoment auch die Radlast unabhängig von systemimmanenten Parametern steuerbar ist. Diese Versuche werden im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht durchgeführt.

3.2.3 Fazit

Die in diesem Abschnitt vorgestellte theoretische Ermittlung des Übertragungsverhaltens von Radlaständerungen auf Schlupfänderungen ergibt für den stabilen und grenzstabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve ein zeitvariantes und damit nichtlineares PT_1 -Verhalten. Von besonderer Bedeutung sind aufbauinduzierte Radlaständerungen im Bereich zwischen $1 \text{ Hz} \leq f \leq 2 \text{ Hz}$ aufgrund ihrer großen Amplituden und der erwarteten relevanten Schlupfänderungen, die zu Störungen der ABS-Regelung beitragen. Das Übertragungsverhalten wird neben der Frequenz maßgeblich durch die schlupfabhängige Steigung c_λ der μ - λ_B -Kurve beeinflusst. Mit steigenden Schlupfwerten sinkt die Steigung bis auf den hier untersuchten Grenzfall von $c_\lambda=0$ im Reibwertmaximum $\mu(\lambda_B \approx 8,5\%) = \mu_{max}$. Der instabile Bereich der μ - λ_B -Kurve mit $c_\lambda < 0$ ist nicht behandelt worden, da die hier getroffene notwendige Forderung eines konstanten Bremsmoments aufgrund des instabilen Systemverhaltens dort nicht eingehalten wird. Für den Sonderfall $c_\lambda=0$ konvergiert bei konstanter Frequenz das zeitvariante PT_1 -Verhalten zu einem I-Verhalten und die Phasendifferenz zwischen Radlast- und Schlupfänderung von $\varphi(\lambda_B \approx 0\%) \approx -180^\circ$ zu $\varphi(\lambda_B \approx 8,5\%) \approx -270^\circ$. Mit abnehmender Fahrzeuggeschwindigkeit sinkt die Dämpfung des Übertragungsverhaltens. Teilbremsversuche mit aufbauinduzierten Radlastschwankungen, konstantem Bremsmoment und einem Schlupf Arbeitspunkt von $\lambda_B=3\%$ ($\mu \approx 0,85$), der an der Vorderachse in über ca. 25% des ABS-geregelten Bremswegs aus $v_{x,0}=100 \text{ km/h}$ nicht überschritten wird und damit die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf Bereiche der ABS-Bremsversuche erlaubt, bestätigen das theoretisch vorhergesagte und bereits von Klein beobachtete gegenphasige Schwingverhalten zwischen Radlast und Schlupfverlauf. Damit wird die Annahme eines I-Verhaltens zwischen Radlast- und Schlupfänderung und damit die Gültigkeit des von Niemz über den gesamten Bremsweg definierten Radlastintegrals FI als Maß für radlastinduzierte Schlupfänderungen falsifiziert. Zwar bestätigen die durchgeführten Teilbremsversuche die Vorhersage der Theorie, es ist allerdings bislang nur ein relevanter Sonderfall geprüft worden. Für eine umfassende Bewährung der theoretischen Ergebnisse sind nach Ansicht des Autors weitere Falsifikationsversuche vorzugsweise auf einem Rollen- oder Flachbahnprüfstand notwendig, die nicht Bestandteil dieser Arbeit sind.

Anhand der theoretischen Ansätze ist auch gezeigt worden, dass die Radlaständerungen bei konstantem Bremsmoment nicht nur zu Schlupf- sondern auch zu temporären Bremskraftänderungen führen. Das Übertragungsverhalten der radlastinduzierten Bremskraftänderungen entspricht einem DT_1 -Glied, also einem Hochpassverhalten. Die

Eckfrequenz ist mit der Übertragungstrecke der radlastinduzierten Schlupfänderungen identisch. Aufgrund der Radträgheit führen Radlaständerungen mit steigender Frequenz zu geringeren Schlupf- und größeren temporären Bremskraftänderungen.

Bei bremsmomentinduzierten Bremsschlupf- oder Bremskraftänderungen folgt aus den theoretischen Ansätzen in beiden Fällen jeweils ein zeitvariantes PT_1 -Verhalten. Die Eckfrequenz der Übertragungsfunktionen sind mit denen der radlastinduzierten Schlupf- oder Bremskraftänderung identisch. Unter der Voraussetzung gleichen dynamischen Reifenverhaltens und gleicher Bremsmoment- und Radlastverstellodynamik, ist damit auch die Dynamik der Schlupfänderung identisch.

3.3 Top-Down-Ableitung und Auswahl von Regelkonzepten

In Abschnitt 3.1 ist anhand von Ergebnissen aus Fahrversuchen und Simulationsbetrachtungen das Bremswegverkürzungspotential bei einer möglichen Steigerung der Kraftschlussausnutzung und bei Erhöhung der Radlast zum Bremsbeginn diskutiert worden. In der Steigerung der Kraftschlussausnutzung durch Reduktion von Schlupfchwankungen liegt anhand der durchgeführten Abschätzung mit Seriendämpfung ein mittleres Bremswegverkürzungspotential von ca. 1% bis maximal ca. 10%. Aufbauinduzierte Radlastschwankungen wirken als Störgröße auf die Schlupfregelung des ABS. Die Radlaständerungen führen nach Abschnitt 3.2 zu relevanten temporären Schlupfänderungen und zu einer reduzierten Kraftschlussausnutzung. Die mit der Simulation untersuchten theoretischen Bremswegänderungen unterschiedlicher Radlastverläufe und idealer ABS-Regelung werden im Vergleich zum Bremswegverkürzungspotential anhand optimierter Kraftschlussausnutzung geringer priorisiert. Es stellt sich die Frage, durch welche Konzepte ein möglichst hoher Teil des Bremswegverkürzungspotentials voraussichtlich genutzt wird. Die systematische Ableitung und Auswahl von erfolgversprechenden Regelkonzepten zur Steigerung der Kraftschlussausnutzung und damit der mittleren Bremskraft ist Inhalt dieses Abschnitts.

3.3.1 Systematik

Eine systematische Konzeptentwicklung und -auswahl wird anhand der Regelkreisgrößen und Übertragungsglieder eines Standard- Regelkreises (Abbildung 3.14) abgeleitet. Zur Steigerung der Kraftschlussausnutzung wird die Minimierung von Abweichungen des Bremsschlupfs λ_B (Regelgröße) zum Sollschlupf λ_{soll} (Führungsgröße) als Regelziel definiert.

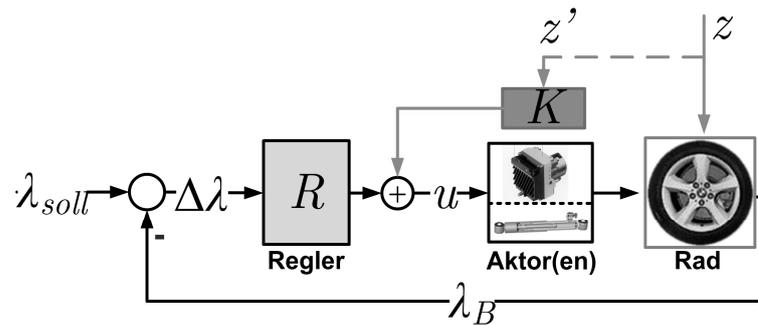


Abbildung 3.14: allgemeiner Regelkreis mit Störgrößenaufschaltung zur Schlupfregelung¹⁷⁰

Abhängig von der Regeldifferenz $\Delta\lambda$ und definierten Regelgesetzen des oder der Regler R werden Stellgrößen u für die Aktorik berechnet. Die Aktorik wirkt auf die Raddrehdynamik (Regelstrecke) mit dem Ziel, die Regelabweichung $\Delta\lambda$ zu kompensieren. In dieser Arbeit stehen die folgenden Aktoren zur Verfügung: Das ABS-Hydroaggregat als Bremsmomentsteller und semiaktive Dämpfer als Radlaststeller. Auf das Rad wirken zudem die Störgrößen z , wie z.B. aufbauinduzierte Radlastschwankungen, systemimmanente Bremsmomentänderungen oder Reibwertänderungen zwischen Reifen und Fahrbahn (vgl. Abschnitt 3.1.1). Diese Störgrößen werden bei geeigneter Regelauslegung mit einer von der Regelstrecke, dem Regelgesetz und der Aktorik bestimmten Dynamik kompensiert. Eine Steigerung der Regelkreisdynamik ist durch eine Störgrößenaufschaltung erreichbar¹⁷¹. Die gemessene oder geschätzte Störgröße z' wird mit der Störgrößenübertragungsfunktion K in eine Stellgröße Δu umgerechnet und auf die vom Regler berechnete Stellgröße addiert. Der Regelkreis mit Rückführung wird damit durch eine von der Störgröße z und Störgrößenübertragungsfunktion K abhängige Steuerung ergänzt. Aufgrund der Störgrößenaufschaltung führt im Idealfall selbst eine sprungartige Störgröße zu keiner Regelabweichung, wodurch eine Störgrößenaufschaltung zu einer Erhöhung der Regelkreisdynamik beitragen kann. Die für die Regelstabilität wichtige Regelkreisverstärkung, definiert als das Produkt der Übertragungsfunktionen des Reglers und der Regelstrecke, bleibt unverändert.

3.3.2 Identifikation von Strategien zur Erhöhung der mittleren Bremskraft

Die Regelgüte des in Abbildung 3.14 dargestellten Regelkreises und damit die Optimierung der mittleren Bremskraft und des Bremswegs werden von allen zuvor beschriebenen Regelkreisgrößen und Übertragungsgliedern bestimmt. Eine Optimierung der Regelgüte bedingt daher auch eine Optimierung aller an der Regelung beteiligten Systeme. Daraus ergibt sich die in Abbildung 3.15 dargestellte Systematik, die in den nachfolgen-

¹⁷⁰ Quellennachweis abgebildeter Aktoren: ABS – Robert Bosch GmbH; CDC: ZF Sachs AG

¹⁷¹ Lunze (2006): Regelungstechnik 1, S. 517f

den Abschnitten hinsichtlich einer Auswahl von zu realisierenden erfolgversprechenden Verbesserungskonzepten diskutiert wird.

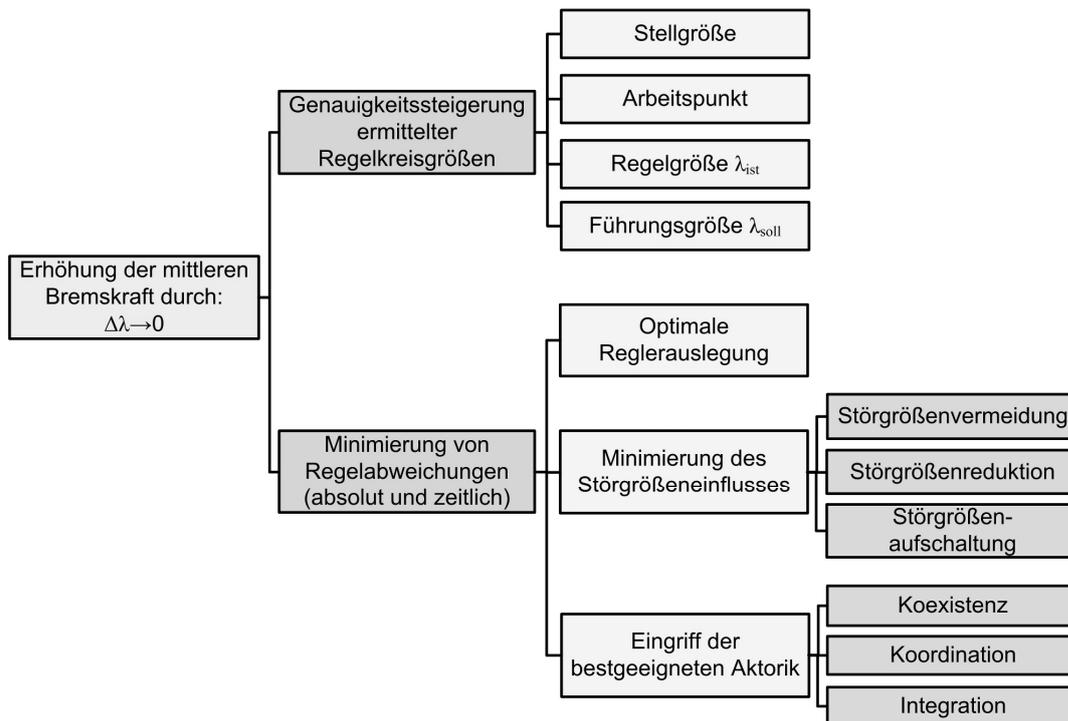


Abbildung 3.15: Systematik von Strategien zur Steigerung der Kraftschlussausnutzung

Der Fokus dieser Arbeit, und damit auch der hier abgeleiteten Konzepte, liegt auf der Identifikation des Bremswegverkürzungspotentials bei Informationsaustausch und Koordination zwischen semiaktiver Dämpfung und seriennahem ABS. Es wird also davon ausgegangen, dass ein aktuelles Antiblockiersystem - hier der Bremsschlupfregler des ESP8 Premium im BMW X5 (E70) - vorhanden ist und die Schlupfregelung dominiert. Grundlegende Änderungen des ABS-Konzepts, die eine Neuabstimmung der ABS-Regelparameter bedingen würden, werden nicht in Betracht gezogen. Dies würde die Übertragbarkeit auf eine Serienanwendung in Frage stellen, da die Vergleichbarkeit mit Seriensystemen nicht gewährleistet ist. Zudem werden aus Sicht des ABS Verbesserungskonzepte angestrebt, die außer physikalisch definierten Schnittstellen in den ABS-Regelalgorithmen sonst keine ABS-Algorithmusänderungen bedingen. Dies erhöht die Umsetzbarkeit für eine mögliche spätere Serienanwendung und damit die Übertragbarkeit auf andere ABS-Regelsysteme. Bei der folgenden Diskussion von Verbesserungskonzepten wird aufgrund der Ergebnisse der vorherigen Kapitel davon ausgegangen, dass aufbauinduzierte Radlaständerungen bei ABS-geregelten Geradeausbremsungen auf trockener Fahrbahn eine wesentliche Störgröße für die derzeitige ABS-Regelung darstellen.

Genauigkeitssteigerung ermittelter Regelkreisgrößen

Die Schlupfregelung heutiger Antiblockiersysteme basiert hauptsächlich auf den gemessenen Raddrehzahlen, dem Hauptbremszylinderdruck und beim Versuchsfahrzeug serienmäßig auch auf der Fahrzeuglängsbeschleunigung. Die Berechnung aller für die ABS-Regelung notwendigen Regelkreisgrößen erfolgt durch geschätzte Größen, die auf diesen Messgrößen basieren (siehe Kapitel 2.1.2). Die Messgrößen und besonders die anhand von Modellvorstellungen geschätzten Größen sind fehlerbehaftet, so dass zwischen der berechneten Sollschlupfdifferenz $\Delta\lambda$ und der physikalischen Regelabweichung Unterschiede und damit Potential für eine Verbesserung der Regelgüte zu erwarten sind. Verschiedene Ansätze zur Steigerung der Regelqualität durch genauere Regelkreisgrößen sind im Stand der Technik, Kapitel 1.2.1 beschrieben. Besonders interessant für den praktischen Nutzen dieser Arbeit ist das mögliche Verbesserungspotential, das sich ohne Zusatzsensorik aus Informationen eines vorhandenen vertikal-dynamischen Regelsystems ergibt.

Radlaständerungen wirken sich auf die Form der μ - λ_B -Kurve und das übertragbare Bremskraftpotential aus. Für eine theoretisch optimale Schlupfregelung folgt daraus die Forderung nach Radlastabhängigkeit des ABS-Sollschlupfs λ_{soll} und des ABS-Bremskraftarbeitspunkts F_{BF} . Diese Abhängigkeiten bestehen beim Serien-ABS des Versuchsfahrzeugs¹⁷², allerdings werden aufbauinduzierte dynamische Radlaständerungen aufgrund hierfür fehlender Sensorik bislang nicht berücksichtigt. Im Rahmen der Auswahl von Verbesserungskonzepten stellt sich die Frage, ob die einfache Addition der fehlenden dynamischen Radlaständerungen zur im ABS bekannten statischen Radlast und Achslastverschiebung durch eine modifizierte Sollschlupf- und Bremskraftarbeitspunktbestimmung bereits zu einer Verbesserung der ABS-Regelung führt. Die Radlast- bzw. Längsbeschleunigungsabhängigkeit des Bremskraftarbeitspunkts dient im Serien-ABS der schnellen Anpassung bei Reibwertwertsprüngen. Die Berücksichtigung der dynamischen Radlaständerungen in der Bremskraftarbeitspunktberechnung verfolgt das Ziel, den Bremskraftarbeitspunkt entsprechend einer Störgrößenkompensation dem dynamischen Radlastverlauf anzupassen. Angestrebt werden geringere Schlupf-schwankungen und eine größere mittlere Bremskraftausnutzung mit geringem Zusatzaufwand.

Orientierende Bremsversuche aus $v_{x,0}=70$ km/h mit Seriendämpfung auf trockener Fahrbahn und $N=34$ Wiederholungen dienen zur Bewertung des Verbesserungspotentials. Die dynamische Radlast ist mit der Messfelge am linken Vorderrad ermittelt und auf das rechte Vorderrad gespiegelt worden. Sollschlupf und Bremskraftarbeitspunkt der Hinterachse blieben unbeeinflusst, um die Anpassungsphasen zur Bestimmung der freirollenden Radgeschwindigkeit nicht zu manipulieren. Die Versuchsergebnisse zei-

¹⁷² vgl. auch die Erläuterungen zum ABS in Kapitel 2.1.2

gen¹⁷³: Mit der bestehenden Abstimmung der beteiligten ABS-Algorithmen führt die Addition der dynamischen Radlastschwankungen im Vergleich zum Serien-ABS nur zu geringen Auswirkungen und zu keiner statistisch signifikanten Bremswegänderung¹⁷⁴. Radlastabhängige Anpassungen des Bremskraftarbeitspunkts treten bei allen durchgeführten Versuchen durchschnittlich nur über ca. die Hälfte der zurückgelegten Strecke auf. Beim Serien-ABS folgen aus Längsverzögerungsänderungen maximale radlastabhängige Bremskraftarbeitspunktanpassungen bis $\pm 3\%$, bei zusätzlicher Berücksichtigung der dynamischen Radlast sind es maximal $\pm 5\%$ ¹⁷⁵. Werden die dynamischen Radlastschwankungen $F_{z,dyn}$ auf den quasistatischen Radlastanteil ($F_{z,VAHA} + F_{z,stat}$) bezogen, so folgt daraus ein deutlicher höherer geschätzter Anpassungsbedarf des Bremskraftarbeitspunkts an das Kraftschlusspotential von ca. -20% bis $+10\%$ ¹⁷⁶. Zudem führt die berücksichtigte dynamische Radlastüberhöhung zum Bremsbeginn insgesamt zur einer kontraproduktiv zu bewertende Sollschlupf- und auch Ithschlupf-Reduktion¹⁷⁷. Bei einer geringeren Sollschlupfgrenze sind damit ein reduzierter positiver Bremsmomentgradient im Unterschlupf und eine geringere mittlere Reibwertausnutzung zu erwarten. Eine Verbesserung der Bremsschlupfregelung durch die Ergänzung des dynamischen Radlastanteils in der radlastabhängigen Bremskraftarbeitspunkt- und Sollschlupfberechnung ohne eine erneute Anpassung der ABS-Applikation konnte nicht nachgewiesen werden. Das Verbesserungspotential eines solchen Ansatzes wird auf Basis der orientierenden Versuchsergebnisse gering eingeschätzt.

Optimale Reglerauslegung

In einer Regelstrecke bestimmen Typ und Auslegung eines Reglers in hohem Maße die Regelstabilität, Robustheit gegenüber unbekanntem Störungen und Dynamik der zu kompensierenden Regelabweichungen. Unter der Bedingung, dass die Stabilität des Regelkreises gewährleistet ist, gilt ein Regler dann als optimal, wenn Regelabweichungen möglichst schnell und präzise reduziert werden. Das ABS wird nach dem aktuellen Stand der Technik im Rahmen zahlreicher Fahrversuche auf das Fahrzeug abgestimmt (Applikation). Zur Optimierung des Regelverhaltens sind die Verstärkungsfaktoren des P-, I- und D-Anteils nichtlinear und abhängig von bestimmten Systemzuständen. Es werden derzeit keine Anhaltspunkte für Verbesserungspotential der ABS-Reglerauslegung gesehen, die zu einer schnelleren und doch stabilen Reduktion von Regelabweichungen führen.

¹⁷³ siehe auch: Reul / Winner (2009): Enhanced Braking Performance by Integrated ABS and Semi-Active Damping Control

¹⁷⁴ siehe Anhang 9.3, Abbildung 9.6

¹⁷⁵ siehe Anhang 9.3, Abbildung 9.7

¹⁷⁶ siehe Anhang 9.3, Abbildung 9.8

¹⁷⁷ siehe Anhang 9.3, Abbildung 9.9

Zusätzlich zu Bremsmomentänderungen durch das ABS sind wie in Kapitel 3.1.1 erläutert temporäre Schlupfänderungen bei $\mu(\lambda_B) \neq 0$ auch durch Radlasteingriffe möglich. Niemz' Dämpferregelungsansatz, mit dem eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung nachgewiesen worden ist, verfolgt das Ziel aufbauinduzierte Schlupfänderungen zu minimieren¹⁷⁸. Allerdings berücksichtigt dieser Ansatz nicht die ABS-Regelung. Es ist damit möglich, dass aufgrund der Dämpferregelung eine Radlasterhöhung und daraus folgende Schlupfreduktion stattfindet, obwohl bereits aufgrund einer vorherigen Bremsmomentreduktion Unterschlupf und eine nur geringe Kraftschlussausnutzung vorliegt. Weiterhin ist auch eine gegenteilige Situation möglich, in der aufgrund eines zu großen Bremsmomentanstiegs seitens des ABS-Reglers die Kraftschlussgrenze überschritten wird, und die Dämpferregelung trotzdem eine kontraproduktive Radlastreduktion initiiert. Für die Kraftschlussausnutzung μ entscheidend sind nicht alleine radlastinduzierte Schlupfänderungen, sondern der Gesamtschlupfverlauf λ_B . Damit wird Optimierungspotential bei einem Wechsel der Regelgröße von radlastinduzierten Schlupfänderungen hin zum Gesamtschlupf λ_B der Dämpferregelung gesehen. Gesteigert wird die Erwartung von Optimierungspotential durch den Zweifel an dem von Niemz verwendeten Radlastintegral FI als Maß für radlastinduzierte Schlupfänderungen. Wie die Untersuchungen in Kapitel 3.2 zeigen, ist in den dominierenden Unterschlupfphasen der ABS-Regelung nicht von einer Phasenbeziehung der aufbauinduzierten Radlaständerungen zum Schlupf von $\varphi = -270^\circ$ (Radlastintegral FI), sondern gegenphasigen Verhalten $\varphi = -180^\circ$ auszugehen. Wird als Dämpferregelgröße der Gesamtschlupfverlauf λ_B anstelle der radlastinduzierten Schlupfänderungen verwendet, so wandelt sich das Konzept der Dämpferregelung von einer Störgrößenkompensation zu einer zum ABS parallel angeordneten Dämpferregelung mit gleicher Regelgröße. Eine vom Gesamtschlupfverlauf abhängige Dämpferregelung ändert die Radlast dann nicht mehr in Abhängigkeit der aufbauinduzierten Radlaständerungen, sondern abhängig von der durch das Bremsmoment und die aktuelle Radlast definierten Kraftschlussausnutzung, also bedarfsgerecht. Eine Koordination beider Regler ist zu definieren und findet im späteren Verlauf dieses Abschnitts statt. Die von Niemz zur Erzeugung von Radlaständerung definierte Umschaltlogik MiniMax, die die Dämpfung je nach Zug- oder Druckstufe und Radlastwunsch definiert, wird nach dem aktuellen Kenntnisstand als Optimum betrachtet. Mit dieser Einstellung sind mit semiaktiven Dämpfern die größten Radlaständerungen erreichbar, da sie die Dämpferspreizung σ_{ID} maximal ausschöpfen. Sofern die durch einen Dämpferkennlinienwechsel bedingten Radlast- und folgenden Schlupfänderungen zu groß sein sollten, wäre ggf. eine kontinuierliche Dämpferregelung innerhalb des zwischen der harten und weichen Dämpferkennlinie definierten Dämpferkennfeldbereichs in Betracht zu ziehen. Bislang gibt es hierfür allerdings keine Anzeichen.

¹⁷⁸ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.130

Minimierung des Störgrößeneinflusses

In Abschnitt 3.1.1 ist auf Störgrößen eingegangen worden, die auf die Schlupfregelung wirken. Die Ergebnisse aus Bremsversuchen zeigen, dass aufbauinduzierte Radlaständerungen eine wesentliche Störgröße der Schlupfregelung darstellen. Eine Verbesserung der Schlupfregelung mit einer größeren mittleren Kraftschlussausnutzung ist zu erwarten, wenn aufbauinduzierte Radlaständerungen minimiert oder in der ABS-Regelung berücksichtigt werden (vgl. Abbildung 3.15). Anzustreben ist eine vollständige Unterdrückung von Aufbaubewegungen und Eliminierung der Störgröße. Theoretisch realisierbar ist dies bei gegebener Achsgeometrie, Radstand und Schwerpunkthöhe durch eine geeignete Bremskraftaufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse¹⁷⁹. Aufgrund der für kurze Bremswege angestrebten hohen Kraftschlussausnutzung an Vorder- und Hinterachse findet eine Unterdrückung von Aufbaubewegung durch eine Regelung der Bremskraftverteilung und daraus folgender geringerer Bremskraftausnutzung bei aktuellen Serienfahrzeugen nicht statt. Zur Reduktion der aufbauinduzierten Radlastschwankungen werden bei ABS-Bremsungen mit aktuellen Serienfahrzeugen semiaktive Dämpfer auf eine härtere Dämpfungscharakteristik geschaltet. Die auf dem Radlastintegral *FI* basierenden MiniMax-*FI* Dämpferregelstrategie von Niemz verfolgt das Ziel der minimierten radlastinduzierten Schlupfchwankungen und ist folglich gemäß Abbildung 3.15 ebenfalls in die Gruppe der Störgrößenreduktion einzuordnen. Die Berücksichtigung von nicht vollständig vermeidbaren aufbauinduzierten Radlaständerungen in der Schlupfregelung als Störgrößenaufschaltung verspricht eine Erhöhung der Regeldynamik und geringere Schlupfchwankungen. Schlupfabweichungen aus aufbauinduzierten Radlaständerungen treten damit idealerweise nicht mehr auf. Hierzu ist eine Schätzung der aufbauinduzierten Radlastschwankungen notwendig und die Kenntnis der Störgrößenübertragungsfunktion. Aus dieser und der Störgröße wird eine zusätzliche Stellgröße für die Aktorik berechnet, die die aus der aufbauinduzierten Radlaständerung resultierende Schlupfabweichung idealerweise kompensiert, bevor sie als Regelabweichung dem Schlupfregler bekannt ist (vgl. Abbildung 3.14). Mit einem serienmäßig verfügbaren semiaktiven Dämpfungssystem steht die für eine Radlastschätzung und damit Realisierung einer Störgrößenaufschaltung notwendige vertikaldynamische Sensorik zur Verfügung. Die aus der Systematik nach Abbildung 3.14 und Abbildung 3.15 folgende Idee, die ABS-Regelung um eine Störgrößenaufschaltung anhand aufbauinduzierter Radlaständerungen zu ergänzen, ist anhand von Offenlegungsschriften bereits dokumentiert^{180,181} (vgl. Kapitel 1.2.1). Die Konzepte der Störgrößenaufschaltung werden in den Offenlegungsschriften allerdings nur abstrakt geschildert, auf die Berechnung der Stellgröße wird im Detail nicht eingegangen. Dem Autor sind keine Simulati-

¹⁷⁹ siehe Kapitel 9.7.2, Gleichung (9.11)

¹⁸⁰ Lauer (2002): Verfahren und Regelungssystem zur Regelung des Radschlupfes

¹⁸¹ Kingston (2003): Verfahren zum Betreiben eines Antiblockiersystems

onsergebnisse oder belastbare Ergebnisse aus Bremsversuchen zum Bremswegverkürzungspotential einer solchen Störgrößenaufschaltung bekannt.

Eingriff der bestgeeigneten Aktorik

Wenn in einem Regelkreis mehrere Aktoren zur Verfügung stehen, die auf unterschiedlichen Wirkungspfaden die Regelstrecke beeinflussen, stellt sich die Frage nach den Einsatzbereichen und der Koordination der Aktoren. Ziel ist es, das ABS-Hydroaggregat (Bremsmomentsteller) und die semiaktiven Dämpfer (Radlaststeller) entsprechend ihrer Dynamik, Betriebsbereiche und physikalischen Wirkung auf die Regelstrecke so einzusetzen, dass eine möglichst große mittlere Bremskraft über den Bremsvorgang erzeugt wird.

Beide Aktoren unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Wirkungsweisen auf die Regelstrecke. Das Bremsmoment bestimmt in hohem Maße die Radumfangsbeschleunigung und damit die Bremskraft F_B , die jedoch durch die Kraftschlussgrenze $\mu_{max} \cdot F_z$ limitiert ist. Temporäre Radlaständerungen durch semiaktive Dämpfer erlauben eine temporäre Verschiebung der Kraftschlussgrenze, woraus sich bei unverändertem Bremsmoment Raddrehzahl- und damit Schlupfänderungen ergeben. Im stabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve führt eine Radlasterhöhung bei konstantem Bremsmoment zu reduziertem Schlupf und aufgrund $c_\lambda > 0$ auch zu reduzierter Kraftschlussausnutzung. Für den stationären Zustand resultiert aus der Radlaständerung keine bleibende Bremskraftänderung (Hochpasscharakteristik, vgl. Abschnitt 3.2.1), diese wird stationär nur durch Bremsmomentänderungen bewirkt. Im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve führt eine Radlasterhöhung aufgrund des Drallsatzes bei konstantem Bremsmoment ebenfalls zu einer Schlupfreduktion. Im Vergleich mit einem konstanten Radlastverlauf stellt sich aufgrund von $c_\lambda < 0$ jedoch bei einer Radlaststeigerung hier eine Erhöhung der Kraftschlussausnutzung ein, die stabilisierend wirkt. Im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve verspricht eine temporäre Radlasterhöhung eine Unterstützung der ABS-Regelung durch eine größere stabilisierende Radumfangsbeschleunigung auf höherem Bremskraftniveau. Eine Radlasterhöhung zur Reduktion von Schlupfabweichungen und Erhöhung der mittleren Bremskraftausnutzung erscheint damit besonders zu Beginn oder im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve effektiv.

Zur Koordination von Aktoren werden im Stand der Technik mehrere Konzepte vorgeschlagen, die in Kapitel 1.2.3 beschrieben sind. Gegen einen zentralisierten Koordinationsansatz, mit einer einheitlichen Sollwertbildung, einem zentralen Zustandsregler für Bremsmoment- und Radlaständerungen und Aufteilung der Stellgröße auf die verfügbaren Aktoren¹⁸² spricht neben der höheren Systemkomplexität die schlechte Steuerbarkeit der Radlaständerung mit einem semiaktiven Dämpfungssystem. Höhe, Dynamik und

¹⁸² vergleichbar mit der Koordinationsvarianten „Integration“ oder „zentrales Referenzmodell“ aus Kap. 1.2.3

Dauer der Radlaständerung sind keine Stellvorgaben wie bei aktiven Aktoren, sondern resultieren aus variablen systemimmanenten Zustandsgrößen wie der Dämpfergeschwindigkeit und der Federvorspannung. Eine Stellgrößenaufteilung bedarf damit einer kontinuierlichen Prädiktion der durch die Dämpferumschaltung zu erwartenden Schlupfänderung. Ein Koordinationsansatz ohne Stellgrößenaufteilung ist in Kapitel 1.2.3 durch die von Wagner definierte „Koordination“ bzw. durch die Gruppe der „modularen Konzepte“ von Rau gegeben: Jeder Aktor behält seinen eigenen Regler bei, wobei bei der „Koordination“ nach Wagner die Sollgrößenbestimmung für beide Regler gleich ist.

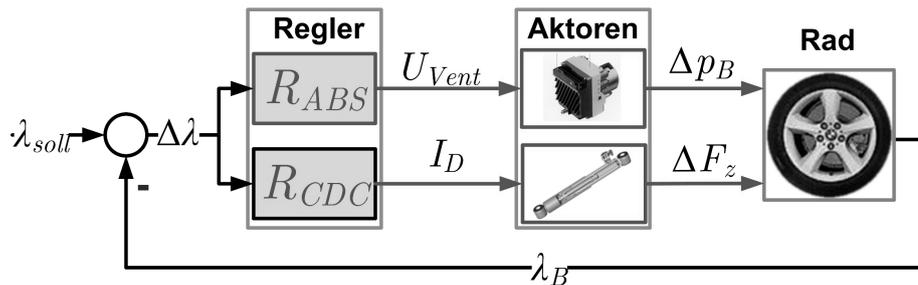


Abbildung 3.16: Koordinationskonzept von ABS und semiaktiver Dämpfung, basierend auf dezentraler Regelung mit jeweils gleicher Regelgröße und Sollwertbestimmung¹⁸³

Bei gleicher Sollgrößenbestimmung und Regelgröße liegt ein Sonderfall einer dezentralen Regelung vor, bei der beide Regler und Aktoren parallel angeordnet sind und auf die gleiche Regelstecke auf unterschiedliche Weise wirken (Abbildung 3.16). Die für die Koordination beider Aktoren notwendige Kopplung erfolgt in diesem Fall implizit durch die Verwendung der gleichen Regelgröße λ_B , die von beiden Aktoren beeinflusst wird. Die Schlupfänderungsdynamik bei vergleichbarer Radlast- oder Bremsmomentänderung ist aufgrund der gleichen Eckfrequenz der in Kapitel 3.2.1 dargestellten Übertragungsfunktionen gleich. Die Gesamtregelverstärkung ist bei diesem Konzept für gleichzeitige Aktoreingriffe höher als für separate Aktoreingriffe. Eine daraus folgende mögliche Destabilisierung des Regelkreises wird aufgrund der voraussichtlich geringen Schlupfbeeinflussbarkeit des semiaktiven Dämpferregelungssystems gegenüber aktiven Bremsmomentänderungen des ABS als unwahrscheinlich angesehen: Die Radlaständerungen einer Dämpferregelung wirken als Störgröße mit für übliche Radlastschwankungen vergleichbarer Amplitude auf die ABS-Regelung. Allerdings werden die Radlaständerungen nun zur gezielten Unterstützung der ABS-Regelung im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve eingesetzt. Bei der dezentralen Regelung nach Abbildung 3.16 bleibt der ABS-Regler in seinem Aufbau und seiner Parametrierung gegenüber seinem Serienstand ohne Dämpferregelung unverändert. Zwei aufwändige ABS-Parametrierungen, für Fahrzeuge mit und ohne Dämpferregelung, werden damit vermieden. Eine Änderung der ABS-Parameter oder des Regleraufbaus würde zudem die Repräsentativität der Ergebnisse dieser Arbeit in Frage stellen.

¹⁸³ Quellennachweis abgebildeter Aktoren: ABS – Robert Bosch GmbH; CDC: ZF Sachs AG

3.3.3 Konzeptauswahl

Aufbauend auf einem allgemeinen Regelkreis ist im vorherigen Abschnitt eine Systematik zur Identifikation von Verbesserung der Regelqualität vorgestellt worden. Daraus abgeleitete Verbesserungskonzepte sind vorgestellt und diskutiert worden, die bei gleichzeitig verfügbaren Fahrwerksregelsystemen ABS und semiaktiver Dämpfung eine Erhöhung der mittleren Bremskraft durch Reduktion von Schlupfchwankungen versprechen. Nachfolgend werden die weiter verfolgten Konzepte zusammengefasst.

Störgrößenaufschaltung mit radlastabhängiger Bremsmomentanpassung

Eine Störgrößenaufschaltung, bei der abhängig von der geschätzten aufbauinduzierten dynamischen Radlast eine Anpassung des ABS-Sollbremsmoments erfolgt, verspricht Bremswegverkürzungspotential durch eine schnelle Kompensation radlastinduzierter Schlupfchwankungen. Dies bietet das Potential, radlastinduzierte Überschlupfphasen durch vorherige Bremsmomentreduktion zu reduzieren oder bei aufbauinduzierten Radlasterhöhungen in Unterschlupfphasen das Bremsmoment und damit die Bremskraft gemäß dem Radlastverlauf zu erhöhen. Die aus der Top-Down-Systematik abgeleitete Idee ist anhand von Offenlegungsschriften bereits dokumentiert, dem Autor sind jedoch keine Simulationsergebnisse oder belastbare Ergebnisse aus Bremsversuchen zum daraus resultierenden Bremswegverkürzungspotential bekannt. In der Konkretisierung der Störgrößenaufschaltung zu einer im repräsentativen Bremsversuch prüfbareren Regelstrategie und in der Beurteilung des daraus folgenden Bremswegverkürzungspotentials besteht nach Kenntnis des Autors Neuwertigkeit. Die Entwicklung einer radlastabhängigen Bremsmomentanpassung und die Prüfung des erreichbaren Bremswegverkürzungspotentials erfolgt in Kapitel 4 dieser Arbeit.

Schlupfabhängige, ABS-koordinierte MiniMax-Dämpferregelung

Eine parallel zur Bremsmomentregelung agierende und koordinierte Dämpferregelung wird verfolgt, die auf der gleichen Regelgröße wie das ABS basiert: dem Bremsschlupf λ_B . Die Dämpferregelung nutzt die aus der Arbeit Niemz¹⁸⁴ bekannte und erfolgreich eingesetzte MiniMax-Umschaltlogik zur temporären Radlastbeeinflussung. Das Ziel der im Rahmen der vorliegenden Arbeit weiter verfolgten schlupfbasierten Dämpferregelung ist die koordinierte Unterstützung der ABS-Regelung.

Die parallele Anordnung der ABS-Schlupfregelung und der schlupfabhängigen Dämpferregelung nach dem von Wagner als „Koordination“ definierten Vernetzungskonzept, das als Sonderfall einer dezentralen Regelung zu interpretieren ist, stellt eine einfache Koordinierung beider separater Regler dar. Das Konzept erfüllt zudem die wichtige Randbedingung einer einfachen Umsetzbarkeit in späteren Serienanwendungen, da

¹⁸⁴ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers

Regleraufbau und Parametrierung des ABS unverändert bleiben. Nach dem Wissensstand des Autors sind vergleichbare Konzepte einer schlupfabhängigen, mit dem ABS koordinierten, Dämpferregelung und die Bewertung des daraus folgenden Bremswegverkürzungspotentials derzeit nicht bekannt. Die Entwicklung und Überprüfung des erreichbaren Bremswegverkürzungspotentials eines neuen schlupfabhängigen Dämpferregelkonzepts gegenüber dem aktuellen Stand der Technik (Seriendämpfung) und Forschung (MiniMax *FI*-Dämpferregelung) erfolgt in Kapitel 6.

Auf Basis des Drallsatzes wird erwartet, dass eine temporäre Radlasterhöhung im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve zu einer stabilisierenden Radumfangsbeschleunigung und daraus folgender Schlupfreduktion, sowie aufgrund von $c_\lambda < 0$ zu einem höherem Reibwert- und Bremskraftniveau führt. Zudem wird von einer höheren Radumfangsbeschleunigung eine Verkürzung der Überschlupfphase erwartet. Eine Radlasterhöhung im stabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve mit $c_\lambda > 0$ bewirkt nach dem Drallsatz hingegen keine Reibwert- und Bremskraftherhöhung, sondern eine Reibwertreduktion bei gleicher stationärer Bremskraft. Es wird daher erwartet, dass der Fokus der Dämpferregelung demnach auf dem instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve liegt. Da wichtige vertikaldynamische Größen zur Beeinflussung der Raddrehdynamik, wie z.B. Höhe, Dynamik und Dauer der Radlaständerung vom variablen vertikaldynamischen Systemzustand abhängen, stellt sich in diesem Zusammenhang die ebenfalls bislang unbeantwortete Frage nach den optimalen Dämpferumschaltpunkten zur Erreichung bestimmter Ziele (z.B. maximales Schlupfänderungspotential, hoher Radlaständerungsgradient, etc.). Die Identifikation von Dämpferumschaltbedingungen, die eine möglichst große Schlupfbeeinflussbarkeit versprechen, erfolgt in Kapitel 5 dieser Arbeit.

4 Störgrößenaufschaltung mit radlastabhängiger ABS-Bremsmomentanpassung

4.1 Zielsetzung und Hypothesen

Im Kapitel 3.3.3 erfolgte die Auswahl von Regelstrategien zur Steigerung der mittleren Kraftschlussausnutzung durch die Reduktion von Schlupfchwankungen. Das dort erläuterte Konzept der radlastabhängigen Bremsmomentanpassung zur Kompensation von im ABS bislang nicht bekannten aufbauinduzierten Radlaständerungen wird als Störgrößenaufschaltung in diesem Kapitel umgesetzt und auf sein Bremswegverkürzungspotential im Fahrversuch geprüft. Von dieser Störgrößenaufschaltung wird durch die Reduktion von Schlupfchwankungen eine Steigerung der mittleren Bremskraft sowohl für den stabilen als auch den instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve erwartet. Diese Erwartung resultiert aus dem Ziel der Störgrößenaufschaltung, das ABS durch die separate Berücksichtigung von aufbauinduzierten Radlaständerungen zu unterstützen: Durch Radlastreduktion initiierte Überschlupfphasen (z.B. infolge von Ausnicken) sollen durch eine radlastabhängige Bremsmomentreduktion geringere Schlupfchwankungen und folglich geringere Bremskraftverluste aufweisen. Bei Radlaststeigerungen in Unterschlupfphasen hingegen (z.B. erneutes Einnicken), wird eine auf die Radlast angepasste Bremsmoment- und Bremskraftsteigerung angestrebt.

Die Überprüfung von Konzepten zur radlastabhängigen Bremsmomentanpassung erfolgt anhand von Hypothesen nach der Falsifikationslogik der Wissenschaft. Aus der Erwartungshaltung, dass eine Störgrößenaufschaltung eine Bremswegverkürzung bewirkt, wird folgende existentielle Hypothese definiert:

H 4.1. *Eine Erweiterung der aktuellen¹⁸⁵ ABS-Sollbremsmomentberechnung um ein Zusatzbremsmoment, das von (im ABS bislang unbekanntem) aufbauinduzierten Radlastschwankungen abhängt, ermöglicht bei einer geeigneten Parametrierung auf einer trockenen mit einer deutschen Autobahn vergleichbaren Fahrbahn eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung.*

Wird der Nachweis erbracht, dass die radlastabhängige Bremsmomentanpassung durch eine Störgrößenaufschaltung eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung bewirkt, gilt die Hypothese H 4.1 als verifiziert. Als statistisch signifikant wird ein Signifikanzniveau von $\alpha \leq 5\%$ definiert. Von der Verifikation der existentiellen Hypothese ist nicht

¹⁸⁵ „aktuell“ ist definiert als ein System nach heutigem Stand der Technik

auf die allgemeingültige (universelle) Aussage zu schließen, eine Störgrößenaufschaltung bewirke immer eine Bremswegverkürzung. Allgemeingültig ist bei verifizierter existentieller Hypothese allerdings die Aussage, dass eine Bremswegverkürzung mit einer radlastabhängigen Bremsmomentanpassung grundsätzlich möglich ist. Damit wäre bei Verifikation der Hypothese der Machbarkeitsnachweis nach dem Kenntnisstand des Autors erstmalig erbracht. Aus der universellen¹⁸⁶ Hypothese, eine Bremswegverkürzung ist mit einer Störgrößenaufschaltung unmöglich, leitet sich die Falsifikationsmethodik ab: Die universelle Hypothese ist dann am einfachsten zu widerlegen, und der Machbarkeitsnachweis am sichersten erbracht, wenn eine möglichst vielversprechende Störgrößenaufschaltung¹⁸⁷ entworfen wird.

Zur Überprüfung, dass eine Bremswegverkürzung tatsächlich aus den mit der Störgrößenaufschaltung angestrebten reduzierten Schlupfchwankungen resultiert, wird folgende Hypothese definiert:

H 4.2. *Eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung (Störgrößenaufschaltung), die mit geeigneter Parametrierung eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung bewirkt, reduziert dann auch immer die Streuung des Bremschlupfs statistisch signifikant.*

Anhand von Hypothese H 4.2 lässt sich die Funktionsweise der Störgrößenaufschaltung verifizieren. Wird eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung nachgewiesen, wird folglich auch immer eine statistisch signifikante Reduktion der Schlupfchwankungen als Ursache der Bremswegverkürzung erwartet. In umgekehrter Weise gilt die Hypothese allerdings nicht allgemeingültig: Nicht jede nachgewiesene Reduktion von Schlupfchwankungen führt auch zu einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung. Die durch die reduzierte Schlupfänderung erzielte Bremskraftsteigerung kann zwar statistisch nachweisbar, aber dennoch zu gering für eine relevante und statistisch nachweisbare Bremswegverkürzung sein. Die Bewährung von Hypothese H 4.2 ist folglich notwendig, aber nicht hinreichend. Mit Hypothese H 4.2 ist zudem keine Aussage darüber möglich, ob im stabilen oder instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve eine Steigerung der aus der Schlupfreaktion folgenden Reibwert- und Bremskraftsteigerung nachweisbar ist und in welchen der beiden Bereiche eine mögliche Bremskraftsteigerung überwiegt. Als zusätzliche detailliertere Bewertungsgröße wird daher die radindividuelle und auf die zurückgelegte Strecke Δs_x bezogene mittlere Bremskraft $\bar{F}_B(s_x)$ eingeführt. Sie entspricht der streckenbezogenen geleisteten Bremsarbeit $\bar{W}_B/\Delta s_x$, bzw. dem streckenbezogenen kinetischen Energieabbau des Fahrzeugs $\bar{W}_B/\Delta s_x = \Delta E_{kin,F}/\Delta s_x$, und stellt damit analog zur mechanischen Leistung $P_B = \bar{W}_B/\Delta t$ ein Effizienzmaß dar.

¹⁸⁶ Eine existentielle „Es gibt...“-Hypothese entspricht einer negierten universellen (allgemeingültigen) Hypothese

¹⁸⁷ Der Begriff „Störgrößenaufschaltung“ wird in diesem Kapitel synonym für die als Störgrößenaufschaltung konzipierte radlastabhängige Bremsmomentanpassung verwendet.

$$W_B = \int_{\Delta s_x} F_B(s_x) ds_x \quad (4.1)$$

$$\frac{W_B}{\Delta s_x} = \frac{1}{\Delta s_x} \cdot \int_{\Delta s_x} F_B(s_x) ds_x = \bar{F}_B(s_x)$$

Aufgrund der zum Beginn dieses Abschnitts erläuterten Erwartung, dass eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung bei geeigneter Parametrierung den streckenbezogenen Abbau der kinetischen Energie im stabilen und instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve verbessern kann, folgt die existentielle Hypothese:

H 4.3. *Mit einer radlastabhängigen Bremsmomentanpassung (Störgrößenaufschaltung), ist bei geeigneter Parametrierung eine Steigerung der mittleren streckenbezogenen Bremskraft sowohl im stabilen als auch im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve möglich.*

Der experimentelle Nachweis von Hypothese H 4.3 entspräche der geschilderten Erwartungshaltung und verifiziert mit Hypothese H 4.2 das umgesetzte Konzept. Validiert ist das Konzept zusätzlich, wenn mit gleicher Parametrierung gleichzeitig auch eine Bremswegverkürzung nach Hypothese H 4.1 nachweisbar ist.

4.2 Konzepterstellung und -prüfung

Entsprechend des in Abbildung 3.14 dargestellten Aufbaus eines allgemeinen Regelkreises mit Störgrößenaufschaltung leitet sich für den konkreten Anwendungsfall einer radlastabhängigen Bremsmomentanpassung das Konzept nach Abbildung 4.1 ab.

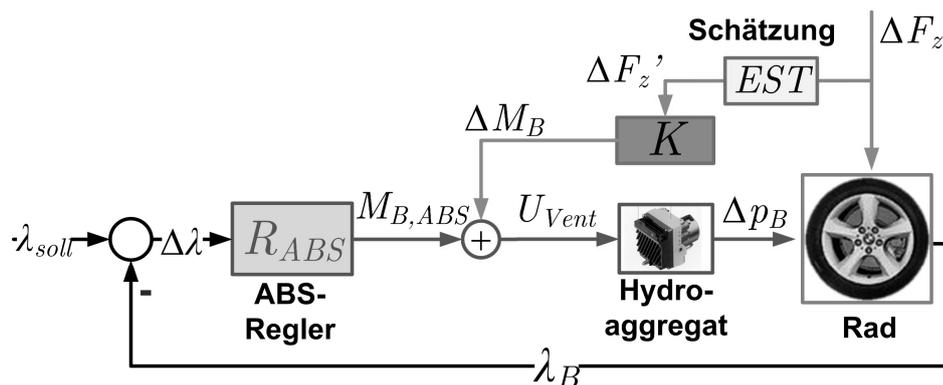


Abbildung 4.1: Konzept der Störgrößenaufschaltung mit radlastabhängiger Bremsmomentanpassung¹⁸⁸

Die Schlupfregelung des ABS bleibt dabei unverändert bestehen. Das radlastabhängige Zusatzbremsmoment ΔM_B wird zum ABS-Sollbremsmoment $M_{B,ABS}$ addiert, bevor das

¹⁸⁸ Quellennachweis des abgebildeten ABS: Robert Bosch GmbH

Sollbremsmoment in Ventilspannungen U_{vent} für die Ein- und Auslassventile des Hydroaggregats umgerechnet wird. Das Konzept der Störgrößenaufschaltung benötigt nur eine zusätzliche Summationsstelle nach der Berechnung des radindividuellen Sollbremsmoments im ABS-Algorithmus, ansonsten bleibt das ABS gemäß Kapitel 2.1.2 unverändert. Mit $\Delta M_B=0$ ist eine serienmäßige ABS-Regelung gegeben, so dass die Störgrößenaufschaltung optional bei gleichbleibendem ABS eingesetzt werden kann und im Fehlerfall eine Abschaltung der Störgrößenaufschaltung eine Serien-ABS-Regelung bedingt. Die Störgrößenaufschaltung wird radindividuell nur für die beiden Vorderräder implementiert, die bei einer angenommenen mittleren Reibwertausnutzung von $\mu=1,15$ ($\mu=1,0$) aufgrund der Bremskraftverteilung und der unterbremsen Hinterachse mehr als ca. 74% (70%) der Gesamtbremskraft¹⁸⁹ übertragen. An der Hinterachse findet keine Änderung des ABS-Sollbremsmoments statt: Zum einen gefährdet eine mögliche Überbremsung der Hinterachse im Fehlerfall die Fahrstabilität. Zum anderen finden an der Hinterachse ABS-Anpassungsphasen mit temporär konstanten Bremsdruckphasen statt, in denen die für die Schlupfberechnung aller Räder relevante freierollende Radgeschwindigkeit geschätzt wird (vgl. Kapitel 2.1.2). Eine Störung in den Anpassungsphasen durch eine Änderung des Bremsmoments lässt einen größeren Fehler in der Schlupfberechnung erwarten.

Eine Störgrößenaufschaltung benötigt zwei wichtige Informationen: Eine möglichst gute Schätzung der Störgröße, also hier der aufbauinduzierten Radlaständerungen ΔF_z , und die bekannte Wirkungskette der Störgröße auf die Regelgröße Bremschlupf λ_B , die Störgrößenübertragungstrecke. Auf deren Ermittlung wird in den nachfolgenden Abschnitten eingegangen.

4.2.1 Identifikation der Störgrößenkompensationsstrecke

Das Störverhalten der Regelstrecke (Rad) $\Delta\lambda_B/\Delta F_z$ ist anhand Gleichung (3.27) in Kapitel 3.2.1 identifiziert worden. Es entspricht einem zeitvarianten PT_1 -System, dessen Eckfrequenz maßgeblich von der Steigung der μ - λ_B -Kurve abhängt. Eine Kompensation der aus der störenden Radlaständerung resultierenden Schlupfänderung $\Delta\lambda_B$ erfolgt durch eine adäquate Bremsmomentanpassung ΔM_B (vgl. Kapitel 3.2.1, Gl. (3.34)). Diese Übertragungsfunktion spiegelt in Abbildung 4.1 das Stellverhalten der Regelstrecke (Rad) wider. Die Eckfrequenz des Systems entspricht der der Störgrößenübertragungstrecke. Zur vollständigen Kompensation von radlastinduzierten Schlupfänderungen $\Delta\lambda_B$ ist eine der Schlupfänderung entgegen gerichtete Bremsmomentänderung ΔM_B zu berechnen. Aus dem Störverhalten $\Delta\lambda_B/\Delta F_z$ und dem Stellverhalten der Regelstrecke (Rad) $\Delta\lambda_B/\Delta M_B$ folgt die Störgrößenkompensationsstrecke K (vgl. Abbildung 4.1):

¹⁸⁹ vgl. die Berechnung der idealen Bremskraftverteilung nach Gleichung (9.6), und die Fahrzeugdaten nach Tabelle 9.2, Anhang 9.1

$$K = \frac{\frac{\Delta\lambda_B}{\Delta F_Z}}{\frac{\Delta\lambda_B}{\Delta M_B}} = \frac{\Delta M_B}{\Delta F_Z} = r_{dyn} \cdot \mu(\lambda_B) \quad (4.2)$$

Die verwendeten Übertragungsfunktionen sind in Kapitel 3.2.1 für den stabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve mit $c_\lambda \geq 0$ ermittelt worden. Ein weiterer theoretischer Ansatz auf Basis eines allgemeingültigen Drallsatzes, angewendet auf ein gebremstes Rad, plausibilisiert die bisherige Betrachtung ohne Beschränkung auf den stabilen Bereich der μ - λ -Kurve. Es wird gefordert, dass Radlaständerungen ΔF_z keine Schlupfänderungen und folglich auch keine radlastinduzierten zusätzlichen Änderungen der Raddrehzahl $\Delta\dot{\varphi}_R$ bewirken. Dies gelingt, wenn zu jeder Zeit eine vollständige Kompensation der aus der Radlaständerung folgenden Drehmomentänderung $\Delta F_z \cdot \mu(\lambda_B) \cdot r_{dyn}$ durch eine Bremsmomentänderung ΔM_B erfolgt.

$$\begin{aligned} \Delta\dot{\varphi}_R \cdot \Theta_R &= 0 = r_{dyn} \cdot \mu(\lambda_B) \cdot \Delta F_z - \Delta M_B \\ \Delta M_B &= r_{dyn} \cdot \mu(\lambda_B) \cdot \Delta F_z \\ K &= \frac{\Delta M_B}{\Delta F_z} = r_{dyn} \cdot \mu(\lambda_B) \end{aligned} \quad (4.3)$$

Aus beiden Ansätzen resultiert die gleiche Störgrößenkompensationsstrecke K . Sie weist aufgrund des schlupfabhängigen Reibwerts $\mu(\lambda_B)$ ein vom Bremschlupf abhängiges P-Verhalten auf. Reibwertänderungen ändern nur den Proportionalitätsfaktor der Störgrößenkompensationsfunktion K , die Phasenlage zwischen Radlaständerung und daraus folgender Bremsmomentänderung bleibt mit $\Delta\varphi=0^\circ$ unbeeinflusst. Für einen späteren möglichen Serieneinsatz und eine robuste radlastabhängige Bremsmomentberechnung ΔM_B ist eine möglichst einfache Implementierung vorzuziehen. Daher wird angestrebt, zur Vereinfachung und Reduktion der Fehleranfälligkeit auf eine schlupfabhängige Reibwertermittlung und das dazu notwendig zu implementierende und parametrierende Reifenmodell zu verzichten und stattdessen einen über der Bremsung konstanten mittleren Reibwert μ_0 zu definieren. Die Störgrößenkompensationsfunktion K ist mit dieser Vereinfachung definiert als ein über der Bremsung konstanter Proportionalitätsfaktor:

$$K = \frac{\Delta M_B}{\Delta F_z} = r_{dyn} \cdot \mu_0 = \text{konst.} \quad (4.4)$$

Die Auswirkungen dieser Vereinfachung gegenüber einer schlupfabhängigen Reibwertschätzung nach Gleichung (4.3) wird im Rahmen der Konzeptverifikation in Abschnitt 4.2.4 diskutiert.

4.2.2 Konzept der Störgrößenkompensation

Bei bekannten Radlaständerungen ist anhand der im vorherigen Abschnitt identifizierten Störgrößenkompensationsstrecke K eine Kompensation durch Bremsmomentanpassungen realisierbar. Für eine genauere Radlastschätzung durch die in Abbildung 4.1 darge-

stellte Übertragungsstrecke *EST* (Estimation), wird eine erfolgreichere Kompensation der Regelabweichung durch die Störgrößenaufschaltung erwartet. Die Radlastschätzung erfolgt gemäß Kapitel 2.1.4 Gleichung (2.15) nach dem Erweiterten Aachener Verfahren. Die Genauigkeit der für Fahrversuche um eine notwendige Filterung angepassten Radlastschätzung wird im folgenden Abschnitt 4.2.3 diskutiert. Für die nachfolgenden grundsätzlichen, konzeptionellen Betrachtungen wird zunächst von einer idealen Radlastschätzung ohne Fehler und Gruppenlaufzeiten ausgegangen.

Es stellt sich bei der Realisierung der Störgrößenaufschaltung die Frage, bei welchen Bedingungen Bremsmomentanpassungen zur Kompensation von radlastinduzierten Schlupfänderungen erfolgen sollte. Infolge des Bremsmomentanstiegs beim Bremsbeginn steigt, bedingt durch die Fahrzeugverzögerung, auch die Radlast der Vorderräder an. Eine zusätzliche radlastabhängige Steigerung des Bremsmoments ist vor dem ersten Bremsdruckabbau des ABS-Eingriffs nicht möglich. Der Bremsmomentgradient wird durch die Fahrervorgabe und den Bremsassistenten begrenzt. Aufgrund des größeren Gradienten des Bremsmoments gegenüber der Radlast setzt die ABS-Regelung des Versuchsfahrzeugs auf trockener autobahnähnlicher Fahrbahn typischerweise noch im Bereich des Radlastanstiegs ein (vgl. Kapitel 3.1.1, Abbildung 3.2, S.60). In diesem Bereich sind ABS-bedingte Schlupfänderungen gering und die Reibwertausnutzung mit typischerweise $\mu > 1,1$ hoch. Der Radlastanstieg des Einnickens wirkt stabilisierend. Es werden in diesem Bereich keine Anzeichen dafür gesehen, dass eine zusätzliche radlastabhängige Bremsmomentsteigerung zur Erhöhung der mittleren Reibwertausnutzung notwendig ist. Anders ist dies nach dem Erreichen des Radlastmaximums: Abbildung 3.3 (S.61) zeigt, dass mit Beginn des Ausnicken und der daraus folgenden Radlastreduktion auch mit Seriendämpfung üblicherweise größere Überschlupfphasen und relevante Reibwertabsenkungen mit typischerweise $\mu < 1$ folgen. Die Radlastreduktion des Zurücknicken wurde in den betrachteten Fällen als erste relevante Störung des quasi-stationären Gleichgewichts identifiziert. Es erscheint daher zielführend mit radlastabhängigen Bremsmomentanpassungen im Radlastbereich zeitlich kurz vor Erreichen des Radlastmaximums zu beginnen, wenn noch ein quasistationäres Gleichgewicht zwischen Bremsmoment und Radlastniveau vorhanden ist. Daraus folgt, dass das Bremsmoment der Störgrößenaufschaltung ΔM_B nicht streng proportional zum dynamischen Radlastverlaufs $F_{z,dyn}$ berechnet werden sollte. Dies würde beim Eingreifen der Störgrößenaufschaltung im Bereich des Radlastmaximums einen kontraproduktiven positiven Bremsmomentsprung bewirken, da $F_{z,dyn}$ an der Stelle des Radlastmaximums ebenfalls seinen größten Wert annimmt (vgl. in Abbildung 4.2 (oben)). Nach den vorherigen Überlegungen folgt die durch eine Bremsmomentanpassung zu kompensierende Radlaständerung ΔF_z daher aus der Abweichung des Radlastverlaufs $F_{z,ges}$ zur Radlast des gerade noch stationären Gleichgewichts, dem Radlastmaximum $F_{z,max}$:

$$\begin{aligned} \Delta F_z(t) &= F_{z,ges}(t) - F_{z,max} \\ \Delta M_B(t) \Big|_{t > t(F_{z,max})} &= K \cdot (F_{z,ges}(t) - F_{z,max}) = \mu(\lambda_B) \cdot r_{dyn} \cdot (F_{z,ges}(t) - F_{z,max}) \end{aligned} \quad (4.5)$$

Für den Fall vernachlässigter Unterschiede in der Achslastverschiebung (Längsverzögerung) ab dem Radlastmaximum für den weiteren Verlauf des Bremsvorgangs folgt die Bremsmomentanpassung hauptsächlich aus den aufbauinduzierten Radlaständerungen.

$$\Delta M_B(t)|_{t>t(F_{z,max})} = K \cdot (F_{z,ges}(t) - F_{z,max}) \stackrel{F_{z,VAHA} \approx konst.}{\approx} \mu(\lambda_B) \cdot r_{dyn} \cdot (F_{z,dyn} - F_{z,dyn,max}) \quad (4.6)$$

Die zu kompensierende Radlaständerung ΔF_z und das aus ihr mit der Störgrößenkompensationsstrecke K nach Gleichung (4.6) folgende kompensierende Bremsmoment ΔM_B beginnt mit dem Wert Null bei $t=t(F_{z,max})$ und spiegelt den auf diesen Bezugspunkt bezogenen dynamischen Radlastverlauf wider.

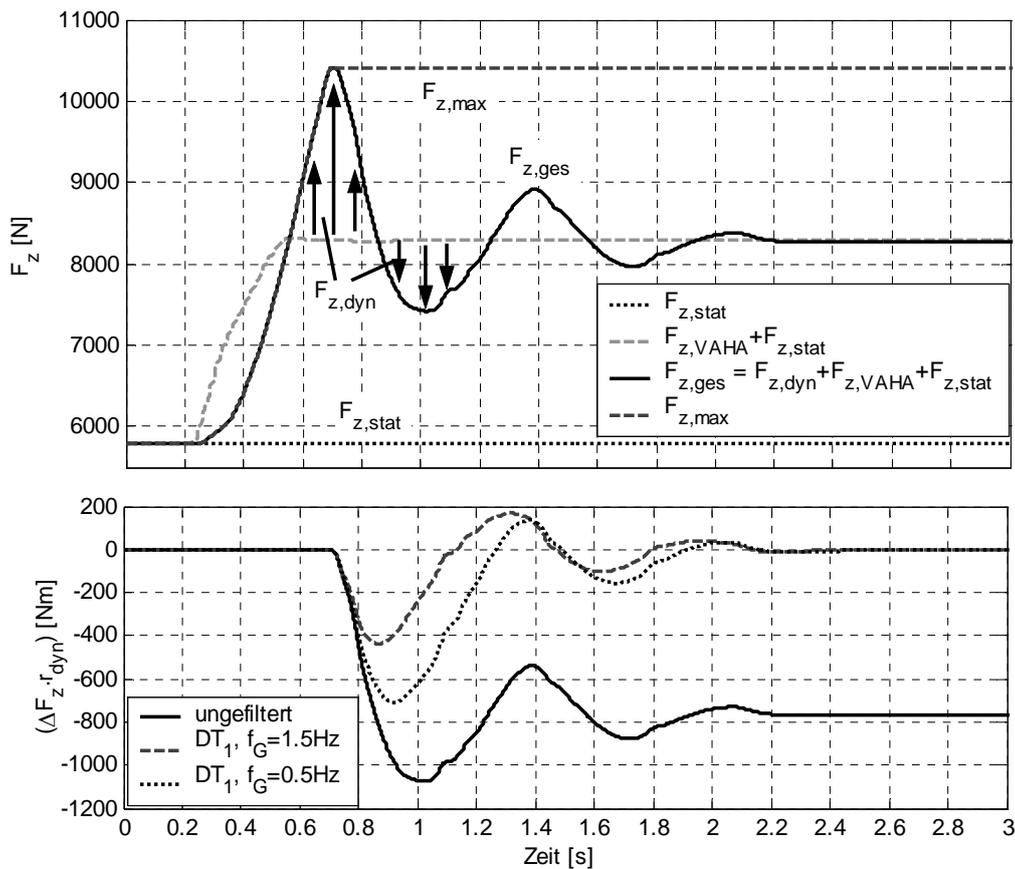


Abbildung 4.2: Radlastanteile beim Bremsvorgang (oben) und aus Radlaständerungen resultierende Bremsmomentanpassung für $\mu(\lambda_B)=\mu_0=1,0$ (unten); jeweils Prinzipdarstellungen

Aufgrund der abklingenden und um die quasistationären Achslastverschiebung $F_{z,VAHA}$ schwingende dynamische Radlast $F_{z,dyn}$ resultiert ohne weitere Maßnahmen ein bleibendes Bremsmomentoffset der Amplitude $\Delta M_{B,offset} = -\mu(\lambda_B) \cdot r_{dyn} \cdot (F_{z,max} - F_{z,VAHA})$, wie in Abbildung 4.2 (unten) dargestellt. Dieses permanente Bremsmomentoffset führt voraussichtlich zu einer kompensierenden Verschiebung des ABS internen Bremskraftarbeitspunkts. Eine virtuelle Verschiebung des ABS-Bremskraftarbeitspunkts wirkt in gleicher Weise auf die ABS interne Bremskraft- und Reibwertschätzung. Dadurch ist nicht auszuschließen, dass das ABS mit einem solchen Konzept einer Störgrößenaufschaltung gegenüber dem Serienzustand in einem anderen Arbeitsbereich mit anderer Regler-

parametrierung regelt. Zur Kompensation einer Bremskraftarbeitspunktverschiebung wird daher zusätzlich eine Hochpassfilterung eingesetzt. Der quasistationäre Mittelwert des Zusatzbremsmoment ΔM_B konvergiert mit der aus den Filtereigenschaften resultierenden Dynamik gegen null. Der mit einem Hochpass gefilterte Verlauf des radlastabhängigen Bremsmoment ΔM_B wird von der Filterordnung und der Eckfrequenz f_G beeinflusst. Mit steigender Filterordnung steigt bei gleicher Eckfrequenz die Gruppenlaufzeit von ΔM_B , so dass das Filter auf die erste Ordnung (DT₁-Glieder) beschränkt wird. Der Bereich der Filtereckfrequenz ist zur Darstellung relevanter aufbauinduzierter Radlaständerungen durch die Aufbaueigenfrequenz von $f \approx 1,5$ Hz zu hohen Frequenzen hin limitiert. Höhere Filtereckfrequenzen führen bei $f \approx 1,5$ Hz zu einer Amplitudenabschwächung größer als -3dB (-30%). Es werden zwei Hochpassfilter erster Ordnung mit unterschiedlichen Eckfrequenzen und Einschwingverhalten¹⁹⁰ definiert: $f_G=0,5$ Hz und $f_G=1,5$ Hz. Das Hochpassfilter schwingt umso schneller ein, je größer seine Eckfrequenz ist. Abbildung 4.2 (unten) zeigt den zeitlichen Verlauf des mit beiden Eckfrequenzen kausal gefilterten Zusatzbremsmomentverlaufs ΔM_B bei $\mu_0=1,0$ im Vergleich zum ungefilterten Verlauf. Die beiden hochpassgefilterten ΔM_B -Verläufe weisen durch die zusätzliche D-Verstärkung des Hochpassfilters Phasenvoreilungen auf. Neben der gewünschten Kompensation einer bleibenden ABS-Bremskraftarbeitspunktverschiebung wirkt sich die Hochpassfilterung zudem positiv auf Schätzfehler der maximalen Radlast $F_{z,max}$ in Gleichung (4.5) oder auch des Achslastverschiebungsanteils $F_{z,VAHA}$ aus: Konstante Schätzfehler (Offsets) werden im weiteren Verlauf ausgeglichen. Die Eignung der definierten Filterkette wird im Rahmen der Konzeptprüfung in der Simulation (folgender Abschnitt 4.2.4) und im Fahrversuch (Abschnitt 4.3) geprüft.

4.2.3 Radlastschätzung

Zur Realisierung der konzipierten Störgrößenaufschaltung wird zur Berechnung des Zusatzbremsmoments nach Gleichung (4.6) eine Radlastschätzung für beide Vorderräder benötigt. Die geschätzte Radlast $F_{z,EST}$ ¹⁹¹ folgt aus der statischen Radlast $F_{z,stat}$, der verzögerungsabhängigen Achslastverschiebung $F_{z,VAHA}$ und dem den heutigen ABS unbekanntem dynamischen Radlastanteil $F_{z,dyn}$, der über das Erweiterte Aachener Verfahren (EAV)¹⁹², bekannt aus in Kapitel 2.1.4, geschätzt wird. Für das linke Vorderrad folgt (rechts analog):

$$F_{z,EST,vl} = F_{z,stat,vl} - \underbrace{\frac{1}{2} m_F \cdot a_x \cdot \frac{h_{SP}}{l}}_{F_{z,VAHA}} + \underbrace{m_{R,vl} \cdot a_{R,vl} + m_{A,vl} \cdot a_{A,vl} + m_K \cdot a_{A,hl}}_{F_{z,dyn}} \quad (4.7)$$

¹⁹⁰ Filtereigenschaften bei Aufbaueigenfrequenz $f=1,5$ Hz siehe Anhang 9.4, Tabelle 9.5

¹⁹¹ Definition der Abkürzung „EST“: Estimated (geschätzt)

¹⁹² Parameter: Tabelle 2.1, S.36 und Tabelle 9.2 S.227

Neben dem kontinuierlichen Radlastverlauf benötigt das Konzept einen Referenzwert der Radlast, gegenüber dem die Kraftschlussausnutzung trotz Radlaständerungen durch Bremsmomentanpassungen idealerweise konstant gehalten werden soll. Im vorherigen Abschnitt ist die maximale Radlast $F_{z,max}$ als Referenzwert $F_{z,ref}=F_{z,max}$ identifiziert und definiert worden. Das von der Summe aus Dämpfer- und Federkraft abhängige Radlastmaximum wird aufgrund der geschwindigkeitsabhängigen Dämpferkraft $F_D(v_D)$ je nach Dämpfereinstellung bereits kurz vor dem maximalen Federweg mit der Federkraft $F_F(v_D=0)=F_{F,max}$ erreicht. Zur Bestimmung der Referenzradlast $F_{z,EST,ref}$ wird die gemessene Nickrate $\dot{\vartheta}_A$ verwendet. Ein Vorzeichenwechsel der Nickrate repräsentiert, analog zur Dämpfergeschwindigkeit, den Beginn des Zurücknickens ($\dot{\vartheta}_A \leq 0$) und der folgenden aufbauinduzierten Radlastreduktion unter Vernachlässigung von Hub. Im Unterschied zur Dämpfergeschwindigkeit weist die Nickrate¹⁹³ geringere hochfrequente Anregungen auf und repräsentiert daher die für die Störgrößenaufschaltung relevante Aufbaubewegung robuster als die auch von Fahrbahn- und Bremsmomentanregungen beeinflusste Dämpfergeschwindigkeit. Die Referenzradlast $F_{z,ref}$ wird durch erstmaliges Unterschreiten eines Nickratenschwellenwerts $\dot{\vartheta}_{A,Schwelle}$ bei gleichzeitig aktiver ABS-Regelung nach der folgenden Gleichung (4.8) definiert:

$$F_{z,EST,ref} = F_{z,EST} \left(\min \left[t \left(\dot{\vartheta}_A < \dot{\vartheta}_{A,Schwelle} \right) \wedge t \left(\ddot{\vartheta}_A \leq 0 \right) \wedge t \left(ABS = \text{aktiv} \right) \right] \right) \approx F_{z,EST,max} \quad (4.8)$$

mit : $\dot{\vartheta}_{A,Schwelle} = +2^\circ / s$

Der Schwellenwert $\dot{\vartheta}_{A,Schwelle}$ ist positiv definiert, da das Radlastmaximum bereits kurz vor dem Vorzeichenwechsel erreicht wird. Der Schwellenwert ist anhand von Versuchsdaten zudem empirisch so ermittelt worden, dass tendenziell eher vor als nach dem Radlastmaximum $F_{z,EST,max}$ die Referenzradlast $F_{z,EST,ref}$ bestimmt wird. Damit soll erreicht werden, dass die aufbauinduzierte Radlastreduktion durch eine rechtzeitig aktive Störgrößenaufschaltung kompensiert werden kann.

Abbildung 4.3 stellt anhand eines exemplarischen Bremsversuchs für das linke Vorderad den Beginn der Störgrößenaufschaltung nach Gleichung (4.8) kurz vor dem Radlastmaximum und die Übereinstimmung verschiedener Varianten des Radlastschätzverfahrens nach Gleichung (4.7) mit der Messfelge dar. Mit der Radlastschätzung nach dem Erweiterten Aachener Verfahren, das auch die Radträgervertikalbeschleunigung a_R berücksichtigt, sind große hochfrequente Radlastabweichungen gegenüber dem Messfelgenverlauf zu beobachten. Mit diesen Radlastschwankungen im Bereich der Radträgerereigenfrequenz ($f \approx 15$ Hz) und den mit der aus der Störgrößenaufschaltung folgenden hochfrequenten radlastabhängigen Bremsmomentanpassungen sind Störungen der ABS-Regelung zu erwarten. Eine Reduktion des Störungspotentials wird erreicht, wenn die Radlastschätzung ohne Nutzung der Radträgervertikalbeschleunigung durchgeführt

¹⁹³ Für eine Serienanwendung wäre zu prüfen, ob ein Nickratensensor durch die Integration von ggf. vorhandenen vertikalen Aufbaubeschleunigungen eingespart werden kann.

wird. Die niederfrequenten aufbauinduzierten Radlasten werden von der vertikalen Aufbaubeschleunigung der jeweiligen Fahrzeugecke dominiert. Es wird erwartet, dass eine Vernachlässigung der Radträgervertikalbeschleunigung, die hauptsächlich die Radträgereigenfrequenz darstellt, den aufbauinduzierten Radlastverlauf nicht wesentlich ändert. Eine weitere Reduktion der in Abbildung 4.3 dargestellten hochfrequenten Abweichungen zur Messfelge wird nur durch eine Tiefpassfilterung auf Kosten der Gruppenlaufzeit erreicht. Die Filtereckfrequenz muss unterhalb der Radträgereigenfrequenz liegen, damit die Radlastschwingungen mit der Radträgereigenfrequenz gedämpft werden. Eine relevante Abschwächung dieser Schwingung ist durch einen Tiefpassfilter zweiter Ordnung möglich. Als Kompromiss zwischen Gruppenlaufzeit und Abschwächung wird ein kausales Butterworthfilter¹⁹⁴ zweiter Ordnung (BW₂) mit einer Filtereckfrequenz von $f_G=10$ Hz eingesetzt (Abbildung 4.3).

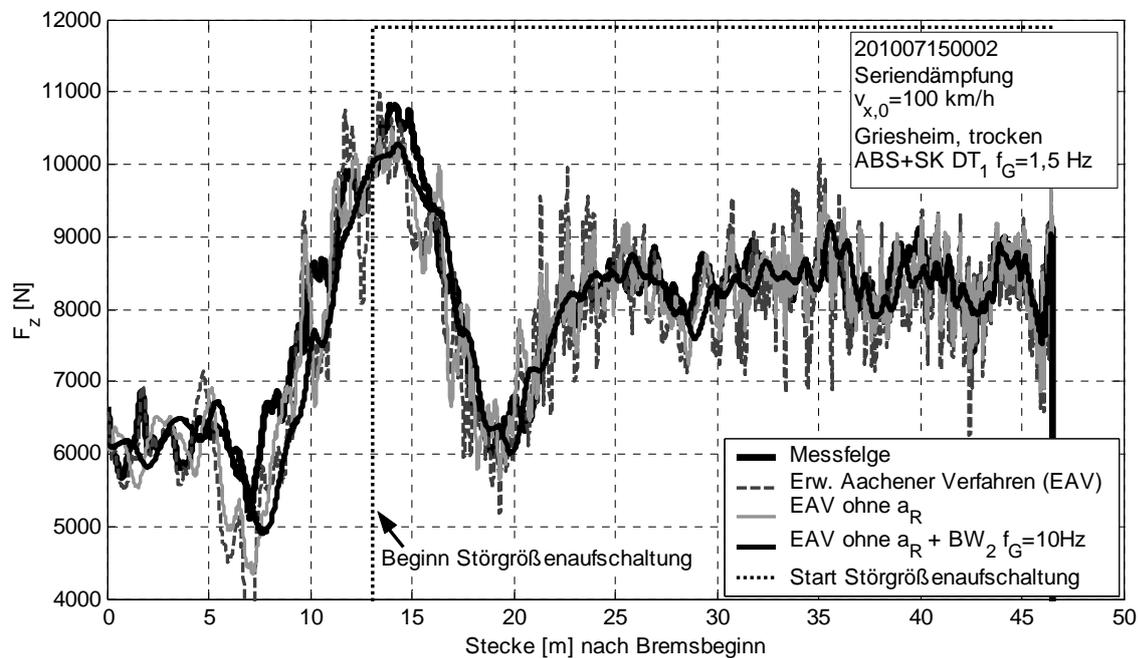


Abbildung 4.3: Streckenbezogene geschätzte Radlastverläufe des linken Vorderrads im Vergleich zur Messfelge und anhand der Nickrate nach Gleichung (4.8) ermittelter Beginn der Störgrößenaufschaltung für einen exemplarischen Bremsversuch.

Die Übereinstimmung zwischen der mit der Messfelge gemessenen Radlast und den verschiedenen Varianten der Radlastschätzung stellt für $N=168$ ABS-geregelte Bremsungen mit Seriendämpfung Abbildung 4.4 dar. Dargestellt sind die streckenbezogenen Abweichungen zwischen der Messfelge und den Schätzverfahren für den Bereich ab Beginn der Störgrößenaufschaltung nach Gleichung (4.8) und dem Bremsende. Die geringsten stochastischen Abweichungen zur Messfelge werden durch Vernachlässigung der Radträgervertikalbeschleunigung und zusätzliche Tiefpassfilterung erreicht. Unter vergleichbaren Randbedingungen gibt die für die Störgrößenaufschaltung besonders

¹⁹⁴ Filtereigenschaften für Aufbaueigenfrequenz $f=1,5$ Hz: Anhang 9.4, Tabelle 9.5, S.239

relevante aufbauinduzierte dynamische Radlastschätzung den mittleren Verlauf (Median) der gemessenen Radlast (Messfelge) wieder, wie Abbildung 4.4 zeigt. Die stochastische Amplitude beträgt in 80% (Interdezilabstand) der zurückgelegten Strecke $|\Delta F_{z,EST,dyn}| \leq \pm 600 \text{ N}$. Dies wird durch die Vernachlässigung der vertikalen Radträgerbeschleunigungen und durch eine Tiefpassfilterung zweiter Ordnung (Butterworthfilter) mit einer Eckfrequenz von $f_G=10 \text{ Hz}$ erreicht.

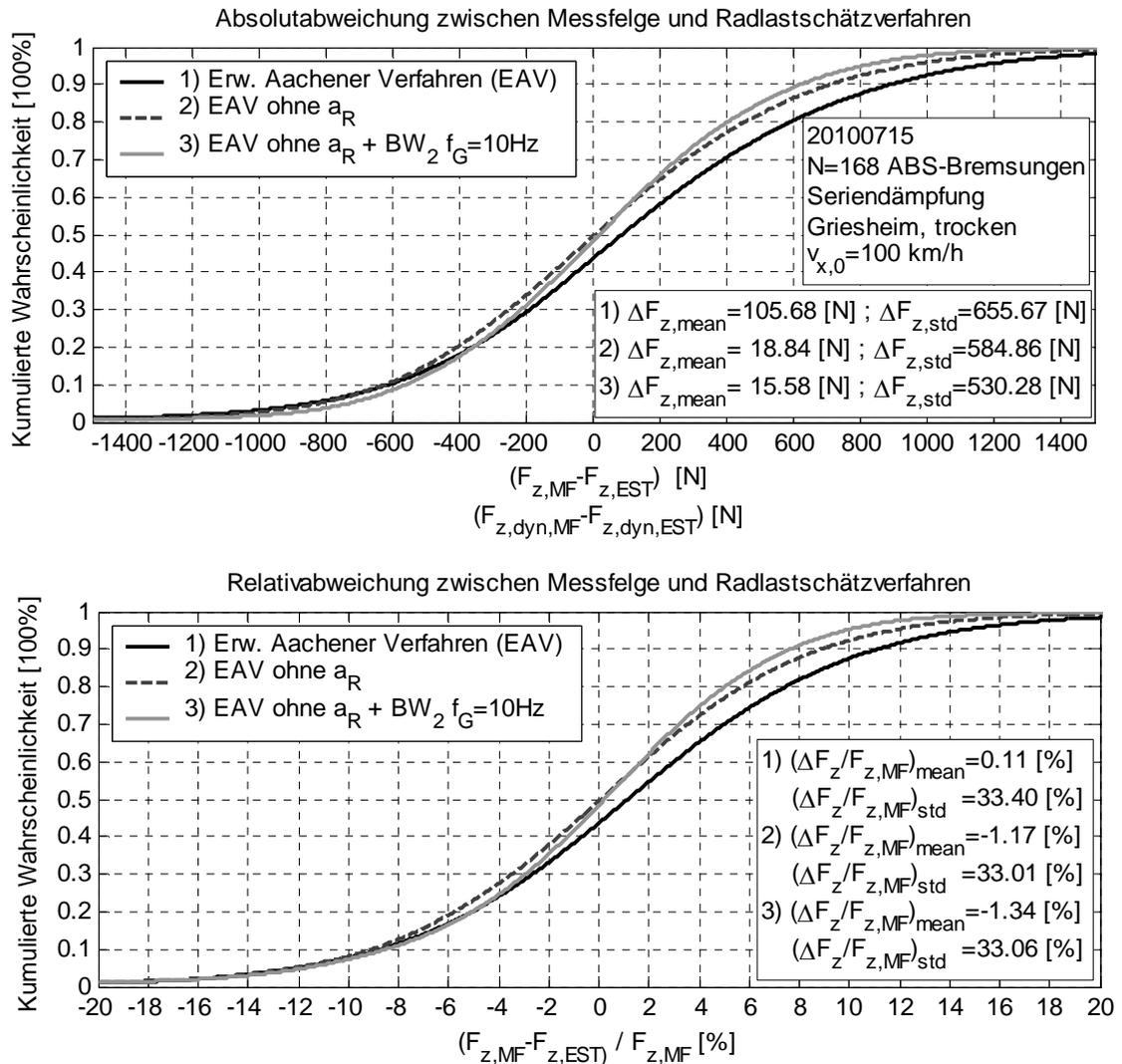


Abbildung 4.4: Streckenbezogene absolute und relative Abweichungen zwischen gemessener Radlast (Messfelge) und Varianten des Radlastschätzverfahrens für den Bereich der als aktiv definierten Störgrößenaufschaltung, ermittelt anhand von $N=168$ ABS-geregelten Bremsversuchen mit Serierendämpfung aus $v_{x,0}=100 \text{ km/h}$ ¹⁹⁵. Aufgrund der nicht messbaren und hier geschätzten Achslastverschiebung $F_{z,VAHA}$ entsprechen die ermittelten Schätzfehler der Gesamtradlasten $F_{z,\text{MF}} - F_{z,\text{EST}}$ denen der dynamischen Radlasten $F_{z,\text{dyn},\text{MF}} - F_{z,\text{dyn},\text{EST}}$.

¹⁹⁵ Die in der Abbildung dargestellten Abweichungen gelten für alle durchgeführten Bremsversuche der Hauptversuchsreihe dieses Kapitels mit und ohne aktivierte Störgrößenaufschaltung, die in Kapitel 4.3 diskutiert werden.

4.2.4 Parameterauswahl und Verifikation in der Simulation

Vor einer Überprüfung des Konzepts der Störgrößenaufschaltung im Fahrversuch, der aufgrund der statistisch notwendigen Wiederholungen aufwendig ist, folgt die Verifikation des Konzepts und die Auswahl von erfolgversprechenden Parametrierungen der Störgrößenaufschaltung in der Simulation. Hierzu wird das um die längsdynamischen Fahrzeugeigenschaften (Pacejka Magic Formula Reifenmodell, PID-ABS-Modell des Versuchsfahrzeugs, nichtlineares Bremsenmodell, Fahrbahnanregung der Versuchsstrecke) ergänzte „Erweiterte Viertelfahrzeugmodell“ aus Kapitel 2.4.2 eingesetzt. Der Fokus der Verifikation liegt gemäß dem Konzept der Störgrößenaufschaltung auf der Bremsschlupfregelung und Reibwertausnutzung der Vorderachse. Die Hinterachs-bremskraft ist bei diesem Modell nach dem Bremskraftaufbau auf einen konstanten Wert von $F_{B,h}=3$ kN limitiert. Zudem wird entsprechend Kapitel 2.4.2 eine vertikal-dynamische Entkopplung zwischen Vorder- und Hinterachse mit Koppelmasse $m_K=0$ angenommen, was aufgrund der geringen Koppelmasse des Versuchsfahrzeug (Tabelle 2.1, S.37) als gerechtfertigt erscheint. Das Modell repräsentiert die bei ABS-Bremsungen relevanten physikalischen und regelungstechnischen Fahrzeugeigenschaften, die für die Verifikation der radlastabhängigen Bremsmomentanpassung (Störgrößenaufschaltung) notwendig sind. Zur Parameterauswahl und Verifikation des in Abschnitt 4.2.2 vorgestellten Konzepts der Störgrößenaufschaltung wird das gleiche Versuchsdesign wie im späteren Fahrversuch gewählt: Die Anfangsgeschwindigkeit beträgt $v_{x,0}=100$ km/h, das in der Simulation genutzte Fahrbahnanregungsprofil ist durch Messung von der Versuchsstrecke abgeleitet worden und der Bremsdruckaufbau des Hauptbremszylinderdrucks ist Messdaten entnommen (siehe Kapitel 2.4.2). Die für die Störgrößenaufschaltung benötigte Vorderachs-Radlastschätzung und ABS-Sollbremsmomentberechnung erfolgt in der Simulation mit der gleichen kausalen Filterkette (Abschnitte 4.2.2 und 4.2.3) wie im späteren Fahrversuch. Die Dämpfereinstellung des Simulationsmodells ist mit $I_D=1800$ mA zur Seriendämpfung des Versuchsfahrzeugs vergleichbar (vgl. Kapitel 2.4.1, S.48).

Parameterauswahl

In den vorherigen Abschnitten 4.2.1 und 4.2.2 sind durch den Proportionalitätsfaktor $\mu(\lambda_B)$ der Störgrößenkompensationsstrecke $K=\mu(\lambda_B)\cdot r_{dyn}$ und die Filtereckfrequenz der Hochpassfilterung f_G Freiheitsgrade in der Parametrierung definiert worden. Neben der Verifikation des Konzepts radlastabhängiger Bremsmomentanpassungen zur Steigerung der mittleren Kraftschlussausnutzung wird anhand der Simulationsbetrachtungen auch das wichtige Ziel der Auswahl erfolgversprechender Parametersätze für den Fahrversuch verfolgt. Abbildung 4.5 (unten) stellt die simulierten Bremswege für unterschiedliche Parametrierungen der Störgrößenaufschaltung im Vergleich zur Serien-ABS-Regelung dar.

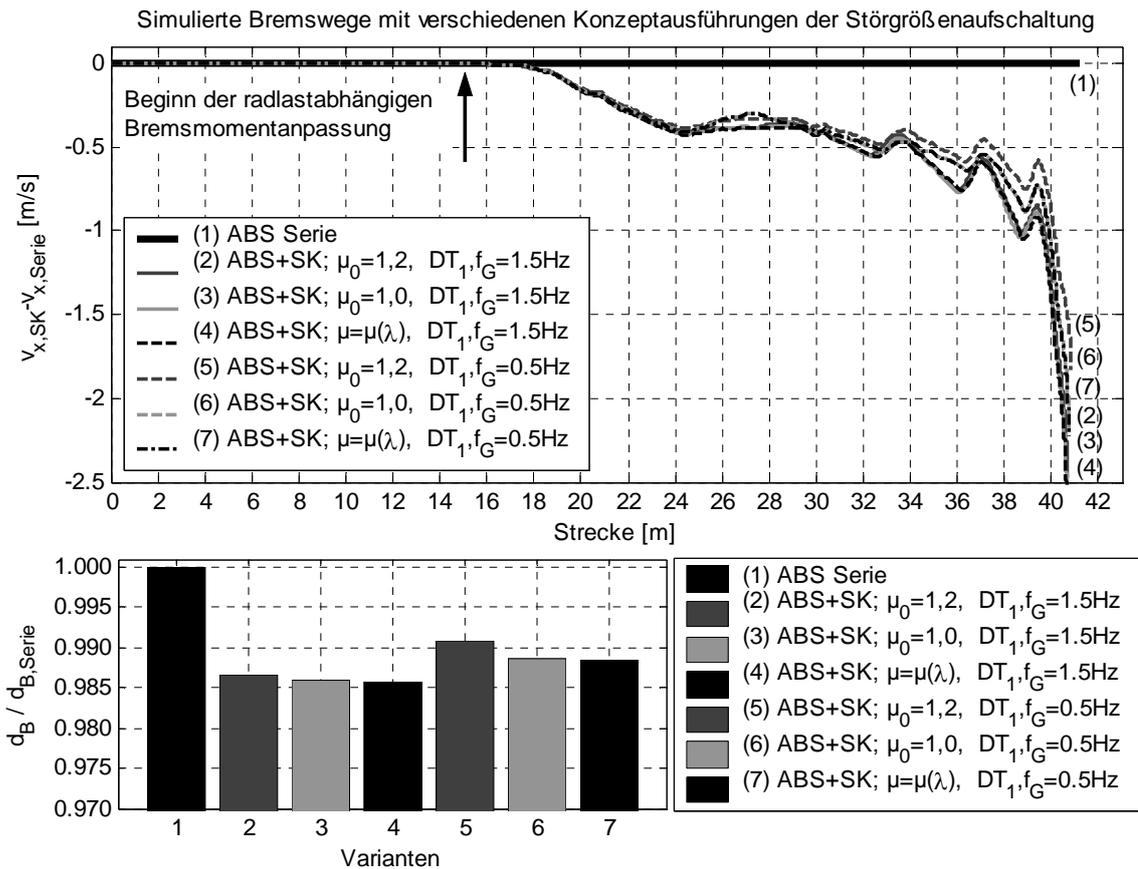


Abbildung 4.5: Simuliertes Bremswegverkürzungspotential der als Störgrößenaufschaltung¹⁹⁶ ausgeführten radlastabhängigen Bremsmomentanpassung abhängig von der Variation der Parameter Proportionalitätsfaktor $\mu(\lambda_B) \cdot r_{dyn}$ und Eckfrequenz f_G der DT_1 -Hochpassfilterung; $v_{x,0}=100$ km/h, harte seriennahe Dämpfung

Gegenüber dem Serien-ABS führt das Konzept der Störgrößenaufschaltung mit allen gewählten Parametervariationen zu einer Bremswegverkürzung (Abbildung 4.5 unten). Wie Abbildung 4.5 oben darstellt, wird die Bremswegverkürzung durch eine temporär größeren Verzögerung und daraus folgender Geschwindigkeitsreduktion kurz nach Aktivierung der Störgrößenaufschaltung ab $s_x \approx 17$ m erreicht (vgl. auch Abbildung 4.6 unten). Kurz nach Aktivierung der Störgrößenaufschaltung beginnt auch die Reduktion der Radlast infolge des Ausfederns des Fahrzeugaufbaus. Für den weiteren Bremsvorgang bleibt die in diesem Streckenabschnitt erreichte Geschwindigkeitsdifferenz weitgehend bestehen und wird bezogen auf die zurückgelegte Strecke geringfügig weiter vergrößert. Neben einer Bremswegverkürzung reduziert das Konzept der Störgrößenaufschaltung die streckenbezogene kinetische Energie $\Delta E(s_x) = \frac{1}{2} \cdot m_F \cdot (v_{x,SK}^2 - v_{x,Serie}^2)$ des Fahrzeugs gegenüber dem Serien-ABS. Damit erreicht das entwickelte Konzept der radlastabhängigen Bremsmomentanpassung in der Simulation das angestrebte Ziel. Die Bremswegverkürzung gegenüber der Serie liegt abhängig von der gewählten Paramet-

¹⁹⁶ Die Abkürzung SK steht für „Störgrößenkompensation“ und wird äquivalent zum Begriff Störgrößenaufschaltung verwendet

rierung im Bereich zwischen 0,8% und 1,4%. Die Störgrößenaufschaltungen mit einer Hochpassfiltereckfrequenz von $f_G=1,5$ Hz führen mit allen gewählten Proportionalitätsfaktoren gegenüber $f_G=0,5$ Hz zu kürzeren Bremswegen. Im definierten Parameterraum wirkt sich der Proportionalitätsfaktor im Vergleich zur Filtereckfrequenz geringer auf den Bremsweg aus. Ein von Schlupf abhängiger Reibwert $\mu(\lambda_B)$ führt bei gleicher Hochpassfiltereckfrequenz zu den kürzesten Bremswegen. Die mit einem konstanten Reibwert von $\mu_0=1,0$ simulierten Bremswege sind allerdings nur geringfügig länger: Der Bremswegunterschied von jeweils ca. 0,02% bei $f_G=1,5$ Hz bzw. $f_G=0,5$ Hz rechtfertigt nach Ansicht des Autors nicht den Aufwand eines schlupfabhängigen Reifenmodells, zumal dieses eine weitere potentielle Fehlerquelle darstellt und aufgrund des variablen Proportionalitätsfaktors $\mu(\lambda_B)$ die Systemkomplexität erhöht. Auf Basis der simulierten Bremswege werden zur weiteren Diskussion der Simulationsergebnisse und für die Überprüfung der formulierten Hypothesen zu Störgrößenaufschaltung im Fahrversuch die Parametrierungen (2), (3) und (5) ausgewählt. Die Parametrierungen (2) und (3) mit konstantem Proportionalitätsfaktor μ_0 und der Hochpassfiltereckfrequenz $f_G=1,5$ Hz versprechen innerhalb des geprüften Parameterraums ohne schlupfabhängiges Reifenmodell das größte Bremswegverkürzungspotential. Die Parametrierung (5) weist im Gegensatz zu den beiden anderen Varianten eine Eckfrequenz von $f_G=0,5$ Hz auf. Anhand der Simulationsergebnisse wird erwartet, dass Variante (5) gegenüber Variante (2) bei gleichem Proportionalitätsfaktor und unterschiedlicher Filtereckfrequenz einen längeren Bremsweg zeigt. Dies würde die Tendenz der Simulationsergebnisse stützen, dass eine Hochpassfiltereckfrequenz von $f_G=1,5$ Hz mit schnellerem Einschwingverhalten gegenüber $f_G=0,5$ Hz zur Bremswegverkürzung voraussichtlich zu bevorzugen ist. Aufgrund der geringen zu erwartenden Bremswegunterschiede ist allerdings mit einer Versuchsanzahl von $N\approx 32$ nur von einem Trend und nicht von einem statistisch signifikanten und damit belastbaren Ergebnis auszugehen.

Verifikation

Die bisherigen Simulationsergebnisse zeigen, dass die radlastabhängige Bremsmomentanpassung Bremswegverkürzungen ermöglicht. Es bleibt jedoch noch zu prüfen, ob die Störgrößenaufschaltung die aus aufbauinduzierten Radlaständerungen resultierenden Schlupfänderungen entsprechend der Zielsetzung reduziert und folglich die Reibwertausnutzung steigert. Die Verifikation des Konzepts wird anhand der Variante (2) mit $\mu_0=1,2$ und Hochpassfiltereckfrequenz $f_G=1,5$ Hz sowie der Variante (5) mit $\mu_0=1,2$ und Hochpassfiltereckfrequenz $f_G=0,5$ Hz durchgeführt (vgl. Abbildung 4.6). Die qualitativen Schlupf- und Reibwertverläufe zwischen den Varianten (2) und (3) mit unterschiedlichem Proportionalitätsfaktoren μ_0 und gleicher Filtereckfrequenz sind vergleichbar, so dass eine Übertragbarkeit der verifizierten Variante (2) auf Variante (3) angenommen wird.

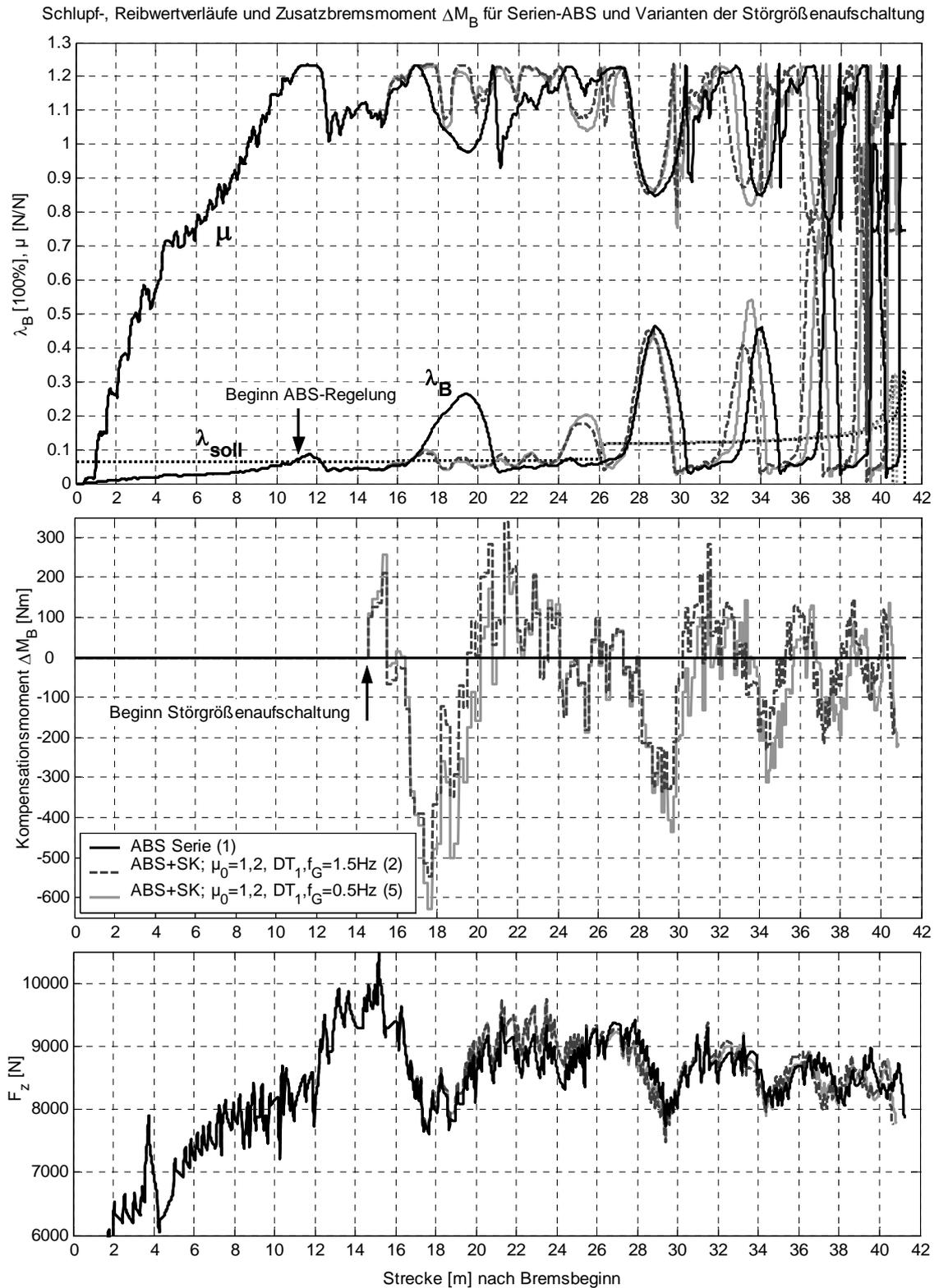


Abbildung 4.6: Slupf-, Reibwert- und Radlastverlauf eines Vorderrades für simulierte ABS-Bremsvorgänge mit harter Dämpfung aus $v_{x,0}=100$ km/h mit Serien-ABS und zusätzlicher Störgrößenaufschaltung zur radlastabhängigen Bremsmomentanpassung ΔM_B

Die in Abbildung 4.6 (oben) dargestellten simulierten Slupf- und Reibwertverläufe verifizieren das umgesetzte Konzept der Störgrößenaufschaltung in der Simulation: Die nach Bremsbeginn eintretende aufbauinduzierte Radlastreduktion (Abbildung 4.6 unten,

$s_x \approx 15$ m) führt beim Serien-ABS erwartungsgemäß zu größeren Schlupfwerten und zu damit korrespondierenden Reibwertabsenkungen. Entsprechend ihrer Zielsetzung reduziert die Störgrößenaufschaltung mit eintretender Radlastreduktion das ABS-Sollbremsmoment (Abbildung 4.6 mittig). Damit werden während der Radlastreduktion, die zwischen allen ABS-Varianten vergleichbar ist, geringere Schlupferhöhungen und Reibwertverluste erreicht. Im Vergleich zur Serie findet hier eine Bremskraftsteigerung statt, wie die Reduktion der Fahrzeuggeschwindigkeit in Abbildung 4.5 (oben) ebenfalls zeigt. Beide Hochpassfilterparametrierungen der radlastabhängigen Bremsmomentanpassung erhöhen im Bereich des anschließenden Radlastanstiegs im Unterschlupf ebenfalls wie gewünscht das ABS-Sollbremsmoment. Die bei vergleichbarem Radlastniveau reduzierte Schlupfabweichung ($\lambda_B - \lambda_{soll}$) und größere Kraftschlusspotentialausnutzung μ zeigt auch hier eine Bremskraftsteigerung gegenüber der Serie. Die kürzere Einschwingdauer des Hochpassfilters mit höherer Eckfrequenz $f_G = 1,5$ Hz führt im Vergleich zu $f_G = 0,5$ Hz zu einem früheren radlastabhängigen Bremsmomentaufbau. Die Folge ist eine mit $f_G = 1,5$ Hz frühere Überschreitung des ABS-Sollschlupfs λ_{soll} und eine Schlupfregelung des ABS auf höherem Schlupf- und damit auch Reibwertniveau, als mit $f_G = 0,5$ Hz.

Bei bereits abgeklungenen aufbauinduzierten Radlaständerungen ($s_x > 24$ m) werden Überschlupfphasen nicht durch Radlaständerungen, sondern hauptsächlich durch den Bremsmomentanstieg des ABS im Unterschlupf ($\lambda_B < \lambda_{soll}$) initiiert. Dieser Effekt wird durch die im ABS parametrierte Anhebung des ABS-Sollschlupfs $\lambda_{soll}(s_x \approx 26$ m) weiter verstärkt. Ursache und Wirkung zwischen Radlast- und Kraftschlussänderung wechseln: Die in Abbildung 4.6 zu beobachtenden Radlastreduktionen nach dem Abklingen der aufbauinduzierten dynamischen Radlaständerungen folgen aus der bei Überschlupf geringeren Fahrzeugverzögerung und Achslastverschiebung $F_{z,VAHA}$. Eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung, deren Ziel die Kompensation von äußeren Störgrößen ist, ist für diese ABS-interne Ursache der Schlupfchwankungen wenig effektiv. Statt Vorsteuerungen des Sollbremsmoments folgt nur noch eine weniger effektive unterstützende radlastabhängige Bremsmomentanpassung. Dies zeigt auch der Verlauf der streckenbezogenen Reduktion der Fahrzeuggeschwindigkeit (Abbildung 4.5 oben): Ab $s_x > 24$ m wird gegenüber dem Serien-ABS eine deutliche geringere Geschwindigkeitsänderung erreicht, als im Bereich der noch vorhandenen aufbauinduzierten Radlaständerungen.

Zusammenfassend zeigt die Simulation der Störgrößenaufschaltung: Die Reduktion von Schlupfchwankungen im Bereich relevanter aufbauinduzierter Radlaständerungen in Verbindung mit der daraus resultierenden Bremskraftsteigerung und Bremswegverkürzung verifiziert die konzipierte Störgrößenaufschaltung in der Simulation. Die Überprüfung der zu Beginn des Kapitels definierten Hypothesen erfolgt für ausgewählten Parametrierungen der Störgrößenaufschaltung anhand von anschließend diskutierten ABS-geregelten Bremsversuchen im folgenden Abschnitt.

4.3 Ergebnisse der Bremsversuche und Hypothesenprüfung

Mit einer radlastabhängigen Bremsmomentanpassung, realisiert durch eine Störgrößen-aufschaltung, ist zu Beginn dieses Kapitels ein Bremswegverkürzungspotential vermutet worden. Die durchgeführten Simulationsbetrachtungen mit dem in den Abschnitten 4.2.2 und 4.2.3 entwickelten Konzept bestätigen das vermutete Bremswegverkürzungspotential für verschiedene Parametrierungen der Störgrößen-aufschaltung: In der Simulation werden Bremswegverkürzungen gegenüber dem Serien-ABS je nach gewählter Parametrierung zwischen 0,8% und 1,4% erreicht. Zudem verifizieren die Simulationsbetrachtungen das umgesetzte Konzept, indem mit Störgrößen-aufschaltung im Bereich relevanter aufbauinduzierter Radlaständerungen eine Steigerung der Kraftschlussausnutzung durch reduzierte Schlupfabweichungen zum ABS-Sollschlupf eintritt. Belastbare Aussagen zu den in Abschnitt 4.1 definierten wissenschaftlichen Hypothesen sind jedoch nicht durch die Simulation, sondern erst durch ihre Überprüfung im realen Bremsversuch gegeben. Ziel dieses Abschnitts ist die experimentelle Überprüfung der in Abschnitt 4.1 definierten Hypothesen. ABS-geregelte Bremsversuche sind mit Serien-dämpfung nach der in Kapitel 2.2 erläuterten Versuchsmethodik aus $v_{x,0}=100$ km/h auf trockener Fahrbahn des Versuchsgeländes Griesheim durchgeführt worden, deren Anregungsspektrum einer deutschen Autobahn entspricht. Das Versuchsszenario wird als repräsentativ erachtet, es entspricht üblichen Tests bei Fahrzeugbewertungen.

Bremsweg

Abbildung 4.7 stellt die um geringe Abweichungen der Anfangsgeschwindigkeit korrigierten Bremswege $d_{B,korr}$ ¹⁹⁷ der jeweils $N=42$ durchgeführten ABS-geregelten Bremsversuche dar. Die von der Verteilungsform abhängige Auswahl statistischer Tests, mit denen belastbare Aussagen zu einer möglichen Bremswegverkürzung getroffen werden sollen, ist in Tabelle 2.2 des Kapitels 2.2.3 zusammengefasst. Die Annahme normalverteilter Bremswege wird bis auf Versuchsvariante (3) für alle anderen Versuchsvarianten nicht widerlegt ($\alpha=5\%$). Bei einem Paarvergleich der Bremswegverteilungen unter Beteiligung der Störgrößen-aufschaltung mit $\mu_0=1,0$ und Hochpassfiltereckfrequenz von $f_G=1,5$ Hz werden folglich nichtparametrische Signifikanztests (Wilcoxon Rangsummentest oder Ansari-Bradley-Test) eingesetzt. Bei den anderen Bremswegverteilungen sind parametrische Tests (t-Test oder F-Test) mit ungleichen und unbekanntem Varianzen einsetzbar.

¹⁹⁷ vgl. Kapitel 2.1.4, Gleichung (2.23)

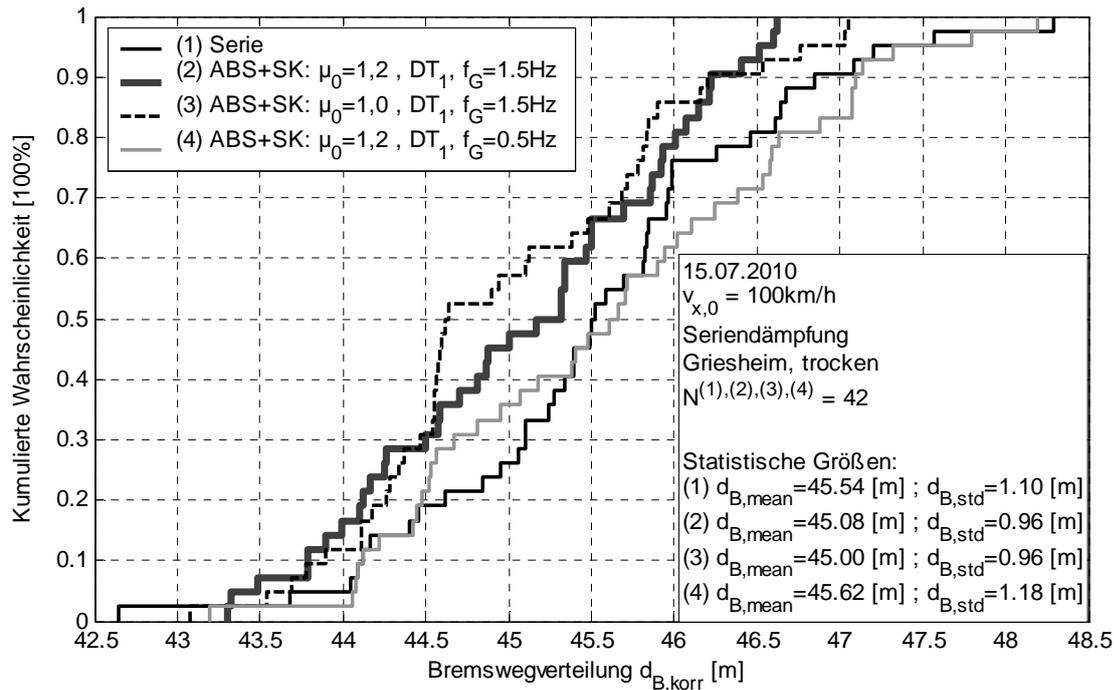


Abbildung 4.7: Bremswegverteilung mit Serien-ABS und Varianten der Störgrößenaufschaltung (SK) mit radlastabhängiger Bremsmomentanpassung aus $v_{x,0}=100$ km/h

Von besonderer Bedeutung ist die Prüfung der zu Beginn des Kapitels auf S.93 definierten Hypothese H 4.1, ob eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung eine statistisch signifikante¹⁹⁸ Bremswegverkürzung gegenüber dem Serien-ABS ermöglicht. Gegenüber der Bremswegverteilung mit Serien-ABS weist die Störgrößenaufschaltung mit $\mu_0=1,2$ und $f_G=1,5$ Hz eine mittlere Bremswegverkürzung von ca. $\Delta d_{B,mean,(2),(1)} \approx 0,46$ m bzw. ca. 1,0% auf. Diese Bremswegverkürzung liegt im Bereich der Simulationsergebnisse. Mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p < 0,1\%$ ist mit einem einseitigen t-Test eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung nachweisbar, auf einem definierten Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$ werden statistisch signifikante Bremswegunterschiede von mindestens 25 cm ermittelt (Konfidenzintervall). Die Störgrößenaufschaltung mit geringerem Verstärkungsfaktor $\mu_0=1,0$ und gleicher Hochpassfiltereckfrequenz $f_G=1,5$ Hz ist ebenfalls statistisch signifikant und mit durchschnittlich $\Delta d_{B,mean,(3),(1)} \approx 0,54$ m (ca. 1,2%) zur anderen Variante (2) vergleichbar. Damit ist erstmals eine statistisch signifikante mittlere Bremswegverkürzung der Störgrößenaufschaltung gegenüber dem Serien-ABS im Bremsversuch nachgewiesen. Die Hypothese, dass eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung unter repräsentativen Versuchsbedingungen niemals zu einer statistisch signifikanten mittleren Bremswegverkürzung führt, ist widerlegt und die grundsätzliche Machbarkeit durch die Verifikation der eingangs formulierten existentielle Hypothese H 4.1 nachgewiesen. Die Varianz der Bremswegverteilungen mit Störgrößenaufschaltung gegenüber der mit Serie-ABS ist mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p > 20\%$ statistisch nicht signifikant verschieden voneinander.

¹⁹⁸ Als statistisch signifikant wird eine Irrtumswahrscheinlichkeit von $\alpha=5\%$ definiert

Zwischen den beiden Varianten der Störgrößenaufschaltungen (2) und (3) mit der Hochpassfiltereckfrequenz von $f_G=1,5$ Hz ist kein statistisch signifikanter Unterschied der mittleren Bremswege bei Variation des Proportionalitätsfaktors der Störgrößenkompensationsstrecke zwischen $\mu_0=1,0$ und $\mu_0=1,2$ nachweisbar ($p\approx 50\%$). Ein dominanter Effekt des Proportionalitätsfaktors μ_0 auf den Mittelwert der Bremswegverteilung wird wie in der Simulation nicht beobachtet. Anders ist dies bei Variation der Hochpassfiltereckfrequenz: Die Parametrierung der Störgrößenaufschaltung (4) mit einer Hochpassfiltereckfrequenz von $f_G=0,5$ Hz führt in der Simulationsbetrachtung zu längeren Bremswegen, als die Varianten (2) und (3) mit $f_G=1,5$ Hz. Diese Reihenfolge zeigen auch die Bremswegverteilungen der Fahrversuche in Abbildung 4.7. Entgegen den Simulationsergebnissen führt die Variante (4) der Störgrößenaufschaltung mit $f_G=0,5$ Hz verglichen mit dem Serien-ABS allerdings zu keiner statistisch nachweisbaren Bremswegverkürzung ($p\approx 68\%$). Damit wird die nicht explizit formulierte Allgemeingültigkeit der Hypothese H 4.1 falsifiziert: Eine Bremswegverkürzung unter repräsentativen Versuchsbedingungen ist durch eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung grundsätzlich möglich, da hier erstmals statistisch nachgewiesen. Aber aufgrund mindestens des Einflusses der Parametrierung und ggf. weiterer hier nicht variiertes Randbedingungen, wie dem Fahrzeugtyp, nicht immer möglich. So ist beispielsweise auch auf Niedrigreibwert eine geringeres Bremswegverkürzungspotential der Störgrößenaufschaltung zu erwarten, da die Störung „aufbauinduzierte Radlastschwankungen“ geringer ausgeprägt ist. Die Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Parametrierung, den Systemeigenschaften und Randbedingungen gilt allerdings nahezu für alle technischen Systeme und ist nicht überraschend.

Schlupfchwankungen

Das angestrebte Ziel der Bremswegverkürzung wird für die definierten Randbedingungen der Bremsversuche mit bestimmten Parametrierungen der entwickelten Störgrößenaufschaltung erreicht. Offen ist bislang noch der experimentelle Verifikationsnachweis des Konzepts der Störgrößenaufschaltung, also ob die Störgrößenaufschaltung auch im Bremsversuch eine Bremskraftsteigerung durch reduzierte Schlupfchwankungen bewirkt. Hierzu ist zu Beginn dieses Kapitels die Hypothese H 4.2 definiert worden, die nachfolgend geprüft wird.

Abbildung 4.8 stellt die nicht normalverteilten streckenbezogenen Bremsschlupfverteilungen aller Bremsungen für das linke Vorderrad im Bereich aktiver Störgrößenaufschaltung dar. Die Verteilungen des rechten Vorderrades sind hierzu vergleichbar¹⁹⁹. Zur Überprüfung der Hypothese H 4.2 einer statistisch signifikanten Reduktion der Schlupfchwankungen mit aktiver Störgrößenaufschaltung wird aufgrund der erwartungsgemäß nicht normalverteilten Bremsschlupfverteilung der nichtparametrische Rangtest „Ansa-

¹⁹⁹ siehe Anhang 9.4, S.168, Abbildung 9.11 für die Bremsschlupfverteilungen des rechten Vorderrades

ri-Bradley“ verwendet. Alle Varianten der Störgrößenaufschaltung bewirken gegenüber dem Serien-ABS eine statistisch höchstsignifikante ($p < 0,1\%$) Reduktion von Schlupfchwankungen um ihren jeweiligen Median, was auch durch die in Abbildung 4.8 dargestellten Quartile bzw. Quartilabstände und Verteilungsformen verdeutlicht wird. Damit wird Hypothese H 4.2 nicht falsifiziert und als bewährt angesehen. Die Varianten der Störgrößenaufschaltung erreichen das mit dem Konzept verfolgte Ziel. Weiterhin bewirken die radlastabhängigen Bremsmomentanpassungen gegenüber dem Serien-ABS eine Verschiebung der Schlupfmediane während aktivierter Störgrößenaufschaltung. Im Bereich bis $\lambda(\mu_{max}) \approx 8,5\%$ ist aufgrund der μ - λ_B -Kurve bei einer Steigerung des Medians auch von einer Steigerung der mittleren Kraftschlussausnutzung μ und folglich von einer Bremswegreduktion auszugehen. Die Reihenfolge der streckenbezogenen Bremsschlupfmediane entspricht der der Bremswegverteilung aus Abbildung 4.7.

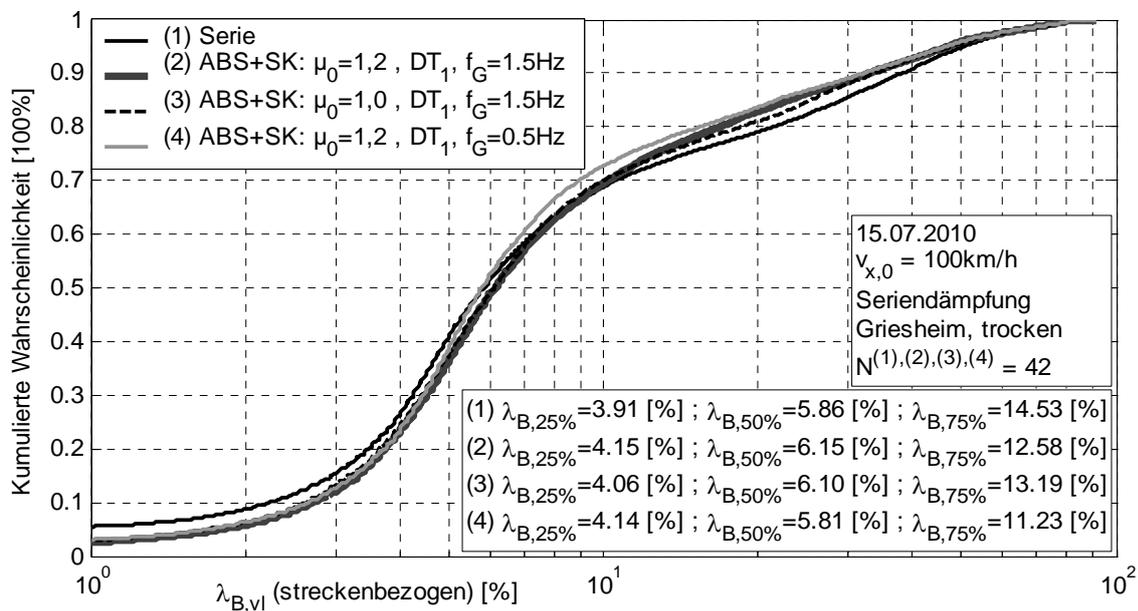


Abbildung 4.8: Streckenbezogene Bremsschlupfverteilung für das linke Vorderrad mit Serien-ABS und Varianten der Störgrößenaufschaltung (SK) aus $v_{x,0}=100\text{ km/h}$ von Beginn der Störgrößenaufschaltung bis zum Bremsende

Streckenbezogene mittlere Bremskraft im Unter- und Überschlupf

Die in Abbildung 4.8 dargestellte Änderung des mittleren Bremsschlupfs (Median) und die Reduktion der Schlupfchwankungen wirken auf die mittlere Reibwertausnutzung und Bremskraft. Zur detaillierten Analyse, in welchen Schlupfbereichen eine von der ABS-Variante abhängige Bremskraftänderung erzielt wird, wird die über alle Bremsungen einer Variante gemittelte streckenbezogene Bremskraft $F_{B,mean}(s_x)$ nach Gleichung (4.1) (S. 95) als Bewertungskriterium herangezogen. Sie ist als Effektivitätsmaß zu interpretieren, da sie den kinetischen Energieabbau pro zurückgelegte Strecke des entsprechenden Rades widerspiegelt. Die mittlere streckenbezogene Bremskraft $F_{B,mean}(s_x)$ wird basierend auf Gleichung (4.1) über verschiedene Schlupfbereiche, die durch den

Grenzwert λ_0 in Unter- und Überschlupf getrennt sind, für das linke Vorderrad mit der eingesetzten Messfelge ermittelt:

$$F_{B,mean}(s_x, \lambda \leq \lambda_0) = \frac{1}{\Delta s_x(\lambda \leq \lambda_0)} \cdot \int_{\Delta s_x(\lambda \leq \lambda_0)} F_B(s_x, \lambda \leq \lambda_0) ds_x \quad (4.9)$$

$$F_{B,mean}(s_x, \lambda > \lambda_0) = \frac{1}{\Delta s_x(\lambda > \lambda_0)} \cdot \int_{\Delta s_x(\lambda > \lambda_0)} F_B(s_x, \lambda > \lambda_0) ds_x$$

Abbildung 4.9 stellt für den Bereich der aktiven Störgrößenaufschaltung²⁰⁰ die auf das Serien-ABS bezogenen relativen mittleren Bremskräfte nach Gleichung (4.9) für die verschiedenen Schlupfbereiche $\lambda_B \leq \lambda_0$ (Unterschlupf) und $\lambda_B > \lambda_0$ (Überschlupf) dar. Mit dieser Darstellung wird die in Abschnitt 4.1 formulierte Hypothese H 4.3 geprüft, nach der eine Störgrößenaufschaltung bei geeigneter Parametrierung sowohl im stabilen als auch im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve bremskraftsteigernd wirken kann.

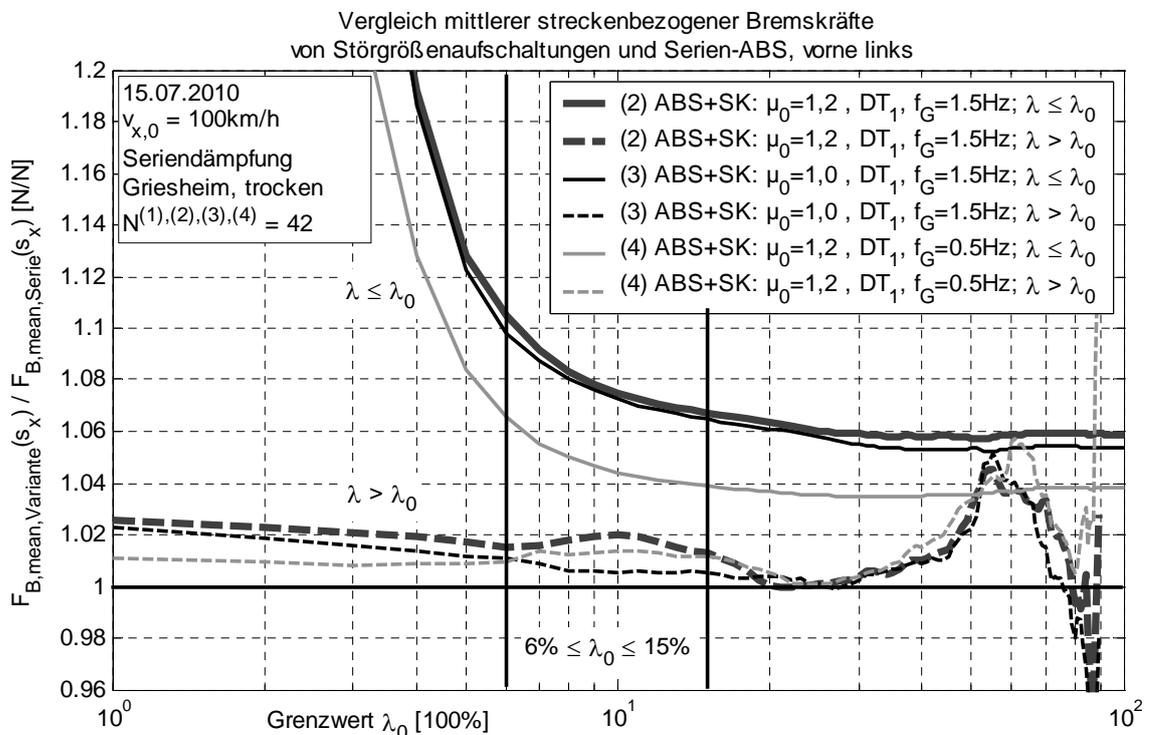


Abbildung 4.9: Verhältnis der streckenbezogenen mittleren Bremskraft (vorne links) der Störgrößenaufschaltungen zum Serien-ABS für einen durch λ_0 begrenzten Schlupfbereich. Die Interpretation der Darstellung erfolgt mit $\lambda_B \leq \lambda_0$ vergleichbar zu einer kumulativen Wahrscheinlichkeitsfunktion.

Da der genaue Übergang zwischen dem stabilen und instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve abhängig von äußeren Parametern, wie z.B. der Radlast ist, wird als Übergangsbereich ein Schlupfbereich zwischen $6\% \leq \lambda_0 \leq 15\%$ und keine einzelne Schlupfgrenze betrachtet.

²⁰⁰ Bei der Serien-ABS Regelung läuft die Störgrößenaufschaltung parallel mit, so dass auch hier ein fiktiver Beginn ermittelt wird. Allerdings werden keine Bremsmomentanpassungen an das ABS-Steuergerät geschickt.

Nach den bisherigen Erkenntnissen durch Messungen mit der Messfelge und theoretischen Betrachtungen mit dem auf das Versuchsfahrzeug und die Versuchsstrecke abgestimmten Reifenmodell liegt das Reibwertmaximum innerhalb des definierten Bereichs bei $\lambda(\mu_{max}) \approx 8,5\%$. Im fokussierten Schlupfbereich zwischen $6\% \leq \lambda_0 \leq 15\%$ erhöhen alle getesteten Varianten der Störgrößenaufschaltung die mittlere streckenbezogene Bremskraft sowohl für $\lambda_B \leq \lambda_0$ als auch gleichzeitig für $\lambda_B > \lambda_0$ statistisch höchstsignifikant ($p < 0,1\%$). Aufgrund der nicht normalverteilten Kollektive wird der nichtparametrische Wilcoxon Rangsummentest zur Signifikanzanalyse verwendet. Dieses Ergebnis verifiziert die existentielle Hypothese H 4.3: Eine Störgrößenaufschaltung kann sowohl im stabilen als auch gleichzeitig im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve die mittlere streckenbezogene Bremskraft $F_{B,mean}(s_x)$ erhöhen, was nachweislich zur Bremswegverkürzung führt. Allerdings dominiert die mittlere streckenbezogene Bremskraftsteigerung der Störgrößenaufschaltung im Unterschlupfbereich $\lambda_B \leq \lambda_0$ gegenüber der des Überschlupfbereichs $\lambda_B > \lambda_0$ deutlich: Während die mittlere streckenbezogene Bremskraft $F_{B,mean}(s_x)$ des linken Vorderrads je nach Variante und Grenzwert λ_0 im Bereich $\lambda_B > \lambda_0$ (Überschlupf) um ca. 0,5% bis 2% gegenüber dem Serien-ABS erhöht wird, so ist im Unterschlupfbereich $\lambda_B \leq \lambda_0$ eine deutlich größere Steigerung von 4% bis 10% zu beobachten. Die Relevanz des Unterschlupfbereichs zur Bremswegverkürzung wird weiter durch den großen Streckenanteil am Gesamtbremsweg gesteigert, wie Abbildung 4.8 verdeutlicht: Näherungsweise die Hälfte der zurückgelegten Strecke mit aktivierter Störgrößenaufschaltung erfolgt bei Schlupfwerten $\lambda_B \leq 6\%$, bei Schlupfwerten $\lambda_B \leq 15\%$ sind es ca. 75% der Strecke. Bremskraftsteigerungen werden im Überschlupfbereich erreicht, den größten Effekt auf den Bremsweg hat die Störgrößenaufschaltung allerdings im Unterschlupfbereich. Die mittlere streckenbezogene Bremskraft im Über- und Unterschlupf ($\lambda_B \leq \lambda_0 = 100\%$) zeigt für die beiden Varianten der Störgrößenaufschaltung mit $f_G = 1,5$ Hz vergleichbare Bremskraftsteigerungen. Für die Parametrierung mit geringerer Hochpassfiltereckfrequenz $f_G = 0,5$ Hz ist gegenüber den beiden anderen Varianten eine geringere mittlere Bremskraftsteigerung des linken Vorderrades festzustellen, welche hauptsächlich aus der geringeren Bremskraft im Unterschlupf folgt. Auf Basis der Simulationsergebnisse besteht die Vermutung, dass infolge des langsameren Einschwingverhaltens die Bremsmomentenerhöhung im Unterschlupf zum gleichen Zeitpunkt geringer ausfällt (Abbildung 4.6). Die Reihenfolge der mittleren streckenbezogenen Bremskräfte über den gesamten Schlupfbereich spiegelt die in der Simulation ermittelte Reihenfolge wieder. Da trotz einer Erhöhung der mittleren linken Vorderradbremskraft bei der Störgrößenaufschaltung mit $f_G = 0,5$ Hz gegenüber dem Serien-ABS keine Bremswegverkürzung nachweisbar ist, müssen Bremskraftreduktionen an anderen Rädern stattgefunden haben. Deren Ursache ist bislang nicht bekannt.

4.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Ein Konzept einer Störgrößenaufschaltung zur Erweiterung der ABS-Funktionalität wird vorgestellt, das beim ABS-geregelten Bremsvorgang kurz vor dem Zurückknicken des Fahrzeugaufbaus anhand eines Nickratenschwellenwerts aktiviert wird. Für spätere Serienanwendungen ist die alternative Eignung von Federweg- oder vertikalen Aufbaubeschleunigungssensoren zu prüfen. Zur Kompensation von Schlupfänderungen, die aus der Radlastreduktion des Zurückknickens resultieren (siehe Kapitel 3.3), wird dem ABS-Sollbremsmoment der Vorderachse ein radlastabhängiges Zusatzsollbremsmoment aufgeprägt. Die Hinterachse bleibt unbeeinflusst. Das Zusatzsollbremsmoment ΔM_B berechnet sich aus einem über der Bremsung konstant gewählten Verstärkungsfaktor ($\mu_0 r_{dyn}$) und der hochpassgefilterten Differenz des geschätzten Radlastmaximums zur aktuellen geschätzten Radlast. Die Radlastdifferenz konvergiert aufgrund der Hochpassfilterung gegen den dynamischen Radlastverlauf. Die dynamischen aufbauinduzierten Radlaständerungen werden durch die gemessenen vertikalen Dombeschleunigungen geschätzt und tiefpassgefiltert. Die Dombeschleunigungssensoren sind Bestandteil eines serienmäßigen semiaktiven Dämpfungssystems. Alternativ sind Radlastschätzungen auch z.B. anhand von Positionssensoren zwischen Radträger und Fahrzeugaufbau möglich, wurden aber hier nicht weiter betrachtet. Das Konzept der Störgrößenaufschaltung ist in der Simulation verifiziert worden. Diese diente auch zur Auswahl erfolgversprechender Parametrierungen für die experimentelle Überprüfung.

Die Eignung der entwickelten Störgrößenaufschaltung ist im repräsentativen Geradeausbremsversuch aus $v_{x,0}=100$ km/h auf trockener autobahnähnlicher Fahrbahn mit unterschiedlicher Parametrierung gegenüber dem Serien-ABS ohne Störgrößenaufschaltung geprüft worden. Die Hochpassfiltereckfrequenz ($f_G=1,5$ Hz und $f_G=0,5$ Hz) sowie der konstante Verstärkungsfaktor ($\mu_0=1,2$ und $\mu_0=1,0$) bildeten Parametervariationen im Fahrversuch. Die experimentellen Ergebnisse spiegeln die Vorhersage der Simulation wider: Im Rahmen der Parametervariation beeinflusst die Hochpassfiltereckfrequenz die mittlere Bremskraft stärker als der Verstärkungsfaktor. Die Überprüfung der in Kapitel 4.1 formulierten Hypothesen zeigen: Mit einer radlastabhängigen Bremsmomentanpassung ist erstmals im repräsentativen Bremsversuch auf trockener autobahnähnlicher Fahrbahn die Realisierbarkeit einer statistisch signifikanten mittleren Bremswegverkürzung nachgewiesen worden. Die erreichte mittlere Bremswegverkürzung beträgt aus $v_{x,0}=100$ km/h mit Hochpassfiltereckfrequenz $f_G=1,5$ Hz und bei beiden Verstärkungsfaktoren ($\mu_0=1,2$ und $\mu_0=1,0$) je nach Variante ca. 0,5 m (1%-1,2%). Die so parametrisierte Störgrößenaufschaltung reduziert statistisch signifikant Schlupfchwankungen und erhöht die mittlere streckenbezogene Bremskraft in Unter- und Überschlupf. Dies verifiziert die Funktionsweise der konzipierten bremswegverkürzenden Störgrößenaufschaltung. Die entwickelte Störgrößenaufschaltung führt nicht immer zur durchschnittlichen Bremswegverkürzung wie die Parametrierung mit $f_G=0,5$ Hz zeigt. Keine oder eine geringere Bremswegverkürzung ist auch auf Niedrigreibwert zu erwarten, da die Stör-

rung (dynamische aufbauinduzierte Radlastschwankungen) aufgrund der geringeren Verzögerung ebenfalls geringer ausfallen.

Für eine mögliche Serienumsetzung bedarf der vorgestellte Ansatz noch einer Robustheitsbetrachtung und eines Fail-Safe-Konzepts für unrealistische Zusatzbremsmomente infolge fehlerhafter dynamischer Radlastschätzung (z.B. durch Sensorfehler). Im Mittelpunkt der vorgestellten Untersuchung stand der grundsätzliche Machbarkeitsnachweis unter repräsentativen Bedingungen. Die empfohlene Sicherheitsbetrachtung und die darauf aufbauende Entwicklung eines Sicherheitskonzepts mit integrierter Signalausibilisierung werden sich bei einer Weiterverfolgung der Störgrößenaufschaltung als weitere notwendige Schritte anschließen.

5 Beeinflussbarkeit der Radlast durch semiaktive Dämpfer

Als aktives Fahrwerkregelsystem ermöglicht das ABS bis zur Höhe des vom Fahrer vorgegebenen Hauptbremszylinderdrucks zu jeder Zeit eine Erhöhung und Reduktion des Radbremszylinderdrucks und folglich des Bremsmoments. Dies gewährleistet im Rahmen der Systemdynamik eine deterministische Schlupfänderung. Neben einer Bremsmomentänderung ist diese zusätzlich auch durch eine Radlaständerung erreichbar, wie bereits in Kapitel 3 diskutiert worden ist. Bei aktiven Systemen, wie dem ABC (Active Body Control), ist wie beim ABS das Radlastniveau zu jeder Zeit innerhalb der systemspezifischen Dynamik und Leistungsgrenze beeinflussbar. Semiaktive Systeme erlauben ebenfalls eine Änderung des Radlastniveaus. Im Gegensatz zu aktiven Systemen ist die Leistungsaufnahme allerdings deutlich geringer, da zur Änderung des Radlastniveaus hauptsächlich die systemimmanente Energie der Fahrzeugschwingungen dient. Nachteilig ist, dass die Änderung des Radlastverlaufs maßgeblich vom vertikal-dynamischen Systemzustand abhängig ist und nur Kräfte entgegen der Bewegungsrichtung moduliert und nicht in Bewegungsrichtung aufgebracht werden können.

Vor der Realisierung des in Kapitel 3.3.3 vorgestellten Koordinationskonzepts von gleichzeitiger ABS und semiaktiver Dämpferregelung wird daher die Radlast- und die daraus folgende voraussichtliche Schlupfbeeinflussbarkeit durch Dämpferkennlinienwechsel in Abhängigkeit des vertikal-dynamischen Systemzustands (z.B. Dämpfergeschwindigkeit) ermittelt. Die Motivation dieser Untersuchung folgt aus dem Ziel bei ABS-Bremsungen durch Radlaständerungen Schlupfänderungen zu bewirken. Eine Reduktion von Schlupfchwankungen durch gleichzeitige Bremsmoment- und Radlaständerung setzt voraus, dass Schlupfänderungen bei aktiver ABS-Bremsung auch gezielt durch Dämpferkraftänderungen realisierbar sind. Zeitverzögerungen bis zum Beginn der radlastinduzierten Schlupfänderung müssen geringer als die Dauer von typischen Über- bzw. Unterschlupfphasen ausfallen, die Dauer der radlastinduzierten Schlupfänderung sollte möglichst über den gesamten Bereich der Über- oder Unterschlupfphase andauern und die Höhe der radlastinduzierten Schlupfänderung ist über ihrer Dauer zu maximieren. Dabei ist immer zu beachten, dass eine Radlaständerung durch einen Kennlinienwechsel eines semiaktiven Dämpfers stets temporär und nicht andauernd ist: Auf eine Radlasterhöhung zu Schlupfreduktion folgt auch immer eine Radlastreduktion und die daraus folgende Schlupferhöhung, verglichen mit einem Radlastverlauf ohne Dämpferkennlinienwechsel. Die Gesamtradlast bleibt über der Bremsdauer im Mittel konstant. Wie im Stand der Technik (Kapitel 1.2.4, S.17) bereits erläutert zeigt Niemz²⁰¹, dass mit

²⁰¹ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, Kap. 4

der MiniMax-Umschaltlogik eine richtungsgezielte Radlaständerung möglich ist. Die MiniMax-Umschaltlogik wählt je nach Vorzeichen der Dämpfergeschwindigkeit und des Radlastwunschs die Dämpferkennlinie (Abbildung 5.1). Zur Maximierung der Radlaständerung nutzt die MiniMax-Umschaltlogik (kurz MiniMax) die maximale Spreizung σ_{ID} (Gleichung (2.10), S.31f.) zwischen der harten und weichen Kennlinie in der Zug bzw. Druckstufe aus. Zur Beeinflussbarkeit des Radlastverlaufs durch die MiniMax-Umschaltlogik liegen im Rahmen der Validierung von Niemz bereits Erkenntnisse vor, die im nächsten Abschnitt zusammengefasst werden. Diese bilden die Ausgangslage für die nachfolgende, hier im Fokus stehende Identifikation von Dämpferumschaltbedingungen, die eine mögliche hohe und deterministische Schlupfbeeinflussbarkeit versprechen.

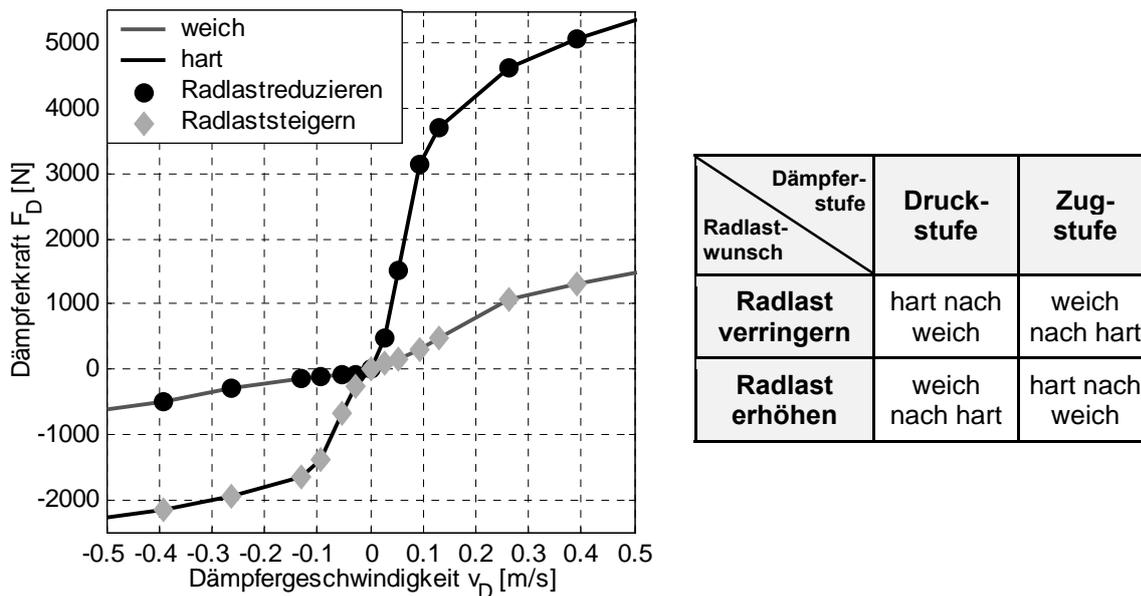


Abbildung 5.1: MiniMax-Umschaltlogik nach Niemz²⁰² zur temporären Radlaständerung mit semiaktiven Dämpfern, dargestellt am Dämpferkennfeld des Versuchsfahrzeugs (Vorderachse)

5.1 Aktueller Erkenntnisstand und Zielsetzung

Zur Validierung der MiniMax-Umschaltlogik sind von Niemz umfassende Versuche mit einem Opel Astra H auf einer Vierstempelanlage mit stochastischem Wechsel zwischen der harten und weichen Dämpferkennlinie in Zug- und Druckstufe bei unterschiedlichen Dämpfergeschwindigkeiten durchgeführt worden. Die harmonische Fußpunktanregung erfolgte im Frequenzbereich zwischen 0,5 Hz und 30 Hz mit einer für eine typische Fahrbahn repräsentativen linear mit steigender Anregungsfrequenz abfallenden Anregungsamplitude. Aus den Versuchen²⁰³ werden folgende Ergebnisse abgeleitet:

²⁰² nach Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.76f.

²⁰³ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.86ff

- Bei einem Opel Astra H mit Vorderachsstabilisator und Verbundlenkerhinterachse ist die Wirkung von Radlaständerungen infolge eines Dämpferkennlinienwechsels bei einem Rad auf die anderen vernachlässigbar.
- Dämpferkennlinienwechsel nach der MiniMax-Umschaltstrategie ändern die Radlaständerung zunächst in der gewünschten Richtung, bis ein kompensierender gegenteiliger Effekt auftritt.
- Zwischen dem Wunsch eines Dämpferkennlinienwechsels und dem Erkennen einer Radlaständerung folgt eine im Bereich $0,5 \text{ Hz} \leq f \leq 30 \text{ Hz}$ nahezu von der Anregungsfrequenz unabhängige durchschnittliche Totzeit von ca. 25 ms. Im Frequenzbereich $1 \text{ Hz} \leq f \leq 5 \text{ Hz}$ ist mit sinkenden Dämpfergeschwindigkeiten zum Zeitpunkt des Dämpferkennlinienwechsels ein Trend hin zu größeren Totzeiten von bis zu ca. 40 ms erkennbar.
- Die Dauer der mit einem Dämpferkennlinienwechsel erreichten Radlaständerung $t_{e,tot}$ sinkt mit steigender Anregungsfrequenz von durchschnittlich $t_{e,tot}(f=1 \text{ Hz}) \approx 150 \text{ ms}$ auf $t_{e,tot}(f \geq 15 \text{ Hz}) \approx 50 \text{ ms}$.
- Die Radlastintegraländerung A_e wird als Maß für die Schlupfbeeinflussbarkeit über der jeweiligen variablen Dauer der gewünschten Radlaständerung $A_{e,tot}(t_{e,tot})$ und über die durchschnittlich minimale Radlaständerungsdauer $A_e(50 \text{ ms})$ definiert.
- Die größten Dämpfergeschwindigkeits- und Radlastintegraländerungen $A_{e,tot}$ und A_e werden aufgrund der Resonanzüberhöhung und der mit der Anregungsfrequenz linear abfallenden Anregungsamplitude im Frequenzbereich $1 \text{ Hz} \leq f \leq 5 \text{ Hz}$ nachgewiesen. Radlastintegraländerungen $A_e(50 \text{ ms})$ korrelieren in diesem Frequenzbereich positiv mit steigender Dämpfergeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Dämpferkennlinienwechsels. Bei der Radlastintegraländerung über der gesamten Radlaständerungsdauer $A_{e,tot}(t_{e,tot})$ ist aufgrund der großen Streuung²⁰⁴ kein eindeutiger Trend identifiziert worden. Bei beiden Ergebnissen wird allerdings nicht unterschieden, ob die Dämpferumschaltung zu Beginn oder zum Ende einer Zug- oder Druckstufe stattfindet, was das Radlastintegral voraussichtlich beeinflusst.
- Das Dämpferumschaltverhalten wird mit einem Viertelfahrzeugmodell abgebildet.
- Fahrversuche auf deutschen Autobahnen mit $v_x=85 \text{ km/h}$ zeigen, dass ein Radlastwunschwechsel mit der MiniMax-Umschaltlogik zu einem Aus- oder Einfedern des Fahrzeugaufbaus führt. Dieser sogenannte Selbstpumpereffekt ist zuvor theoretisch hergeleitet worden und bedingt Radlaständerungen. Zur Höhe der so erzielbaren Radlaständerungen und zur Radlaständerungsdynamik liegen keine Erkenntnisse vor.

Durch Niemz liegen bereits viele wichtige Erkenntnisse zur Radlastbeeinflussung mit semiaktiven Dämpfern und der MiniMax-Umschaltlogik vor. Allerdings bleibt die

²⁰⁴ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.100 oben

wichtige Frage unbeantwortet, bei welchen vertikaldynamischen Systemzuständen ein Radlastwunschwechsel die voraussichtlich größte Schlupfbeeinflussbarkeit ermöglicht. Die Radlastintegraländerung A_e über 50 ms berücksichtigt bei Beachtung der ermittelten Totzeit von ca. 25 ms nur die ersten ca. 25 ms der Radlaständerung. Verglichen mit einer Gesamtdauer der Radlaständerung von bis zu 150 ms wird hier nur ein sehr geringer Anteil bewertet. Für das in Kapitel 3.3.3 definierte Koordinationskonzept zwischen semiaktiver Dämpfung und ABS richtet sich die angestrebte Dauer der radlastinduzierten Schlupfänderung nach dem voraussichtlichen Bedarf: der Dauer der zu beeinflussenden Überschlupfphasen von bis zu ca. 400 ms (Abbildung 6.13, S.180). Das über der Überschlupfphase voraussichtlich erreichbare radlastinduzierte Schlupfänderungspotential ist zu maximieren. Die Identifikation von Dämpferumschaltbedingungen, die eine möglichst große Schlupfbeeinflussbarkeit ermöglichen bildet den Schwerpunkt dieses Kapitels. Weiterhin wird geprüft, ob und ggf. in welchem Geschwindigkeitsbereich der Selbstpumpereffekt auf einer repräsentativen Fahrbahn zu einer gezielten nachweisbaren Radlaständerung führt und, falls möglich, welche Höhe und Dauer die gewünschte Radlaständerung bzw. Schlupfbeeinflussbarkeit aufweist. Ziel ist eine Aussage zur Nutzbarkeit des Selbstpumpereffekts bei ABS-Bremungen aus $v_{x,0}=100$ km/h bis in den Stillstand.

5.2 Methodik und Bewertungskriterien

Die Methodik und Bewertungskriterien leiten sich aus dem Anwendungsbereich der Dämpferregelung bei ABS-Bremungen und dem Koordinationskonzept zwischen ABS und Dämpferregelung ab. Notwendige, vom Versuch abhängige Ergänzungen der nachfolgend vorgestellten Bewertungskriterien erfolgen in den Abschnitten 5.3 und 5.4.

Methodik

Bei ABS-Bremungen treten dynamische Radlaständerungen hauptsächlich als Folge der Aufbaubewegungen auf. Diese Aufbauschwingungen sind auf einer Vierstempelanlage durch eine Fußpunktanregung im Aufbaueigenfrequenzbereich reproduzierbar darstellbar. Die aus einer Fußpunktanregung folgenden Dämpfergeschwindigkeiten sind auf die in Bremsversuchen auftretenden Dämpfergeschwindigkeiten abgestimmt. Mit hoher Reproduzierbarkeit sind damit die Auswirkungen auf den Radlastverlauf durch verschiedene Dämpferumschaltbedingungen analysierbar. Die Variationen unterschiedlicher Umschaltbedingungen im Prüfstandsversuch sind aufgrund des Aufwands und der zur Absicherung der Ergebnisse notwendigen Wiederholungen begrenzt. Daher werden die Prüfstandsversuche mit Simulationen, die die physikalischen Effekte des MiniMax-Radlastwunschwechsels abbilden, um weitere Umschaltbedingungen ergänzt. Das Versuchsdesign, die Validität der Simulation und die Ergebnisse werden in Abschnitt 5.3 erläutert.

Die Untersuchung zum Selbstpumpereffekt, der die Fahrbahnanregung zur Radlaständerung nutzt, erfolgt durch Fahrversuche auf dem gleichen Fahrbahnabschnitt, auf dem auch die Bremsversuche durchgeführt werden. Das vertikale Anregungsspektrum ist dort für eine deutsche Autobahn repräsentativ. Beurteilt wird das Radlaständerungspotential der MiniMax-Umschaltlogik bei verschiedenen repräsentativen konstanten Fahrzeuggeschwindigkeiten. Auf das konkrete Versuchsdesign wird in Abschnitt 5.4 eingegangen.

Bewertungskriterien

Die Definitionen von vertikaldynamischen Bewertungskriterien für die Schlupfbeeinflussbarkeit leiten sich aus dem Ziel der Dämpferregelung ab: Mit dem Konzept der ABS-koordinierten-Dämpferregelung wird das Ziel verfolgt, die Kraftschlussausnutzung durch reduzierte Schlupfchwankungen zu erhöhen. Bei einer Überschreitung des Kraftschlussmaximums wird durch einen Radlastwunschwechsel mit der MiniMax-Umschaltlogik eine temporäre Radlasterhöhung angestrebt, die einer weiteren Schlupfzunahme entgegenwirkt. Im darauf folgenden stabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve erfolgt die notwendige temporäre Radlastreduktion, damit eine spätere Radlasterhöhung wieder ermöglicht wird. Sofern durch die Radlastreduktion im stabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve nicht das Kraftschlussmaximum überschritten wird, wird die Bremskraft dadurch nicht dauerhaft reduziert. Der Fokus der Dämpferregelung liegt auf der Unterstützung der Schlupfregelung im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve. Hier wird eine möglichst große Schlupfbeeinflussbarkeit über der Dauer der Überschlupfphase angestrebt. Nach dem Drallsatz folgt die aus der Radlaständerung ΔF_z folgende Schlupfänderung aus:

$$\Delta\lambda_{Fz} = -\frac{r_{dyn}^2}{\Theta_R v_x \Delta t} \int \mu \cdot \Delta F_z(t) dt \stackrel{c_\lambda \rightarrow 0}{\approx} -\frac{r_{dyn}^2 \cdot \mu}{\Theta_R v_x} \underbrace{\int \Delta F_z(t) dt}_{\Delta FI} \quad (5.1)$$

Als vertikaldynamisches Maß für die Schlupfbeeinflussbarkeit im instabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve folgt aus Gleichung (5.1) unter Annahme eines abschnittsweise näherungsweise konstanten Reibwert $\mu(c_\lambda \rightarrow 0) = \text{konst.}$ die von Niemz bereits bekannte maximale Radlastintegraländerung ΔFI . Die Radlastintegraländerung ΔFI folgt gemäß Abbildung 5.2 aus der Differenz des Radlastverlaufs mit Dämpferumschaltung $F_{z,dyn,U}$ zum Radlastverlauf (Referenz) ohne Dämpferumschaltung $F_{z,dyn,ref}$.

$$\Delta FI = \int \Delta F_z(t) dt = \int (F_{z,dyn,U}(t) - F_{z,dyn,ref}(t)) dt \quad (5.2)$$

Die Radlaständerung ist nicht dauerhaft, sondern nur temporär. Die größte Radlastintegraländerung und damit auch die voraussichtlich größte Schlupfbeeinflussbarkeit sind durch die Höhe und Dauer der gewünschten Radlaständerung begrenzt. Die Dauer Δt ist definiert als der Zeitraum zwischen einer Radlaständerung in der durch den MiniMax-Radlastwunsch definierten Richtung und dem Ende der gewünschten Radlaständerung (Gleichung (5.4)).

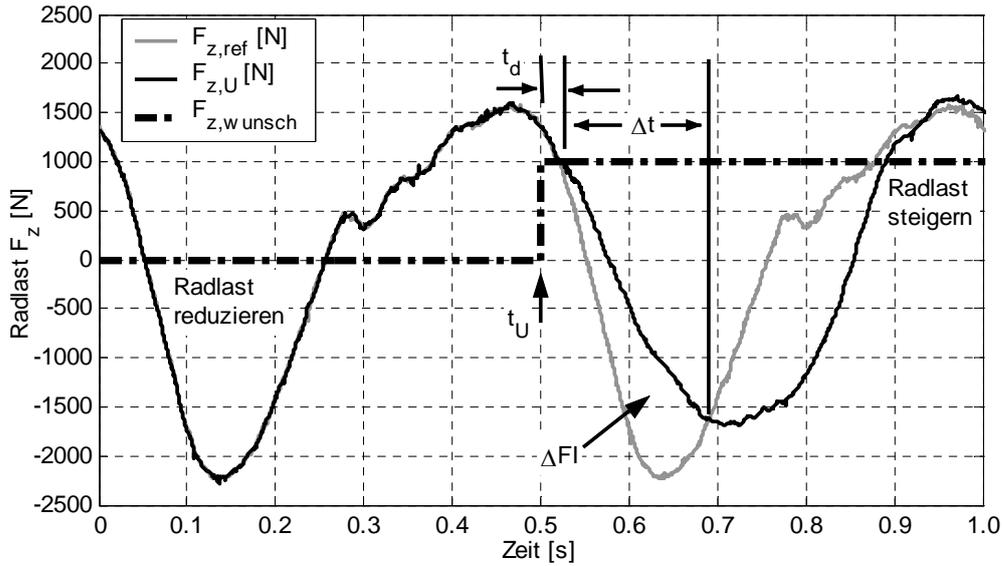


Abbildung 5.2: Definition von Kenngrößen zu der sich auf einen MiniMax-Radlastwunschwechsel einstellenden temporären Radlaständerung

Die Zeitspanne, bis nach dem MiniMax-Radlastwunschwechsel zum Zeitpunkt t_U eine eindeutige Radlaständerung eintritt, wird als Verzugszeit t_d definiert. Die Erkennung einer eindeutigen Radlaständerung ist abhängig von der Reproduzierbarkeit der Versuche und dem Messrauschen. Daher wird die Verzugszeit anhand der erstmaligen Überschreitung eines robusten Schwellenwerts $FI_{schwelle}$ nach dem Radlastwunschwechsel t_U definiert. Dieser wird in Abhängigkeit des Versuchsdesigns bestimmt und in den entsprechenden Abschnitten (vgl. Abschnitt 5.3.1) genannt.

$$t_d = t(\Delta FI(t \geq t_U) > FI_{schwelle}) - t(t_U) \quad (5.3)$$

Angestrebt werden möglichst kurze und unter allen Umschaltbedingungen gleiche Verzugszeiten bis zur Radlaständerung, damit eine möglichst deterministische Schlupfbeeinflussbarkeit ermöglicht wird. Die Dauer der sich einstellenden gewünschten Radlaständerung Δt und damit die Integrationsgrenze für die maximale Radlastintegraländerung ΔFI_{max} ist wie folgt definiert:

$$\Delta t = t(\Delta F_z(t > t_d) = 0) - t(t_d) \quad (5.4)$$

$$\Delta FI_{max} = \int_{t_d}^{t_d + \Delta t} (F_{z,dyn,U}(t) - F_{z,dyn,ref}(t)) dt \quad (5.5)$$

Die über der Dauer Δt gemittelte Radlaständerung $\Delta \bar{F}_z$ folgt aus der Division der maximalen Radlastintegraländerung ΔFI_{max} durch die Dauer Δt :

$$\Delta \bar{F}_z = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_d}^{t_d + \Delta t} (F_{z,dyn,U}(t) - F_{z,dyn,ref}(t)) dt = \frac{\Delta FI_{max}}{\Delta t} \quad (5.6)$$

Für $t > t(t_d + \Delta t)$ folgt gegenüber dem Radlastverlauf ohne Dämpferumschaltung $F_{z,ref}$ eine unerwünschte Radlaständerung (vgl. Abbildung 5.2), da insgesamt keine dauerhafte Radlaständerung erzielbar ist.

5.3 Radlaständerung im Aufbaueigenfrequenzbereich

Entsprechend der in Abschnitt 5.1 erläuterten Zielsetzung verfolgt der nachfolgende Abschnitt die Identifikation von Dämpferumschaltbedingungen, die eine möglichst große Schlupfbeeinflussbarkeit im Überschlupf ermöglichen. Gemäß Gleichung (5.1) bedeutet dies, dass Dämpferumschaltbedingungen identifiziert werden, die die Höhe der mittleren Radlaständerung und deren Dauer Δt , ausgedrückt durch die maximale Radlastintegraländerung ΔFI_{max} , maximieren. Weiterhin werden Dämpferumschaltbedingungen angestrebt, die nach einem Radlastwunschwechsel mit möglichst geringem Zeitverzug (Verzugszeit Δt_d) zu einer Radlast- bzw. Schlupfänderung führen. Aufgrund der beim Bremsen dominierenden aufbauinduzierten Radlaständerungen und dem Tiefpassverhalten radlastabhängiger Schlupfänderungen, stehen Aufbaubewegungen besonders im Fokus.

5.3.1 Versuchsdesign

Die Nachstellung der im Fahrversuch auftretenden aufbauinduzierten Radlaständerungen im Prüfstandsversuch erfolgt durch eine Fußpunktanregung im Bereich der Nickeigenfrequenz bei $f_e=1,5$ Hz. Im ABS-Bremsversuch treten mit dem vorhandenen Versuchsfahrzeug aufgrund aufbauinduzierter Radlaständerungen mit Seriendämpfung Dämpfergeschwindigkeiten von ca. $v_{D,max}=\pm 0,2$ m/s auf²⁰⁵. Die Amplitude der harmonischen Fußpunktanregung wird mit $|z_{0,max}(f_e=1,5 \text{ Hz})|=20$ mm so gewählt, dass vergleichbare Dämpfergeschwindigkeiten und Dämpferkräfte bzw. Dämpferkraftunterschiede zwischen der harten und weichen Dämpferkennlinie im Prüfstandsversuch erreicht werden. Neben einer Anregung mit $f_e=1,5$ Hz werden die Untersuchungen zum Dämpferumschaltverhalten auch mit $|z_{0,max}(f_e=1,0 \text{ Hz})|=30$ mm und $|z_{0,max}(f_e=2,0 \text{ Hz})|=15$ mm durchgeführt, so dass damit der Bereich der Aufbaueigenfrequenzen abgedeckt ist. Die Stempelgeschwindigkeit bei den gewählten Anregungsfrequenzen ist aufgrund der linear mit der Anregungsfrequenz f_e abfallenden Anregungsamplitude $|z_{0,max}|$ konstant. Zur Anregung der Nickschwingung werden phasengleich nur die beiden Vorderräder angeregt, die Dämpfung beider Hinterräder ist mit konstantem Dämpferstrom $I_D=2000$ mA hart.

Entsprechend der späteren Anwendung der MiniMax-Umschaltlogik im Fahrversuch mit Wechseln des Radlastwunschs zwischen „Reduzieren“ ($F_z(-)$) und „Steigern“ ($F_z(+)$) wird der Wechsel von einer MiniMax-Strategie auf eine andere ebenfalls für die Prüfstandsversuche übernommen. Im Rahmen der Prüfstandsversuche werden Radlastwunschwechsel zu Beginn der Zug- und Druckstufe $v_{D,U}\approx 0$ m/s und bei jeweils maxi-

²⁰⁵ vgl. Anhang 9.5, S.186, Abbildung 9.12

maler Dämpfergeschwindigkeit in der Zug- und Druckstufe betrachtet. Die Umschaltbedingungen unterscheiden sich in ihrer erwarteten Auswirkungen auf die Radlaständerung grundsätzlich voneinander: Bei einem Radlastwunschwechsel zu Beginn der Zug- oder Druckstufe baut sich die Dämpferkraft- und Radlaständerung langsam und kontinuierlich auf. Bei einem Radlastwunschwechsel zur maximalen Dämpfergeschwindigkeit ist aufgrund des großen Dämpferkraftunterschieds zwischen harter und weicher Dämpferkennlinie schnell eine große Dämpferkraftänderung zu erzielen (vgl. Abbildung 5.1). Allerdings wird erwartet, dass die gewünschte Radlaständerung im Vergleich zu einer früheren Umschaltung über eine kürzere Zeit aufrecht erhalten wird. Die zur Schlupfänderung benötigte Dralländerung des Rades wird vom Radlastintegral und damit sowohl von der mittleren Radlaständerung als auch von der Dauer der Radlaständerung bestimmt. Beide Größen sind für eine möglichst große Schlupfbeeinflussbarkeit zu maximieren. Im Bereich zwischen Beginn der Dämpferstufe und der maximalen Dämpfergeschwindigkeit sind beide Effekte allerdings voraussichtlich gegenläufig. Für die Prüfstandsversuche mit harmonischer Fußpunktanregung werden Radlastwunschwechsel zum Zeitpunkt des Radlastwunschwechsels t_U ausgehend vom Beginn der Zugstufe ($v_D \geq 0$) als Phasenwinkel ϕ der Schwingungsperiode $T_e = 1/f_e$ definiert.

$$t_U = t(v_D = 0) + \frac{\phi}{360^\circ} \cdot T_e \quad (5.7)$$

Die Detektion des Zugstufenbeginns erfolgt nach Kapitel 2.1.4, Gleichung (2.13), anhand des aus dem Dämpferwegsignal berechneten Vorzeichens der Dämpfergeschwindigkeit $sign(v_D)$. Durch die Vorgabe eines Phasenwinkels sind damit unterschiedliche Umschaltbedingungen im Dämpferkennfeld für den Prüfstandsversuch definiert. Aus dem asymmetrischen Dämpferkennfeld folgen in Zug- und Druckstufe jedoch unterschiedliche Dämpferkräfte, die abhängig vom Dämpfergeschwindigkeitsbereich und MiniMax-Radlaststrategie zu unterschiedlicher Dauer der Zug- und Druckstufe führen. Bei $f_e = 1,5$ Hz betragen die Abweichungen zu einer symmetrischen Aufteilung der Zug- und Druckstufe (180°) maximal $\pm 20^\circ$. Abhängig von den Versuchsbedingungen weicht der Umschaltzeitpunkt im Versuch daher von der gewünschten Umschaltbedingung geringfügig ab.

Der für die Ermittlung der Radlast- und Radlastintegraländerung (Gleichung (5.2)) benötigte Referenzverlauf folgt bei der harmonischen Anregung aus dem stationären Radlastverlauf, zeitlich verschoben um eine ganzzahligen Periodenlänge der Anregungsfrequenz $T_e = 1/f_e$ vor dem Radlastwunschwechsel.

$$\Delta F_z(t) = F_{z,dyn,U}(t) - F_{z,dyn,ref}(t) = F_{z,dyn,U}(t) - F_{z,dyn,U}(t - T_e) \quad (5.8)$$

Der Beginn der Radlastintegraländerung nach einem Radlastwunschwechsels erfolgt anhand der Überschreitung des Schwellenwerts $FI_{schwelle}$ nach Gleichung (5.3). Die zeitliche Differenz zwischen diesen beiden Ereignissen ist als Verzugszeit nach Gleichung (5.3) definiert. Der konstante Schwellenwert $FI_{schwelle} = \pm 1$ Ns ist so gewählt, dass er sich von Messrauschen oder Unregelmäßigkeiten des Radlastverlaufs infolge gerin-

ger zeitlicher Unterschiede der Dämpferstromänderungen vor dem Radlastwunschwechsel abhebt.

$$FI_{schwelle} = \begin{cases} +1 \text{Ns} > \max(\Delta FI(t_U - T_e \leq t \leq t_U)); F_z(+), \\ -1 \text{Ns} < \min(\Delta FI(t_U - T_e \leq t \leq t_U)); F_z(-) \end{cases} \quad (5.9)$$

Ergänzend zu den Prüfstandsversuchen wird das aus Kapitel 2.4.1 bekannte und für die Aufbaueigenfrequenz validierte Viertelfahrzeugmodell eingesetzt. Die Umschaltpunkte sind in der Simulation mit 10°-Schritten deutlich feiner als im Versuch abgestuft. Die Auswertung von Prüfstandsversuch und Simulation ist identisch, damit die Vergleichbarkeit gewährleistet bleibt. Der Vergleich zwischen Simulation und Prüfstandsversuch bei vergleichbaren Umschaltbedingungen und die Interpretation der Ergebnisse erfolgen im nächsten Abschnitt.

5.3.2 Ergebnisse

Die nachfolgenden Ergebnisse werden entsprechend der Zielsetzung der Dämpferregelung mit Fokus auf möglichst große Schlupfbeeinflussbarkeit und damit besonders unter dem Aspekt großer Radlastintegraländerungen $|\Delta FI_{max}|$ diskutiert. Die anschließend getroffenen Aussagen und Erläuterungen für $f_e=1,5$ Hz und $z_0(f_e=1,5 \text{ Hz})=20$ mm sind qualitativ auf die ebenfalls experimentell und in der Simulation untersuchten Anregungen mit $z_0(f_e=1,0 \text{ Hz})=30$ mm und $z_0(f_e=2,0 \text{ Hz})=15$ mm übertragbar²⁰⁶.

Im Fokus steht zunächst die Diskussion der Versuchsergebnisse mit Radlastwunschwechseln zu Beginn der jeweiligen Zug- und Druckstufe $v_{D,U} \approx 0$ m/s, sowie bei näherungsweise jeweils maximaler Dämpfergeschwindigkeit $v_{D,U} \approx \max(|v_{D,U}|)$ m/s. Abbildung 5.3 stellt für $f_e=1,5$ Hz die Radlastverläufe dieser Umschaltbedingungen im Zeitbereich dar. Daraus folgen die in Abschnitt 5.2 definierten und von den Dämpferumschaltbedingungen abhängigen Kenngrößen zur Bewertung der voraussichtlichen Schlupfbeeinflussbarkeit: maximale Radlastintegraländerung $|\Delta FI_{max}|$, Dauer der Radlaständerung Δt und Totzeit t_d zwischen dem Wunsch der Radlastintegraländerung und erstmaligem Überschreiten des Schwellenwerts $|FI_{schwelle}|=1$ Ns (Gleichung (5.9)). In Abbildung 5.4 sind diese integralen Kennwerte als Punktwolken für jeweils beide Vorderräder und $N=4$ Versuche über der jeweiligen Dämpfergeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Radlastwunschwechsel $v_D(t_U)=v_{D,U}$ dargestellt. Die ebenfalls in Abbildung 5.4 dargestellten Kurven und schwarzen Punkte resultieren aus der ergänzenden Simulation der Radlastwunschwechsel mit dem Viertelfahrzeugmodell. Mit der Simulation wird das Ziel verfolgt, die Bereiche zwischen den vier Radlastwunschwechselbedingungen der Prüfstandsversuche zu schließen. Die schwarzen Punkte kennzeichnen Simulationsergebnisse, die den gleichen Radlastwunschwechselbedingungen der Prüfstandsversuche entsprechen, die Pfeile die Richtung zunehmenden Zeitabstands des simulierten Rad-

²⁰⁶ vgl. Anhang 9.5, S. 187f, Abbildung 9.13, Abbildung 9.14

lastwunschwechsels gegenüber dem Beginn der jeweiligen Zug- oder Druckstufe. Die Simulationsergebnisse werden am Ende dieses Kapitels 5.3.2 diskutiert.

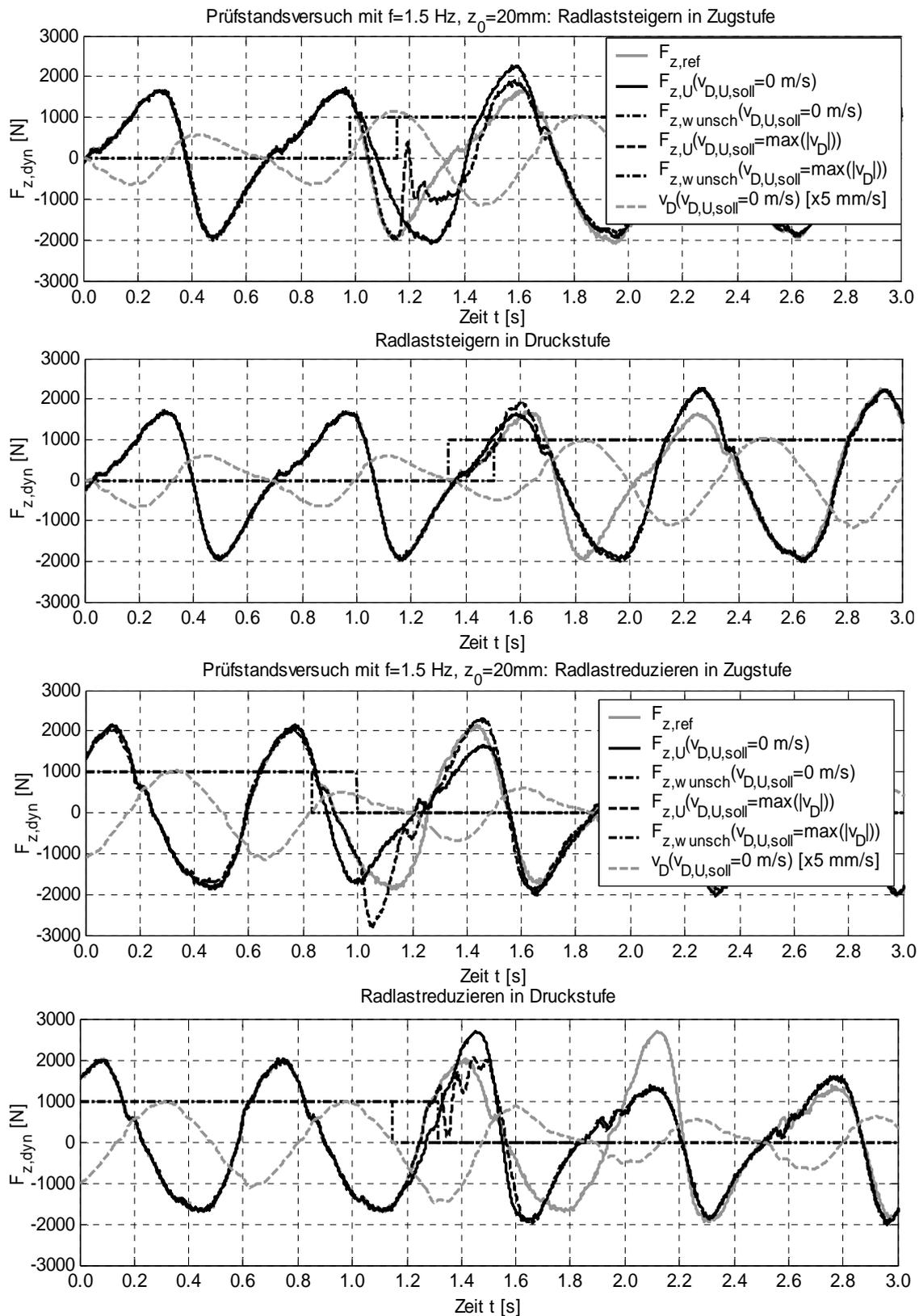


Abbildung 5.3: Repräsentative Verläufe der Radlaständerungen und der Dämpfergeschwindigkeit des linken Vorderrads bei $f_e=1,5$ Hz für die in Prüfstandsversuchen untersuchten Umschaltbedingungen.

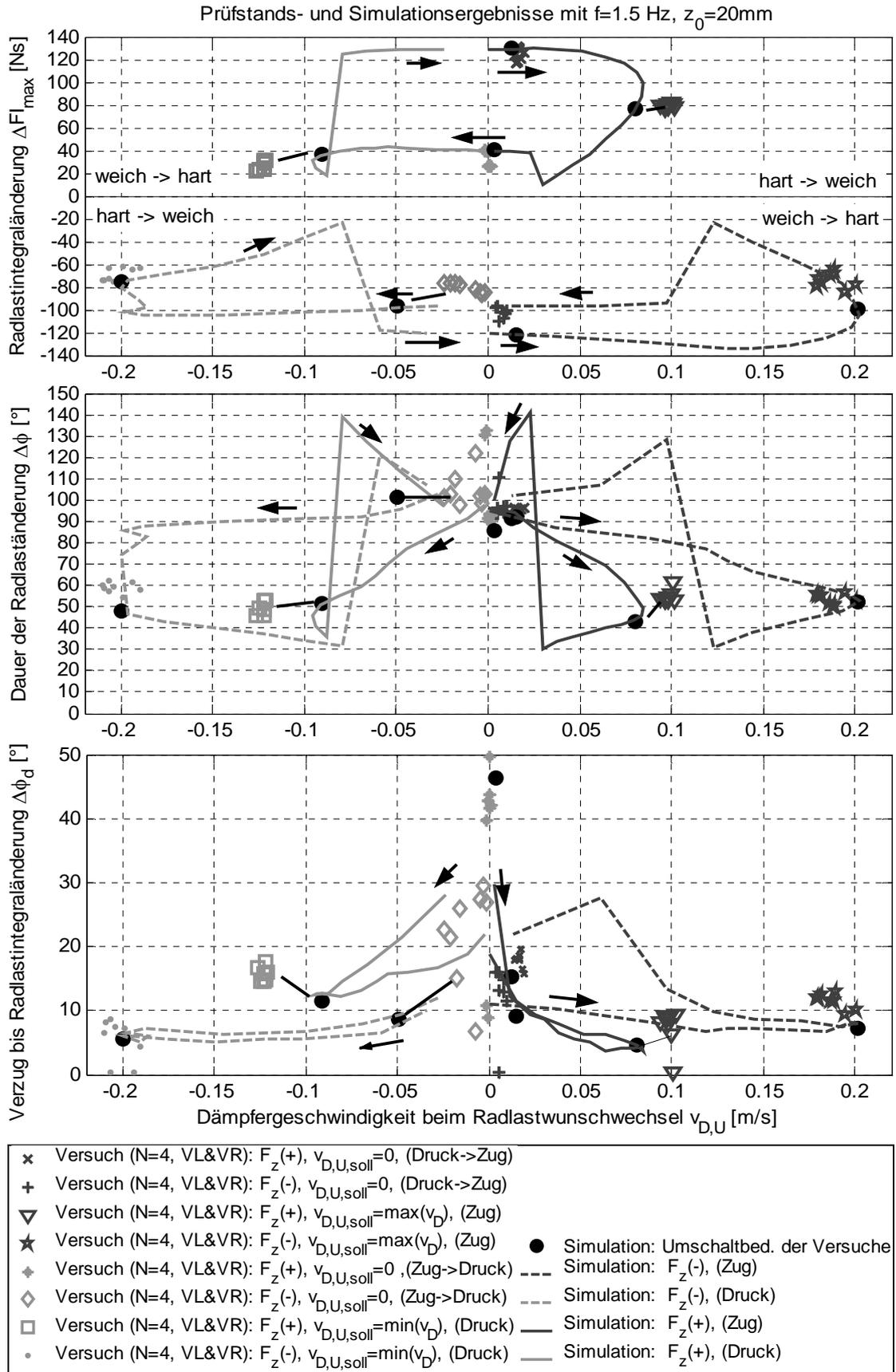


Abbildung 5.4: Magnitude, Dauer und Verzug der Radlastintegraländerung bei verschiedenen Umschaltbedingungen (Dämpfergeschwindigkeit und Phasenlage) für $f=1,5$ Hz aus Prüfstandsversuchen (Punktwolken) und Simulation (Kurven).

Zur einfacheren Interpretation der in Abbildung 5.4 dargestellten Verzugszeit Δt_d und Dauer Δt bzgl. der Position im Dämpferkennfeld sind diese als Phasenwinkel $\Delta\phi_d$ bzw. $\Delta\phi$ angegeben. Der Phasenwinkel $\Delta\phi$ kann bei Bedarf mit Gleichung (5.10) in den Zeitbereich rücküberführt werden: Bei einer Anregungsfrequenz von $f_e=1,5$ Hz entspricht ein Phasenwinkel von 10° einer Dauer von ca. 18,5 ms.

$$\Delta t = \frac{\Delta\phi}{360^\circ} \cdot \frac{1}{f_e} \quad (5.10)$$

Die in Abbildung 5.4 dargestellten Punktwolken der Prüfstandsversuche zeigen, dass die maximale Dämpfergeschwindigkeit beim Wechsel von „Radlastreduzieren“ auf „Radlaststeigern“ („Radlaststeigern“ $F_z(+), \Delta FI_{max} \geq 0$) deutlich geringere Werte annimmt als beim umgekehrten Radlastwunschwechsel („Radlastreduktion“ $F_z(-), \Delta FI_{max} \leq 0$). Die Erklärung dieser Beobachtung folgt aus der MiniMax-Strategie und den je nach Radlastwunsch definierten Dämpferkennlinien der Zug- und Druckstufe: Bei der MiniMax-Strategie „Radlastreduzieren“ wird die Zugstufe hart, die Druckstufe weich eingestellt (vgl. Abbildung 5.1, S.118). Aufgrund der größeren Dämpferkräfte der Zugstufe gegenüber denen der Druckstufe folgt für „Radlastreduzieren“ eine größere Gesamtdämpfung als für „Radlaststeigern“ und aufgrund der größeren Energiedissipation geringere Dämpfergeschwindigkeitsamplituden (siehe auch Abbildung 5.3).

Radlastintegraländerung $|\Delta FI_{max}|$ der Prüfstandsversuche

Wird die maximale Radlastintegraländerung $|\Delta FI_{max}|$ betrachtet, die aus einem Radlastwunschwechsel zu Beginn der Druck oder Zugstufe resultiert ($v_{D,U} \approx 0$ m/s), so fällt in Abbildung 5.4 (oben) insbesondere für den Wechsel von Radlastreduzieren auf Radlaststeigern (beide obere Quadranten) eine große Differenz auf. Dieser Unterschied resultiert aus dem nichtlinearen Dämpferkennfeld und der Richtung der Dämpferkraftänderung: Eine Radlaststeigerung zu Beginn der Zugstufe ($v_{D,U} \geq 0$ m/s) erfolgt durch einen Dämpferkennlinienwechsel von hart nach weich. Die Dämpfergeschwindigkeit wird aufgrund der geringeren Dämpferkraft weniger reduziert und steigt im Vergleich zu einem Verlauf ohne Radlastwunschwechsel, was Abbildung 5.3 (1.v.o) zeigt. Damit wird ein größerer Bereich des Dämpferkennfelds ausgenutzt. Der Unterschied zwischen der harten und weichen Dämpferkennlinie ist in der Zugstufe besonders groß (Zugstufenspreizung ca. 4:1). Sowohl die weniger stark reduzierte Dämpfergeschwindigkeit, als auch die große Zugstufenspreizung zwischen harter und weicher Dämpferkennlinie begünstigen eine große Dämpferkraft- und folglich Radlastintegraländerung. Für den Fall der Radlaststeigerung zu Beginn der Druckstufe ($v_{D,U} \leq 0$ m/s) ist die Radlastintegraländerung bei vergleichbarer Anfangsbedingung deutlich geringer. Zurückzuführen ist dies einerseits auf die gegenüber der Zugstufe deutlich geringere Druckstufenspreizung zwischen der harten und weichen Dämpferkennlinie von ca. 2:1. Daraus folgt bei gleicher Dämpfergeschwindigkeit eine geringere Dämpferkraftänderung als in der Zugstufe. Weiterhin wird zur Radlaststeigerung in der Druckstufe die Dämpferkennlinie von

weich auf hart gewechselt. Die damit vergrößerte Dämpfungskraft wirkt gegen die Relativbewegung zwischen Fahrzeugaufbau und Rad und reduziert die Dämpfergeschwindigkeit (Abbildung 5.3, 2.v.o.). Im Vergleich zum Verlauf ohne Radlastwunschwechsel ist folglich ein geringerer Bereich des Dämpferkennfelds ausnutzbar, was in Verbindung mit der geringeren Druckstufenspreizung zwischen harter und weicher Dämpferkennlinie eine geringe Dämpferkraft- und Radlastintegraländerung bewirkt. Für die Radlastreduktion fällt der Unterschied der maximalen Radlastintegraländerung zwischen einer Umschaltung zu Beginn der Zug- oder Druckstufe im Vergleich zur Radlaststeigerung deutlich geringer aus. Generell ist für den Wechsel von Radlaststeigern auf –reduzieren ein größeres Radlaständerungspotential vorhanden, da bei der Umschaltung aufgrund der insgesamt geringeren Dämpfung bei Radlaststeigern mehr vertikaldynamische kinetische Energie im System gespeichert ist. Eine Radlastreduktion zu Beginn der Zugstufe begünstigt eine große Radlastintegraländerung durch die im Vergleich zur Druckstufe größere Zugstufenspreizung. Allerdings erfolgt der Kennlinienwechsel von weich auf hart, was zu einer bzgl. der maximalen Radlastintegraländerungen entgegen gerichteten Dämpfergeschwindigkeitsreduktion führt (Abbildung 5.3, 3.v.o.). Bei einer Radlastreduktion zu Beginn der Druckstufe ist im Gegensatz zur Radlastreduktion in der Zugstufe zwar nur eine geringere Druckstufenspreizung zur Dämpferkraftänderung ausnutzbar, jedoch wird durch die Umschaltung von einer harten auf eine weiche Dämpferkennlinie ein größerer Dämpferkennfeldbereich ausnutzbar (Abbildung 5.3, 4.v.o.). Die Auswirkungen von Radlastwunschwechseln im Bereich der jeweiligen maximalen Dämpfergeschwindigkeit auf die maximale Radlastintegraländerung $|\Delta FI_{max}|$ werden im folgenden Abschnitt erläutert.

Dauer der Radlaständerung Δt der Prüfstandsversuche

Wird ein Radlastwunschwechsel nicht zu Beginn der Zug- oder Druckstufe, sondern bei jeweils großer Dämpfergeschwindigkeit – bezogen auf das Maximum in der jeweiligen Dämpferstufe – durchgeführt, so sinken die Radlastintegraländerungen der Prüfstandsversuche und folglich auch das Potential für eine Schlupfänderung. Die Ursache der geringeren Radlastintegraländerung liegt in der geringeren Dauer der gewünschten Radlaständerung Δt (Abbildung 5.4, Mitte). Findet ein Radlastwunschwechsel zu Beginn einer Dämpferstufe statt, so erfolgt bei der gewählten Fußpunktanregung von $|z_{0,max}(f_e=1,5 \text{ Hz})|=20 \text{ mm}$, die die aufbauinduzierten Schwingungen bei ABS-Bremungen simuliert, eine gewünschte Radlaständerung über eine Dauer von ca. $90^\circ \leq \Delta \phi \leq 130^\circ$ (ca. $166 \text{ ms} \leq \Delta t \leq 240 \text{ ms}$), wie Abbildung 5.4 (Mitte) zeigt. Diese Dauer ist eine Teilmenge der Dauer von Überschlupfphasen (0–400 ms, vgl. Abbildung 6.13, S.180). Bei aufbauinduzierten Radlastschwankungen mit der Nickeigenfrequenz von $f=1,5 \text{ Hz}$ verspricht dies eine Beeinflussbarkeit des Schlupfverlaufs in der gewünschten Richtung zumindest über Bereiche der Überschlupfphase oder sogar die gesamte Überschlupfphase.

Radlastwunschwechsel bei näherungsweise $v_{D,U} \approx \max(|v_D|)$ weisen verglichen zu einer Umschaltung bei Beginn einer Zug- oder Druckstufe $v_{D,U} \approx 0$ m/s näherungsweise nur die Hälfte der Dauer auf, über die eine gewünschte Radlaständerung gegenüber dem Radlastverlauf ohne Radlastwunschwechsel aufrecht erhalten wird. Die Absenkung der Radlastintegraländerung beträgt hingegen weniger als die Hälfte. Über einen kürzeren Zeitraum Δt wird bei einem Radlastwunschwechsel bei hohen Dämpfergeschwindigkeiten eine größere mittlere Radlaständerung $|\Delta \bar{F}_z| = |\Delta FI_{max}| / \Delta t$ (Gleichung (5.6)) erzeugt. Beim Dämpferkennlinienwechsel zu hohen Dämpfergeschwindigkeiten ist der Anteil größerer Dämpferkraftunterschiede über der Dauer der Radlaständerung größer als wenn zu Beginn der Dämpferstufe die Dämpferkraftdifferenz mit zunehmendem Betrag der Dämpfergeschwindigkeit sich erst aufbaut. Eine Umschaltung bei großen Dämpfergeschwindigkeiten ist aufgrund der schnellen Dämpferkraftänderung mit einer Impulsanregung des vertikaldynamischen Schwingungssystems vergleichbar. Erfolgt der Dämpferkennlinienwechsel von einer harten auf eine weiche Dämpferkennlinie, so schwingt das System aufgrund der geringeren Dämpfung mit der Radträgereigenfrequenz aus, wie Abbildung 5.3 (1.v.o und 4.v.o) für Radlaststeigern in der Zugstufe und Radlastreduzieren in der Druckstufe zeigt.

Verzugszeit bis zur Radlastintegraländerung Δt_d der Prüfstandsversuche

Ein Radlastwunschwechsel bei großer Dämpfergeschwindigkeit weist gegenüber einem Wechsel zu Beginn der Zug- oder Druckstufe ($v_D \approx 0$ m/s) eine geringere Verzugszeit Δt_d bzw. $\Delta \phi_d$ auf, bis eine gewünschte Radlaständerung gegenüber dem Referenzverlauf durch Überschreitung des definierten Schwellenwerts von $|FI_{schwelle}| = 1$ Ns erkennbar ist (Abbildung 5.4 unten). Zurückzuführen ist diese geringere Verzugszeit insbesondere auf den größeren Gradienten der Radlaständerung, der den Gradient der Radlastintegraländerung bestimmt. Dies erklärt auch die tendenziell längeren Verzugszeiten bei Radlastwunschwechsel zu Beginn der Druckstufe, verglichen mit denen zu Beginn der Zugstufe: Die Druckstufenspreizung ist nur ungefähr halb so groß wie die Zugstufenspreizung, so dass der Aufbau der Dämpferkraftdifferenz zu Beginn der Druckstufe langsamer ist. Konform hierzu treten die längsten Verzugszeiten $\Delta \phi_d$ zu Beginn der Druckstufe und dort besonders bei geringeren Dämpfergeschwindigkeitsänderungen (Wechsel auf Radlaststeigern) auf: Sie betragen dort bis zu ca. $\Delta \phi_d \approx 45^\circ$ ($\Delta t_d \approx 83$ ms). Beobachtete Verzugszeiten zu Beginn der Zugstufe betragen ca. $\Delta \phi_d \leq 20^\circ$ ($\Delta t_d \leq 37$ ms). Erfolgen Radlastwunschwechsel bei der näherungsweise jeweils maximalen Dämpfergeschwindigkeit, so ist neben der Dämpfergeschwindigkeitsänderung und der Spreizung noch der Kraftaufbau des Dämpfers mit zu berücksichtigen: Bei gleicher Dämpfergeschwindigkeit werden üblicherweise schnellere Dämpferkraftanstiege erreicht, wenn von einer harten auf eine weiche Dämpferkennlinie geschaltet wird²⁰⁷: Die Öffnung des

²⁰⁷ Causemann (2001): Entwicklungstand konventioneller Dämpfer und geregelter Dämpfungssysteme und ihre Integration in Fahrwerksmodule und-systeme, S.61

Proportionalventils wird durch den vorhandenen, näherungsweise zum Quadrat der Dämpfergeschwindigkeit proportionalen Öldruck unterstützt, bzw. im anderen Fall die Reduktion des Ventilquerschnitts gehemmt. Dieses Verhalten zeigen auch die Prüfstandsergebnisse in Abbildung 5.4: Ein Dämpferkennlinienwechsel von weich auf hart findet zur Radlaststeigerung in der Druckstufe und zur Radlastreduktion in der Zugstufe statt. Verglichen mit dem jeweils korrespondierenden umkehrten Radlastwunschwechsel ist bei diesen Versuchen erwartungsgemäß tendenziell eine größere Verzugszeit beobachtbar. Für die Mehrzahl der Umschaltvorgänge zeigt sich zusammenfassend eine Verzugszeit von ca. $\Delta\phi_d \leq 20^\circ$ ($\Delta t_d \leq 37$ ms) bis zum Erreichen des definierten Schwellenwert $|FI_{schwelle}| = 1$ Ns. Dieser Wert ist mit dem von Niemz²⁰⁸ für höhere Dämpfergeschwindigkeiten bis ca. $\pm 0,5$ m/s ermittelten Durchschnittswert von ca. 25 ms, bei dem Anregungsfrequenzen, Anregungsamplituden und Umschaltbedingungen nicht getrennt voneinander betrachtet werden, vergleichbar. Diese Verzugszeiten sind in der Auswahl von Umschaltbedingungen für den Radlastwunschwechsel im späteren ABS-Bremsversuch zu berücksichtigen. Eine Schlupfänderung wird nach einem Radlastwunschwechsel um die Verzugszeit verspätet beginnen. Ziel sind minimierte Verzugszeiten.

Ergänzung der Prüfstandsergebnisse durch Simulationsbetrachtungen

Zur Absicherung und ggf. Konkretisierung der aus Prüfstandsversuchen bei bestimmten definierten Radlastwunschwechselbedingungen ermittelten Erkenntnisse werden ergänzende Simulationsbetrachtungen herangezogen, die neben den Ergebnissen der Prüfstandsversuche in Abbildung 5.4 dargestellt sind. Die Simulation wird mit dem Ziel eingesetzt, in Abhängigkeit von den Radlastwunschwechselbedingungen auch zwischen den in den Prüfstandsversuchen definierten Umschaltbedingungen den Verlauf der maximalen Radlastintegraländerung, Dauer der Radlaständerung und Verzugszeit zu ermitteln. Die schwarzen Punkte kennzeichnen Simulationsergebnisse, für die die gleichen Radlastwunschwechselbedingungen wie für die Prüfstandsversuche (Punktewolken) definiert sind. Der Vergleich zwischen Simulation und Prüfstandsversuchen zeigt, dass die Simulationen mit dem Viertelfahrzeugmodell die Versuchsergebnisse abbilden. Die Rangfolge der Umschaltbedingungen für möglichst große maximale Radlastintegraländerungen, Dauern und kurze Verzugszeiten werden durch die Simulationen konform zu den Prüfstandsversuchen wiedergegeben: Ein Radlastwunschwechsel zu Beginn der Zug- oder Druckstufe $v_{D,U} \approx 0$ ermöglicht eine größere maximale Radlastintegraländerung $|\Delta FI_{max}|$ und damit voraussichtliche Schlupfbeeinflussbarkeit als ein späterer Radlastwunschwechsel im Bereich maximaler Dämpfergeschwindigkeit $v_{D,U} \approx \max(|v_D|)$. Eine Radlaststeigerung zu Beginn der Zugstufe ist gegenüber einer zu Beginn der Druckstufe zu favorisieren, wenn möglichst große maximale Radlastintegraländerungen $|\Delta FI_{max}|$ angestrebt werden. Die jeweiligen Abweichungen zwischen Simulation und

²⁰⁸ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S. 96

Prüfstandsversuch sind für die einzelnen Radlastwunschwechselbedingungen Abbildung 5.4 durch den Vergleich der schwarzen Punkte (Simulation) und den Punktwolken (Prüfstandsversuche) zu entnehmen. Aufgrund dieser Datenbasis und den aus Kapitel 2.4.1 bekannten validierten Viertelfahrzeugmodelleigenschaften für diesen Frequenzbereich wird das Modell als valide zur Darstellung der physikalischen Effekte bei einem MiniMax-Radlastwunschwechsel erachtet. Die Simulation wird daher als Ergänzung genutzt, um die Lücken zwischen den definierten Umschaltbedingungen der Prüfstandsversuche zu schließen. Ausgehend vom Beginn der Zugstufe sind Radlastwunschwechsel im Abstand von 10° erfolgt. Pfeile in Abbildung 5.4 kennzeichnen die Richtung zunehmenden Zeitabstands gegenüber dem Beginn der jeweiligen Zug- oder Druckstufe.

Die für unterschiedliche Umschaltbedingungen simulierten maximalen Radlastintegraländerungen $|\Delta FI_{max}|$ ändern sich in Abbildung 5.4 (oben) nur geringfügig zwischen den in den Prüfstandsversuchen geprüften Umschaltbedingungen zu Beginn der Dämpferstufe $v_{D,U} \approx 0$ m/s und näherungsweise dem Betrag der maximalen Dämpfergeschwindigkeit $v_{D,U} \approx \max(|v_D|)$. Die Verkürzung der Radlaständerungsdauer Δt bzw. $\Delta \phi$ infolge späterer Radlastwunschwechsel wird bis kurz vor der jeweils maximalen Dämpfergeschwindigkeit durch größerer mittlere Dämpferkraftänderung ausgeglichen: Mit zunehmender Dämpfergeschwindigkeit zum Radlastwunschwechsel $|v_{D,U}|$ steigt die Dämpferkraftänderung, wie im Abschnitt zuvor erläutert und exemplarisch für einzelne Umschaltbedingungen in Abbildung 5.3 dargestellt. Der Anteil einer größeren Radlastdifferenz an der Dauer der Radlaständerung ist damit höher, als beim Umschalten bei geringeren Dämpfergeschwindigkeiten. Der mit zunehmender Dämpfergeschwindigkeit zum Radlastwunschwechsel $|v_{D,U}|$ erhöhte Radlaständerungsgradient wirkt sich auch auf die Reduktion der Verzugszeiten Δt_d bzw. $\Delta \phi_d$ aus. Ist die maximale Dämpfergeschwindigkeit $\max(|v_D|)$ überschritten, sinken die ausnutzbare Dämpferkraftdifferenz und der Gradient der Radlastintegraländerung. Die Verzugszeiten steigen folglich wieder an, was die Simulationsergebnisse auch zeigen. Die Dauer der gewünschten Radlaständerung in der jeweiligen Dämpferstufe sinkt allerdings kontinuierlich weiter, so dass die maximale Radlastintegraländerung $|\Delta FI_{max}|$ nach Erreichen von $v_{D,U} \approx \max(|v_D|)$ stark absinkt und mit weiter sinkender $|v_{D,U}|$ gegen $FI_{max}=0$ konvergiert. Da für die Simulation aus Gründen der Vergleichbarkeit der gleiche Schwellenwert $FI_{schwelle}$ wie für die Prüfstandsversuche eingesetzt wird, werden nach Überschreiten von $v_{D,U} \approx \max(|v_D|)$ sehr geringe Radlastintegraländerungen $|\Delta FI| < 1$ Ns nicht mehr in der Dämpferstufe des Umschaltens erkannt, sondern der nachfolgenden Dämpferstufe zugeordnet. In den Simulationsergebnissen der Abbildung 5.4 ist dies durch einen Sprung in den Verläufen auf Werte der nachfolgenden Dämpferstufe zu erkennen.

Zusammenfassend zeigt die Simulation, dass zwischen den im Prüfstandsversuch überprüften Umschaltbedingungen keine relevanten lokale Maxima oder Minima der jeweiligen Bewertungsgrößen zu erwarten sind, die bei der Auswahl von anzustrebenden Radlastwunschwechseln für den ABS-geregelten Fahrversuch zu berücksichtigen wären.

Simulation singulärer Dämpferkennlinienwechsel

Die zuvor diskutierten Prüfstandsversuche sind zur Simulation des Dämpferumschaltverhaltens im späteren Fahrversuch mit Wechseln des Radlastwunschs von Radlastreduzieren auf Radlaststeigern und umgekehrt durchgeführt worden. Niemz untersuchte zur Validierung seiner MiniMax-Umschaltlogik Radlastintegraländerungen, Dauer und Zeitverzug nur für den singulären Dämpferkennlinienwechsel zwischen hart und weich. Daraus folgt die Frage, ob die vorherigen Aussagen auch auf die von Niemz untersuchten singulären Dämpferumschaltungen übertragbar sind.

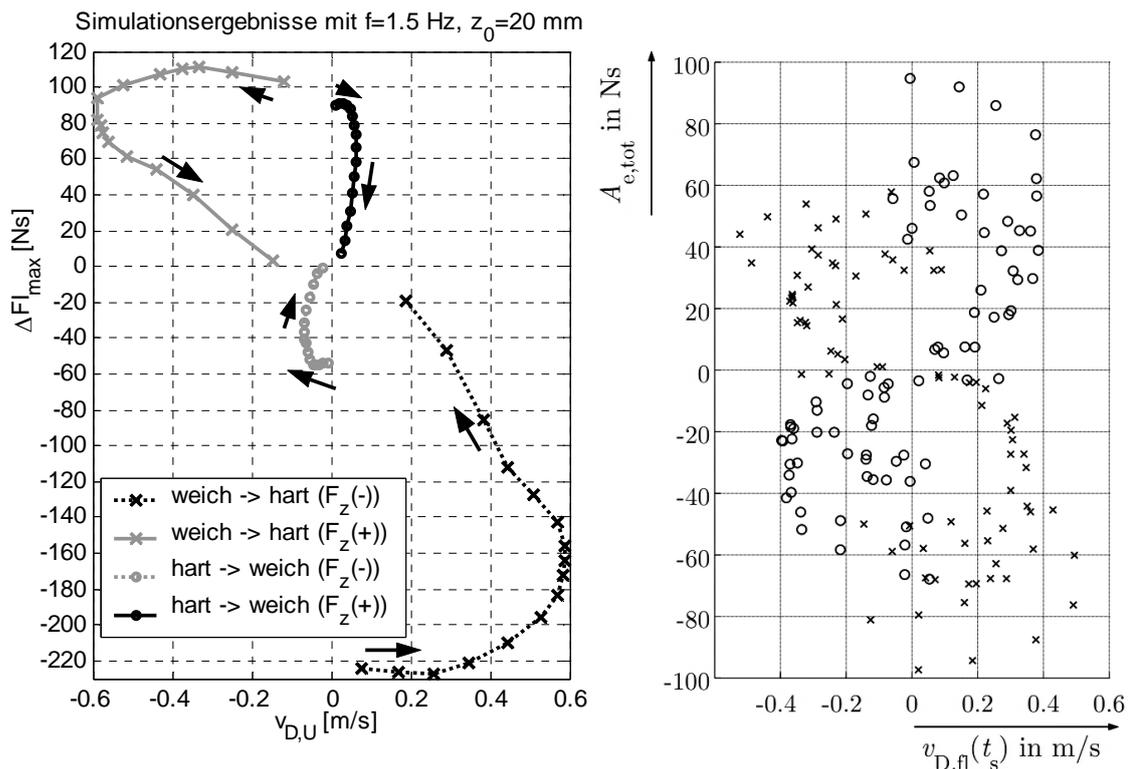


Abbildung 5.5: Simulierte singuläre Dämpferkennlinienwechsel mit dem Prüfstandsanregungsprofil für $f_e=1,5$ Hz (links) und Prüfstandsergebnisse maximaler Radlastintegraländerungen ($A_{e,tot}$) infolge stochastischer singulärer Dämpferkennlinienwechsel (\times : weich nach hart, \circ : hart nach weich) im Frequenzbereich $1 \text{ Hz} \leq f_e \leq 5 \text{ Hz}$ ²⁰⁹ mit einem Opel Astra H für das linke Vorderad bei Anregung aller vier Räder (rechts).

Ein von Niemz dargestelltes, aber wenig diskutiertes Diagramm (Abbildung 5.5 rechts) lässt diese Vermutung zu. Nach Niemz hängt die maximale Radlastintegraländerung vom „vertikaldynamischen Systemzustand“ ab, was aber nicht weiter konkretisiert wird. Genau diese Konkretisierung, die Abhängigkeit der maximalen Radlastintegraländerung und anderer Kenngrößen beim Wechsel des Radlastwunschs von der Umschaltbedingung, erfolgte in den vorherigen Abschnitten der vorliegenden Arbeit und trägt zum weiteren Verständnis der Wirkungskette der Radlaständerung bei. Die bereits zuvor in

²⁰⁹ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S. 99, Abbildung 4.25 (links)

Abbildung 5.4 dargestellte charakteristische Reduktion der maximalen Radlastintegraländerung $|\Delta FI_{max}|$ bzw. $|A_{e,tot}|$ mit zunehmendem Zeitabstand gegenüber dem Beginn der jeweiligen Zug- oder Druckstufe ist ebenfalls in den Ergebnissen von Niemz in Abbildung 5.5 (rechts) für singuläre Dämpferkennlinienwechsel erkennbar.

Die in den vorherigen Abschnitten bisher getroffenen Aussagen und Erklärungen zur maximalen Radlastintegraländerung bei verschiedenen Umschaltbedingungen treffen in gleicher Weise beim einmaligen Wechsel zwischen harter und weicher Dämpferkennlinie bzw. auch in umgekehrter Richtung zu. Abbildung 5.5 (links) zeigt dies anhand von Simulationsergebnissen für singuläre Dämpferkennlinienwechsel: Die maximale Radlastintegraländerung steigt mit steigender maximaler vertikaldynamischer Energie (gemessen an der maximalen Dämpfergeschwindigkeit $\max(|v_D|)=\max(|v_{D,U}|)$) beim Dämpferkennlinienwechsel von weich nach hart und der Dämpferkennfeldspreizung, die in der Zugstufe größer als in der Druckstufe ist. Dabei werden in jeder Dämpferstufe die größten Radlastintegraländerungen im Bereich zwischen dem Beginn der Dämpferstufe und der jeweils maximalen Dämpfergeschwindigkeit erreicht, wobei die maximale Radlastintegraländerung bei $\max(|v_D|)$ stets geringer ist als zu Beginn der Dämpferstufe, wie auch Abbildung 5.5 (links) zeigt. Die von Niemz durchgeführten Prüfstandsversuche mit ebenfalls singulären aber zufällig durchgeführten Dämpferkennlinienwechseln bestärken diese Aussagen experimentell. Abbildung 5.5 (rechts) zeigt für ganzzahlige Anregungsfrequenzen im Bereich $1 \text{ Hz} \leq f_e \leq 5 \text{ Hz}$, dass aufgrund der größeren Spreizung in der Zugstufe bei gleicher Dämpfergeschwindigkeit zum Kennlinienwechsel $v_{D,U}$ größere maximale Radlastintegraländerungen erreicht werden als in der Druckstufe. Die Radlastintegraländerung steigt zudem mit steigender maximaler Dämpfergeschwindigkeit vor der Umschaltung, also größerer vertikaldynamischer kinetischer Energie, die in diesen Versuchen durch die Variation von Frequenz und Anregungsamplitude in Verbindung mit der Dämpfung des Fahrzeugs variiert worden ist²¹⁰. Auch hier ist die typische, aus den vorherigen Abschnitten bekannte Reduktion der maximalen Radlastintegraländerung zu erkennen, je später ein Kennlinienwechsel in einer Dämpferstufe durchgeführt wird. Die maximale Radlastintegraländerung wird in Abbildung 5.5 (rechts) bei konstanter Anregungsfrequenz ebenfalls vor der vom Betrag maximalen Dämpfergeschwindigkeit erreicht. Unerwartet und unerklärt bleibt in Abbildung 5.5 (rechts) der geringe Unterschied der maximalen Dämpfergeschwindigkeit zwischen harter und weicher Dämpfung, der in der Simulation Abbildung 5.5 (links) oder auch bei den durchgeführten Prüfstandsversuchen mit Radlastwunschwechsel (geringerer Unterschied der Gesamtdämpfung zwischen Radlaststeigern und Radlastreduzieren aufgrund jeweils harter und weicher Dämpfungsanteile) deutlich größer ausfällt.

²¹⁰ Eine konkrete Zuordnung der in Abbildung 5.5 rechts dargestellten Kurvenscharen zur Anregungsfrequenz ist anhand der verfügbaren Informationen nicht sicher möglich. Tendenziell nimmt die Radlastintegraländerung mit steigender Anregungsfrequenz ab: Vgl. „Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S. 98, Abbildung 4.24 (links)“

Zusammenfassend zeigen die durchgeführten Simulationen singularer Dämpferkennlinienwechsel und die von Niemz durchgeführten Prüfstandsversuche das gleiche vertikaldynamische Verhalten wie die zuvor untersuchten Radlastwunschwechsel. Die größten Radlastintegraländerungen werden zu Beginn der jeweiligen Dämpferstufe erreicht, ein Kennlinien- oder Radlastwunschwechsel bei maximaler Dämpfergeschwindigkeit führt verglichen hierzu zu geringeren Werten.

5.3.3 Fazit effektiver Radlastwunschwechsel zur Unterstützung der ABS-Regelung bei aufbauinduzierten Radlastschwankungen

Auf Basis der vorliegenden Ergebnisse leiten sich die folgenden Bedingungen für MiniMax-Radlastwunschwechsel ab, die bei vorhandenen Aufbaueigenschwingungen robust zum voraussichtlich größten Schlupfänderungspotential führen:

Für eine effektive Unterstützung der ABS-Regelung in der Reduktion von Überschlupf sind MiniMax-Radlasteigerungen vor Erreichen der maximalen Dämpfergeschwindigkeit anzustreben. Eine Umschaltung zwischen dem Beginn der Dämpferstufe ($v_D \approx 0$ m/s) und ihrem jeweiligen Maximum wird nach den vorliegenden Prüfstands- und Simulationsergebnissen als Optimum betrachtet: Die in Relation zu anderen Umschaltzeitpunkten in diesem Bereich hohe Radlastintegraländerung ist vergleichbar mit einer Umschaltung zu Beginn der Dämpferstufe. Allerdings sind gleichzeitig Dauer Δt und Verzugszeit Δt_d geringer, was die Planbarkeit einer radlastinduzierten Schlupfänderung verbessert. Problematisch an einer Umschaltbedingung zwischen Beginn der Dämpferstufe und ihrer maximalen Dämpfergeschwindigkeit ist deren robuste Ermittlung. Die maximale Dämpfergeschwindigkeit, nach deren Überschreiten die maximale Radlastintegraländerung und damit die voraussichtliche Schlupfbeeinflussbarkeit bei gleichzeitig steigenden Verzugszeiten stark sinkt, ist bei ABS-Bremsungen üblicherweise vorher nicht bekannt. Mit einer Ergänzung um die Dämpferbeschleunigung ist eine solche Abschätzung möglich, allerdings birgt ein z.B. aufgrund von Signalstörungen oder -filterung zu später Radlastwunschwechsel nach dem Erreichen der maximalen Dämpfergeschwindigkeit das Risiko geringer Radlastintegraländerungen. Als robuste Bedingung für einen Radlastwunschwechsel bei ABS-geregelten Vollbremsungen wird aus Sicht möglichst großer Schlupfbeeinflussbarkeit und Dauer daher der Beginn der Dämpferstufe mit $|v_{D,U}|=0$ erachtet: Da auf eine MiniMax-Radlaständerung stets ein unerwünschter kompensierender Effekt folgt, führt eine möglichst lange gewünschte Radlastintegraländerung zu den geringsten negativen Effekten während einer zeitlich begrenzten Überschlupfphase. Zudem ist diese Umschaltbedingung robust gegenüber Zeitverzügen (z.B. Signallaufzeiten durch Signalaufbereitung), da bis kurz vor der maximalen Dämpfergeschwindigkeit mit nur geringen Radlastintegraländerungen zu rechnen ist.

Da zur Radlaständerung bei semiaktiver Dämpfung nur die systemimmanente Energie zur Verfügung steht, ist die Höhe der Radlastintegraländerung abhängig von weiteren

MiniMax-Umschaltlogik minimiert im Rahmen des nutzbaren Dämpferkennfelds die Zug- / Druckspreizung bei Radlasterhöhen $\sigma_{z,D} < 1$ und maximiert sie bei Radlastreduzieren $\sigma_{z,D} > 1$. Ein Wechsel des MiniMax-Radlastwunschs nutzt den Selbstpumpereffekt maximal aus und bewirkt die größten mittleren Federwegänderungen. Dabei dient die Aufbaufeder als Energiespeicher. Da der Dämpfer zwischen dem Rad und dem Fahrzeugaufbau platziert ist, wirkt die mittlere Dämpferkraftänderung zudem auf die Radlast. Der Selbstpumpereffekt ist analytisch von Niemz²¹¹ hergeleitet und anhand von mittleren Federwegänderungen bei Fahrversuchen auf repräsentativen Autobahnen mit $v_x = 85$ km/h validiert worden. Aussagen zum Verlauf der Radlaständerung oder deren Höhe und damit zur Schlupfbeeinflussbarkeit werden nicht getroffen. Auf das Vorhandensein von Radlaständerungen wird implizit aufgrund der Federwegänderungen geschlossen.

5.4.2 Untersuchungsziele

Für ABS-Bremungen steht weniger die mittlere Federwegänderung im Fokus, sondern die erzielbare Radlaständerung über einen möglichst großen Längsgeschwindigkeitsbereich v_x . Bei gegebenem Fahrbahnanregungsprofil steigen mit der Fahrzeuggeschwindigkeit die Radträger- und damit die Dämpfergeschwindigkeiten. Bei einer ABS-Bremung aus $v_{x,0} = 100$ km/h mit dem Versuchsfahrzeug auf Hochreibwert ist der Geschwindigkeitsbereich ab ca. $v_x \leq 60$ km/h²¹² besonders für die Ausnutzung des Selbstpumpereffekts interessant: Die Aufbaubewegungen sind hier bereits weitgehend abgeklungen und liefern nur noch einen sehr geringen Beitrag zur Dämpferkraftänderung. Es liegen bislang keine Ergebnisse darüber vor, ob auf einer repräsentativen Fahrbahn die aus der MiniMax-Umschaltlogik resultierenden Radlaständerungen auch bei geringen Geschwindigkeiten (z.B. $v_x \leq 60$ km/h) nachweisbar und bei ABS-Bremungen aus $v_x = 100$ km/h nutzbar sind. Damit die aus der Fahrbahnanregung resultierenden Radlaständerungen zur Unterstützung der Schlupfregelung nutzbar sind, müssen Radlaständerungen - wie bereits zu Beginn dieses Kapitels 5 genannt - nach dem Radlastwunschwechsel möglichst schnell einsetzen (kurze Verzugszeit t_d) und möglichst große Radlaständerungen in der gewünschten Richtung über einer großen Dauer aufweisen. Die Beurteilung, ob auch nach Abklingen der durch die Fahrzeugverzögerung initiierten niederfrequenten Aufbaubewegungen mit $f \approx 1,5$ Hz Radlaständerungen im geringeren Geschwindigkeitsbereich durch Ausnutzen der größeren Bandbreite der Fahrbahnanregung grundsätzlich möglich sind, ist Ziel dieses Kapitels.

²¹¹ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S. 78ff

²¹² vgl. Abbildung 6.11, S.168

5.4.3 Versuchsdesign

In Fahrversuchen auf dem Teststreckenabschnitt in Griesheim, auf der auch die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten ABS-Bremsversuche durchgeführt worden sind und dessen vertikales Anregungsprofil repräsentativ für eine deutsche Autobahn ist, wird der Einfluss eines Radlastwunschwechsels auf temporäre Radlaständerung bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit mit der Messfelge am linken Vorderrad ermittelt. Die Reproduzierbarkeit der rollierend wiederholten Versuche ist durch eine Geschwindigkeitsregelung und die Durchfahrt einer engen Pylonengasse gewährleistet. Ein Radlastwunschwechsel $\Delta F_{z,wunsch}$ wird durch einen Lichtschrankenreflektor stets an der gleichen Streckenposition ausgelöst. Die Definition der Radlaständerung ΔF_z unterscheidet sich von der, die für die Prüfstandsversuche in Abschnitt 5.3.1 Anwendung fand (vgl. Gleichung (5.8)): Die Radlaständerung ΔF_z ist für die Untersuchungen zum Selbstpumpereffekt als Differenz zwischen dem jeweiligen Radlastverlauf i mit Radlastwunschwechsel $F_{z,RWW}$ und dem über alle N Versuche gemittelten Radlastverlauf (Median) ohne Radlastwunschwechsel $F_{z,ref}$ definiert.

$$\Delta F_z^i(t) = F_{z,RWW}^i(t) - \underbrace{\text{median}\left(F_{z,oRWW}^i(t)\right)}_{F_{z,ref}(t)} \quad (5.11)$$

5.4.4 Ergebnisse

Abbildung 5.6 stellt die Radlaständerungen für Geschwindigkeiten zwischen $30 \text{ km/h} \leq v_x \leq 100 \text{ km/h}$ und jeweils beiden Richtungen des Radlastwunschwechsels dar. Ein Wilcoxon-Rangsummentest testet zu jedem Zeitpunkt t auf Mittelwertsunterschiede (Median) der beiden Radlastverteilungen $F_{z,RWW}(t)$ und $F_{z,oRWW}(t)$. In Abbildung 5.6 sind statistisch signifikanter Radlastdifferenzen auf einem Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$ für beide Richtungen des Radlastwunschs am oberen und unteren Rand der Diagramme gekennzeichnet. Vor dem Radlastwunschwechsel bei $t=0$ werden nur vereinzelt statistisch signifikante Mittelwertsunterschiede aufgrund lokal größerer Streuung nachgewiesen, im überwiegenden Bereich $t < 0$ sind erwartungsgemäß keine Radlastdifferenzen nachweisbar.

Bei allen in Abbildung 5.6 dargestellten mittleren Radlaständerungsverläufen treten unmittelbar nach dem Wechsel des MiniMax-Radlastwunschs im Bereich $0 \leq t \leq 200 \text{ ms}$ statistisch signifikante Radlaständerungen in der jeweils gewünschten Richtung auf. Bei $v_x=100 \text{ km/h}$ und $v_x=70 \text{ km/h}$ erfolgt diese nach ca. $\Delta t_d \approx 20 - 30 \text{ ms}$. Die Radlastreduktion bei $v_x=100 \text{ km/h}$ weicht hiervon mit ca. $\Delta t_d \approx 50 \text{ ms}$ ab, der Gradient der Radlaständerung fällt im Vergleich zur Radlaststeigerung geringer aus. Ein mögliche Ursache ist der Systemzustand zum Radlastwunschwechsel: Während die Radlaststeigerung zu Beginn der Zugstufe stattfindet, findet die später einsetzende Radlastreduktion zum Ende der Druckstufe statt, wie die mittlere Dämpfergeschwindigkeit $v_{D,median}$ und deren Beschleunigung $d/dt(v_{D,median})$ bei $t=0 \text{ ms}$ in Abbildung 5.6 zeigen.

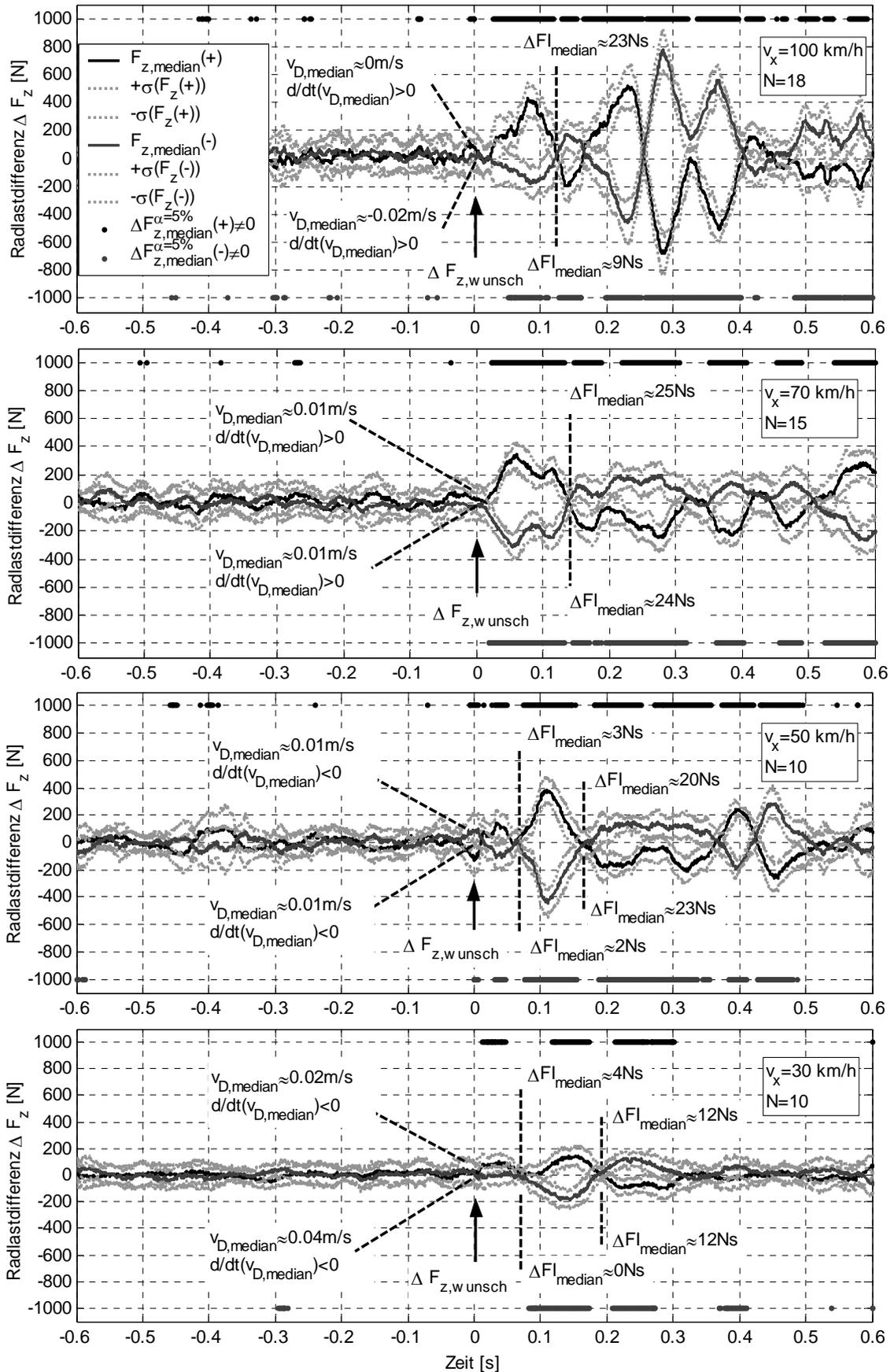


Abbildung 5.6: Radlaständerungen vorne links infolge eines Wechsels des Radlastwunschs aller vier Räder bei konstanten Fahrzeuggeschwindigkeiten und bei jeweils gleicher Streckenposition. Das vertikale Fahrbahnanregungsprofil entspricht einer deutschen Autobahn.

Aus dem vorherigen Abschnitt 5.3 ist bekannt, dass aufgrund der geringeren Spreizung zwischen harter und weicher Druckstufenkennlinie bei gleicher Dämpfergeschwindigkeit dort geringere Dämpferkraftänderungen und folglich geringere Radlaständerungsgradienten erreicht werden. Hinzu kommt, dass aufgrund des bevorstehenden Übergangs zwischen Zug- und Druckstufe über einen längeren Zeitraum geringere Beträge der Dämpfergeschwindigkeiten vorhanden sind, so dass zusammenfassend geringe Dämpferkraftänderungen zu erwarten sind. Diese Hypothese wird durch die Ergebnisse bei $v_x=70$ km/h nicht falsifiziert: Der Radlastwunschwechsel erfolgt hier jeweils zu Beginn der Zugstufe. Unter der Annahme vergleichbarer Dämpfergeschwindigkeitsverläufe werden gespiegelte Radlaständerungsverläufe für Radlaststeigern und Radlastreduzieren erwartet, was Abbildung 5.6 auch in Näherung zeigt. Gegenüber den Radlaständerungen bei $v_x=70$ km/h stellt sich bei $v_x=50$ km/h nach dem Radlastwunschwechsel zunächst eine geringe statistisch signifikante Radlaständerung ein, auf die dann eine größere ab $t\approx 80$ ms folgt: Der Radlastwunschwechsel findet zum Ende der Zugstufe statt, die Radlaständerungsverläufe für Radlaststeigern und –reduzieren resultieren damit aus der Dämpferkraftänderung der Druckstufe. Bei ca. $t=50$ ms endet in beiden Verläufen die Druckstufe und die Zugstufe schließt sich an, in der aufgrund der größeren Spreizung zwischen harter und weicher Dämpferkennlinie größere Dämpferkraft- und damit Radlaständerungen erzielt werden. Der Verlauf der Radlaständerung bei $v_x=30$ km/h ist zu $v_x=50$ km/h qualitativ vergleichbar. Die Radlaständerung im Bereich $80\text{ ms}\leq t\leq 200\text{ ms}$ wird für Radlaststeigern und –reduzieren jeweils in der Zugstufe erreicht. Die Dämpfergeschwindigkeiten bei $v_x=30$ km/h betragen in diesem Bereich im Vergleich zu den Verläufen bei $v_x=50$ km/h nur ca. die Hälfte, was sich auch an der ca. halb so großen Radlaständerung zeigt (quasilinearer Bereich des Dämpferkennfelds). Die Radlaststeigerung direkt nach dem Radlastwunschwechsel ist bei $v_x=30$ km/h statistisch signifikant ($\alpha=5\%$). Trotz Dämpferstromänderung beim Radlastwunschwechsel tritt bei Radlastreduzieren vor $t\approx 85$ ms keine statistisch signifikante Änderung der Dämpfergeschwindigkeit und des Radlastverlaufs ein. Die Ursache hierfür ist unbekannt. Diese Beobachtung zeigt, dass nicht in allen Fällen eines Radlastwunschwechsels auch unmittelbar, hier üblicherweise nach $\Delta t_d\approx 20\text{ -}30$ ms, eine Radlaständerung eintreten muss.

5.4.5 Fazit zur Nutzbarkeit des Selbstpumpereffekts

Zusammenfassend zeigen die Radlastwunschwechsel bei konstanten Fahrzeuggeschwindigkeiten zwischen 30 km/h und 100 km/h, dass nur aufgrund der Fahrbahnanregung in allen Fällen statistisch signifikante Radlaständerungen in der gewünschten Richtung und in vielen Fällen sogar unmittelbar nach dem Radlastwunschwechsel bewirkt werden. Damit ist grundsätzlich die Möglichkeit von fahrbahninduzierten temporären Radlaständerungen auch bei für ABS-Bremungen relevanten geringen Geschwindigkeiten verifiziert und die generelle Unmöglichkeit widerlegt. Daraus folgt die Erwartung, dass bei ABS-Bremungen auch nach dem Abklingen der Aufbaubewegung eine Schlupfbeeinflussbarkeit auch bei geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten gegeben

ist, wie die statistisch signifikante Radlasterhöhung bei $v_x=30$ km/h hier zeigte. Diese Aussage steht im Einklang mit Ergebnissen ABS-geregelter Bremsvorgänge auf unebener Fahrbahn²¹³, wo eine ABS-unabhängige MiniMax-Dämpferregelung ein größeres Bremswegverkürzungspotential nachgewiesen wurde als auf einer ebenen oder autobahnähnlichen Fahrbahn. Zudem werden die im Abschnitt 5.3.3 erläuterten effektiven Umschaltbedingungen für große Radlast- bzw. Radlastintegraländerungen durch die diskutierten Versuche nicht widerlegt. Radlastwunschwechsel zu Beginn der Zugstufe zeigen größere Radlaständerungen als zu Beginn der Druckstufe. Die erzielbaren Radlastintegraländerungen aus Abbildung 5.6, die mit einem angenommenen Reibwert $\mu \approx \text{konst.}$ die Dralländerung des Rades widerspiegeln, sind im Vergleich zu den Prüfstandsversuchen aus Abschnitt 5.3 ($|\Delta FI_{max}| > 100$ Ns, Zugstufe) mit Werten von bis zu $\max(|\Delta FI_{median}|) \leq 25$ Ns deutlich geringer. Allerdings wirkt eine Radlastintegraländerung bei geringeren Geschwindigkeiten und gleichem Reibwert μ aufgrund von $\Delta \lambda = f(\Delta FI/v_x)$ stärker auf den Schlupf λ als bei größeren Geschwindigkeiten. Aufgrund der in diesen Versuchen auch bei geringen Geschwindigkeiten von $v_x=50$ km/h und $v_x=30$ km/h nachgewiesenen statistisch signifikanten Radlaständerungen und der mit sinkender Fahrzeuggeschwindigkeit v_x steigenden Schlupfänderung $\Delta \lambda$ infolge der Radlastintegraländerung ΔFI wird eine prinzipielle Beeinflussbarkeit des Schlupfverlaufs bei vertikalen Fahrbahnanregungsprofilen, die einer deutschen Autobahn entsprechen oder größere Unebenheiten aufweisen, nicht widerlegt.

²¹³ Reul et al. (2007): Bremswegverkürzung durch eine ABS-unabhängige Verstelldämpferregelung, S.11ff

6 Semiaktive Dämpferregelung bei ABS-Bremsungen

Mit der ABS-unabhängig wirkenden, vom Radlastintegral FI abhängigen MiniMax-Dämpferregelung ist eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung durch eine Dämpferregelung erstmalig von Niemz²¹⁴ experimentell nachgewiesen worden. Die statistische Absicherung dieser Ergebnisse erfolgte vor Beginn dieser Forschungsarbeit durch Variation verschiedener relevanter Randbedingungen (Fahrbahnzustand und Fahrbahnanregung, Reifen, Anfangsgeschwindigkeit)²¹⁵. Bei der Auswahl der in der vorliegenden Arbeit verfolgten Strategien zur Bremswegverkürzung ist in Kapitel 3.3.3 die Vermutung geäußert worden, dass eine Koordination der MiniMax-Radlastwunschwechsel auf die Bremsschlupfregelung weiteres Bremswegverkürzungspotential ausschöpft. Diese Vermutung basiert auf den Erkenntnissen, dass das Radlastintegral FI nur im Sonderfall $\mu = \text{konst.}$ ein Maß für radlastinduzierte Schlupfänderungen ist und damit in mindestens ca. 70% des Bremswegs²¹⁶ mit Schlupfwerte $\lambda < \lambda(\mu_{\max})$ aufgrund großer Phasenabweichungen nicht gilt. Zudem treten Bremsschlupfänderungen nicht nur aufgrund von Radlaständerungen, sondern auch durch die ABS-Regelung auf, so dass ohne Koordination mit dem ABS auch zusätzlich destabilisierende MiniMax-Radlastreduktionen in Überschlupfphasen oder unnötige Radlasterhöhungen in Unterschlupfphasen nicht ausgeschlossen werden können. Die Ausnutzung von bislang noch ungenutztem Bremswegverkürzungspotential (Kapitel 3.1) durch eine vom Bremsschlupf abhängige und damit mit dem ABS koordinierte Dämpferregelung ist das fokussierte Ziel dieses Kapitels. Daraus folgt die existentielle Hypothese:

H 6.1. *Es gibt eine auf dem Bremsschlupf basierende MiniMax-Dämpferregelung, die gegenüber dem aktuellen Stand der Technik / Forschung eine statistisch signifikante mittlere Bremswegverkürzung ermöglicht.*

Als Referenz für den aktuellen Stand der Technik dient wie bei vorherigen Betrachtungen die Seriendämpfung des Versuchsfahrzeugs. Zusätzlich wird die ABS-unabhängige MiniMax- FI -Dämpferregelung als weitere Referenz definiert, da diese als das bislang beste aus der Forschung bekannte Dämpferregelungskonzept zur Bremswegverkürzung gilt. Die Hypothese wird anhand beider Referenzen getestet, wobei die Verifikation der existentiellen Hypothese dann den größten Wert hat, wenn sie gegenüber dem derzeit besten bekannten Alternativkonzept besteht: Dies ist eine für kurze Bremswege mög-

²¹⁴ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers

²¹⁵ Reul et al. (2007): Bremswegverkürzung durch eine ABS-unabhängige Verstelldämpferregelung

²¹⁶ vgl. Kapitel 3.2.1, Abbildung 3.10

lichst gut abgestimmte MiniMax-*FI*-Dämpferregelung. Eine Verifikation der Hypothese H 6.1 zeigt, dass gegenüber Ansätzen des aktuellen Stands der Technik / Forschung eine weitere Bremswegverkürzung grundsätzlich möglich ist. Eine potentielle Bremswegverkürzung würde zudem mit geringerem Applikationsaufwand erreicht werden: Die bei MiniMax-*FI* notwendige Implementierung und aufwendige Parameterabstimmung einer dynamischen Radlastschätzung $F_{z,dyn}$ entfielen, stattdessen dienen bereits im ABS verfügbare und aufbereitete Größen (Bremschlupf) als Regelgröße. Bislang sind keine Untersuchungen zu den Wechselwirkungen zwischen einer MiniMax-Dämpferregelung und ABS-Regelung bekannt. Der Prüfung der Hypothese H 6.1 im Fahrversuch geht daher eine Untersuchung dieser Wechselwirkungen anhand von Simulationsbetrachtungen in Abschnitt 6.2 voraus. Aus den Erkenntnissen leiten sich die Kriterien für MiniMax-Radlaständerungen ab, die in Regelstrategien umgesetzt und im Fahrversuch geprüft und im Vergleich mit den definierten Referenzdämpfungen diskutiert werden (Abschnitt 6.3). Dies bildet den Schwerpunkt des vorliegenden Kapitels 6.

6.1 Applikation und Vereinfachung des ABS-unabhängigen MiniMax-*FI*-Ansatz

Für eine möglichst harte Prüfung der Hypothese H 6.1 wird eine möglichst große statistisch signifikante mittlere Bremswegverkürzung der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung gegenüber der Seriendämpfung angestrebt. Dies bedingt deren Implementierung im Versuchsfahrzeug. Zudem untersucht dieser Abschnitt potentielle Verbesserungen der ABS-unabhängigen MiniMax-*FI*-Dämpferregelung durch Vereinfachungen bei idealerweise mindestens gleicher Effektivität. Unabhängig vom Ergebnis einer schlupfabhängigen Dämpferregelung, die im Fokus der Betrachtungen steht, ist die ABS-unabhängige-Dämpferregelung für Anwendungen interessant, bei denen kein Informationsaustausch mit dem ABS möglich oder erwünscht ist. Je einfacher das Bremswegverkürzungspotential ausgeschöpft wird, desto geringer der Applikationsaufwand und die Systemkomplexität.

Die Umsetzung der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung erfolgt analog zu Niemz²¹⁷. Die dynamische Radlast $F_{z,dyn}$ wird nach dem erweiterten Aachener Verfahren (Kapitel 2.1.4, Gleichung (2.15)) anhand der vertikalen Aufbau- und Radträgerbeschleunigungen berechnet. Die Genauigkeit des Verfahrens ist in Abschnitt 4.2.3, Abbildung 4.3 und Abbildung 4.4, diskutiert worden. Die für die MiniMax-Umschaltlogik benötigte Information der Radlaststeigerung oder -reduktion leiten sich bei dem MiniMax-*FI*-Ansatz aus dem mit der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x gewichteten Radlastintegral FI ab:

²¹⁷ vgl. “Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.123ff” oder Abbildung 1.4, S.17

$$\Delta\lambda_{Fz} = -\frac{r_{dyn}^2 \cdot \mu}{\Theta_R v_x} \int \underbrace{F_{z,dyn}(t)}_{FI} dt \quad \text{mit } \mu = \text{konst.} \quad (6.1)$$

Bei Überschreitung eines empirisch ermittelten Schlupfswellenwerts $\Delta\lambda_{Fz} > \Delta\lambda_{Fz,schwelle}$ erfolgt durch die MiniMax-Umschaltlogik eine Dämpferumschaltung in Richtung Radlaststeigern, bei $\Delta\lambda_{Fz} \leq \Delta\lambda_{Fz,schwelle}$ in Richtung Radlastreduzieren. Mit dem Ziel eine möglichst hohe Bremswegverkürzung mit diesem Ansatz zu erreichen sind Bremsversuche aus $v_{x,0} = 100$ km/h auf der trockenen Versuchsstrecke mit drei unterschiedlichen Schlupfswellenwerte durchgeführt worden: $\lambda_{Fz,schwelle} \in \{2\%, 10\%, 20\%\}$. Diese Grenzwerte, aus denen sich mit $r_{dyn} = 0,358$ m, $\Theta_R = 2$ kgm², $\mu = 1,2$ und der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x Grenzwerte für das Radlastintegral $FI_{schwelle}$ ergeben, resultieren aus Open-Loop Simulationen basierend auf vorhandenen Messdaten. Die Bremswegverteilungen von Fahrversuchen zeigen mit geringerem Schwellenwert $\Delta\lambda_{Fz,schwelle}$ einen Trend hin zu kürzeren Bremswegen, statistisch signifikante Unterschiede sind allerdings mit jeweils $N=18$ Wiederholungen nicht nachweisbar. Die nachfolgend diskutierten Fahrversuche mit MiniMax-FI-Dämpferregelung sind mit $\Delta\lambda_{Fz,schwelle} = 2\%$ (bei Niemz 3%) durchgeführt worden. Ein Wechsel auf Radlaststeigern wird von der MiniMax-Umschaltlogik dann umgesetzt, wenn das Radlastintegral einen geschwindigkeitsabhängigen Schwellenwert $FI_{schwelle}$ überschreitet $FI > a \cdot v_x$ (mit $a \approx 0,26$ kg und $(a \cdot v_x) = FI_{schwelle}$), für $FI \leq a \cdot v_x$ wird die Strategie Radlastreduktion gewählt. Die Parametrierung ist für Vorder- und Hinterachse identisch.

6.1.1 Funktionsnachweis des MiniMax-FI-Ansatz und Einflussnahme der Vorder- und Hinterachse

Zielsetzung

Ziel dieses Abschnitts ist der zur Prüfung von Hypothese H 6.1 notwendige experimentelle Nachweis, dass die Applikation der MiniMax-FI-Dämpferregelung gegenüber der Seriendämpfung des Versuchsfahrzeugs zu einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung führt. Außerdem wird die zu Beginn von Kapitel 6 aufgestellte Annahme geprüft, dass mit MiniMax-FI destabilisierende Radlastreduktionen in Überschleppphasen, oder nach aktuellem Kenntnisstand unnötige Radlasterhöhungen in Unterschleppphasen, prinzipiell auftreten. Eine Koordination der Dämpferregelung mit der Schlupfregelung verspricht möglicherweise eine weitere Bremswegverkürzung durch bedarfsgerechte MiniMax-Umschaltung (siehe Hypothese H 6.1).

Zudem ist bislang nicht bekannt, mit welchen Anteilen die Vorder- und Hinterachse an einer potentiellen Bremswegverkürzung beteiligt sind. Zweites Ziel dieses Abschnitts ist die Beantwortung der Frage, ob die unterbremsste MiniMax-geregelte Hinterachse unter repräsentativen Bedingungen einen relevanten Anteil an der Bremswegverkürzung liefern kann. Grundsätzlich werden durch den geringeren Abstand der Hinterachse zum

Nickzentrum geringere Dämpfergeschwindigkeitsamplituden als an der Vorderachse erwartet, was die Effektivität der MiniMax-Dämpferregelung aufgrund voraussichtlich geringerer Dämpferkraftunterschiede beim Dämpferkennlinienwechsel reduzieren würde. Zur Überprüfung der Frage, ob die Hinterachse für die MiniMax-geregelte Bremswegverkürzung relevant sein kann, wird die nachfolgende existentielle Hypothese H 6.2 formuliert:

H 6.2. *Der Beitrag der Hinterachse eines Serienfahrzeugs an einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung auf trockener autobahnähnlicher Fahrbahn ist relevant, wenn Vorder- und Hinterachse mit MiniMax geregelt werden.*

Die Bremswegverkürzung ist auf Bremswege mit Seriendämpfung bezogen. Die Relevanz zeigt sich eindeutig in einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung gegenüber der Seriendämpfung, wenn nur die Hinterachse mit MiniMax geregelt wird, oder wenn bei ausschließlicher Regelung der Vorderachse kein statistisch signifikanter Bremswegunterschied gegenüber der Serie mehr nachweisbar ist.

Eine Verifikation der Hypothese H 6.2 weist nach, dass eine MiniMax-geregelte Hinterachse eines Serienfahrzeugs grundsätzlich zu einer Bremswegverkürzung beitragen kann, aber nicht immer zwingend muss. Eine Verifikation der Hypothese H 6.2 wäre gleichzeitig auch eine Falsifikation der universellen Alternativhypothese, dass die MiniMax-geregelte Hinterachse unter repräsentativen Bedingungen niemals zur Bremswegverkürzung beiträgt. Bei einer Verifikation der Hypothese wird nicht behauptet, dass die Hinterachse immer einen relevanten Anteil an einer Bremswegverkürzung hat oder, falls die Hypothese nicht verifiziert wird, dass die Hinterachse nie zur Bremswegverkürzung beiträgt. Ob die MiniMax-geregelte Hinterachse immer zu einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung beiträgt wäre in weiteren Versuchen mit Parametervariationen zu überprüfen. Dies ist allerdings nicht Teil dieser Arbeit. Wird die Hypothese H 6.2 verifiziert, also mindestens einmalig statistisch bestätigt, so ist nachgewiesen, dass die Hinterachse eines Serienfahrzeugs mit üblichem Dämpferkennfeld und Dämpferübersetzungsverhältnis sowie üblicher Lage des Nickzentrums nicht grundsätzlich bei der Auslegung der Dämpferregelstrategie vernachlässigt werden kann. Die Relevanz der Hinterachse für den Bremsweg ist fahrzeugspezifisch zu überprüfen.

Funktionsnachweis der MiniMax-FI-Dämpferregelung

Der Funktionsnachweis der für das Versuchsfahrzeug applizierten MiniMax-FI-Dämpferregelung und die Prüfung der Hypothese zur Relevanz der Hinterachse erfolgt anhand durchgeführter Serien-ABS-geregelter Bremsversuchen aus $v_{x,0}=100$ km/h auf trockener Fahrbahn. Die Erläuterungen zum Versuchsdesign finden sich in Kapitel 2.2. Als Referenz dient die Seriendämpfung des Versuchsfahrzeugs. Zur Überprüfung der Relevanz von Vorder- und Hinterachse bei der MiniMax-FI-Dämpferregelung auf den Bremsweg, ist neben der MiniMax-FI-Regelung aller Räder auch nur die Vorder- und

nur die Hinterachse geregelt worden. Bei der jeweils anderen Fahrzeugachse war die Seriendämpfung des Versuchsfahrzeugs aktiv.

Abbildung 6.1 zeigt die Bremswegverteilungen der durchgeführten Bremsversuche. Die Nullhypothese normalverteilter Bremswege wird mit Chi-Quadrat Anpassungstests auf einem Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$ für alle Bremswegverteilungen nicht falsifiziert. Unter Annahme normalverteilter Bremswege werden zur Prüfung auf Mittelwertsunterschiede daher t-Tests verwendet.

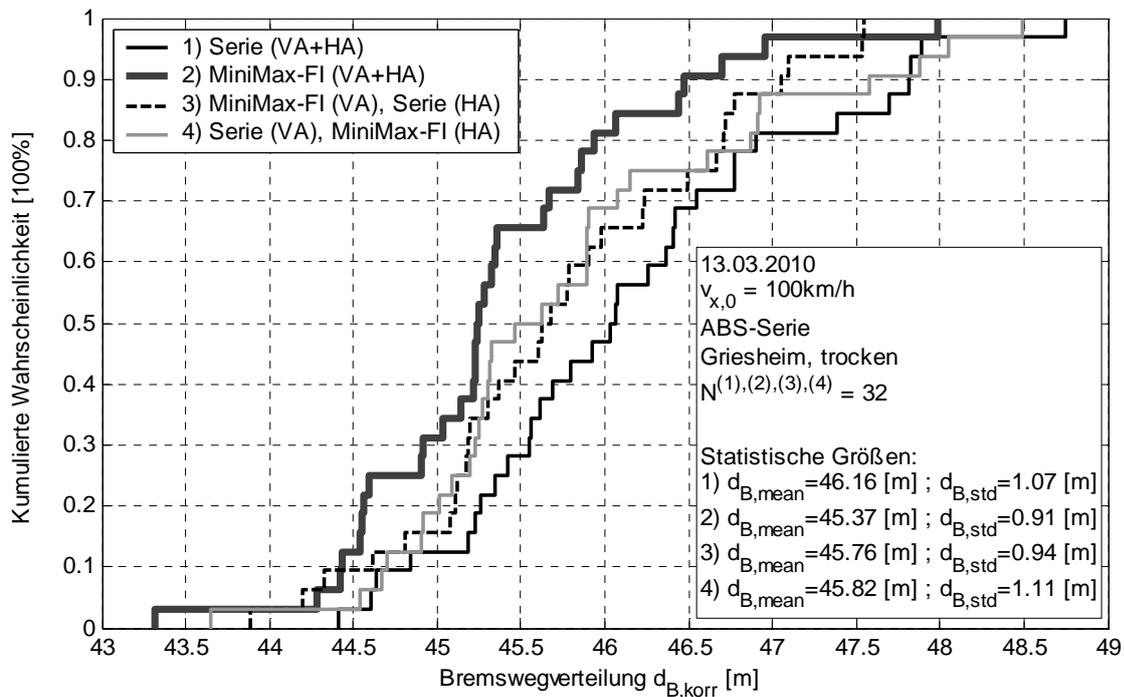


Abbildung 6.1: Bremswegverteilung der MiniMax-FI-Dämpferregelung aktiv an verschiedenen Fahrzeugachsen im Vergleich zur Seriendämpfung

Abbildung 6.1 zeigt, dass mit MiniMax-FI Dämpferregelung aller Räder eine durchschnittliche Bremswegverkürzung von $\Delta d_{B,mean,(1),(2)} \approx 0,8$ m (1,7%) gegenüber der Seriendämpfung erzielt wird. Die Bremswegverkürzung ist mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p < 0,1\%$ statistisch höchstsignifikant (einseitiger t-Test). Auf einem Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$ beträgt die durchschnittliche Bremswegverkürzung mindestens 53 cm. Die mit der MiniMax-FI-Dämpferregelung beobachtete Reduktion der Streuung gegenüber der Seriendämpfung um ca. 15% wird statistisch nicht nachgewiesen²¹⁸. Zusammenfassend zeigt der Vergleich der MiniMax-FI-Dämpferregelung mit der Seriendämpfung, dass die applizierte MiniMax-FI-Dämpferregelung auch in dem Versuchsfahrzeug BMW X5 (E70) zu einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung führt. Damit ist ein Ziel dieses Abschnitts erfüllt. Gegenüber den bisherigen Erkenntnissen zur Robustheit des MiniMax-FI-Ansatzes mit einem Opel Astra H (Kompaktklasse)

²¹⁸ F-Test (Fisher-Test), Irrtumswahrscheinlichkeit $p \approx 35\%$

ergänzen diese Ergebnisse die Robustheitsbetrachtung²¹⁹ um einen anderen Fahrzeugtyp (SUV) und ein anderes ABS-Konzept. Während der Opel Astra H einen Beschleunigungsregler als ABS nutzt, so kommt im BMW X5 (E70) ein PID-Schlupfregler zum Einsatz.

Relevanz der Hinterachse bei MiniMax-Dämpferregelungen

Als zweites Ziel des Abschnitts ist die Frage nach der Relevanz der MiniMax-FI-geregelten Hinterachse an der Bremswegverkürzung zu beantworten. Abbildung 6.1 zeigt, dass sich bei den durchgeführten Bremsversuchen eine deutlich geringere mittlere Bremswegverkürzung gegenüber der Seriendämpfung einstellt, wenn nur die Vorder- oder Hinterachse geregelt wird. Der Anteil der Vorder- und Hinterachse an der Gesamtbremswegverkürzung ist im arithmetischen Mittel ungefähr gleich groß: In beiden Fällen reduziert sich die auf die Seriendämpfung bezogene Bremswegverkürzung gegenüber einer Regelung aller vier Räder um näherungsweise die Hälfte auf ca. $\Delta d_{B,mean,(1),(3)} \approx 0,40$ m (nur Vorderachse) bzw. $\Delta d_{B,mean,(1),(4)} \approx 0,34$ m (nur Hinterachse).

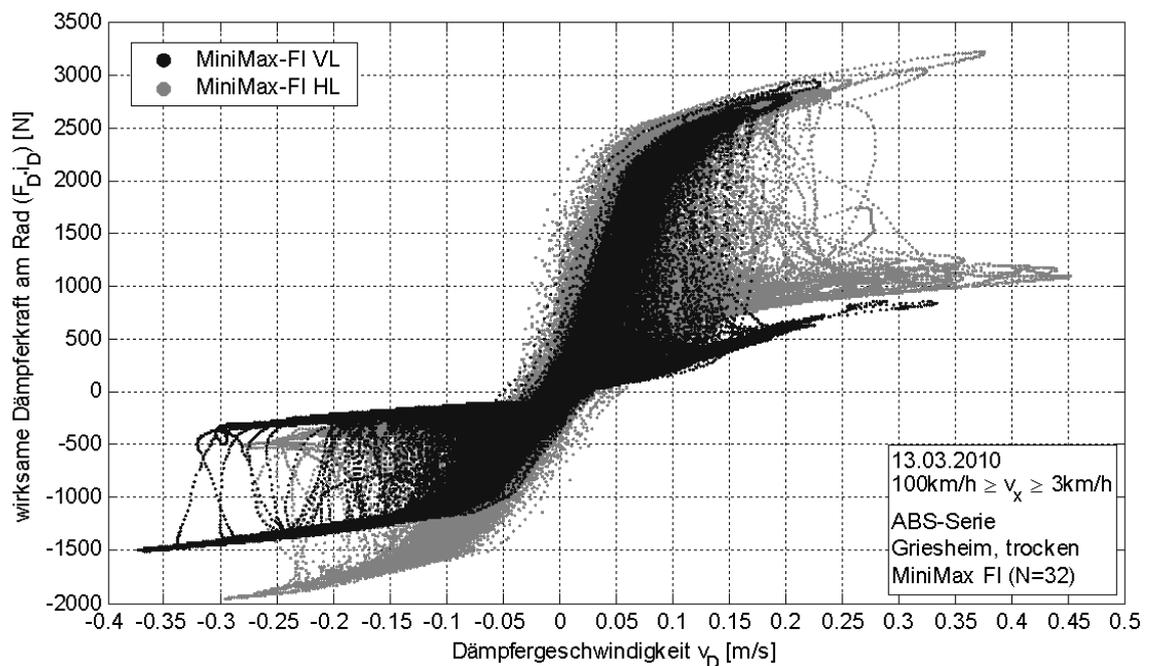


Abbildung 6.2: Dämpfergeschwindigkeiten und an den Rädern wirkende aus einem Dämpfermodell geschätzte Dämpferkräfte aller Bremsversuche mit MiniMax-FI für das linke Vorder- und Hinterrad

Abbildung 6.2 zeigt einen Vergleich der am linken Vorder- und Hinterrad wirkenden Dämpferkräfte und –geschwindigkeiten über den Bereich der Bremswegermittlung. Die Vermutung, dass an der Hinterachse aufgrund des geringeren Abstands zum Nickzentrum auch geringere Dämpfergeschwindigkeitsamplituden und folglich Dämpferkräfte auftreten, wird nicht bestätigt. Dies deutet auf relevante Hubbewegungen des Aufbaus,

²¹⁹ Reul et al. (2007): Bremswegverkürzung durch eine ABS-unabhängige Verstelldämpferregelung

die aus den Radbremskräften und den Bremsstützwinkeln folgen. Die am Rad wirkenden Dämpferkräfte folgen aus einem Dämpfermodell mit der Dämpfergeschwindigkeit v_D , dem Dämpferstrom I_D und dem Dämpferübersetzungsverhältnis i_D . Die Dämpferkraftunterschiede zwischen harter und weicher Dämpferkennlinie sind zwischen Vorder- und Hinterachse vergleichbar, insbesondere im Bereich der am häufigsten auftretenden Dämpfergeschwindigkeiten $|v_D| \leq 0,1$ m/s (siehe Abbildung 6.2). Das Dämpferübersetzungsverhältnis²²⁰ der Hinterachse ist mit $i_{D,h}=0,777$ ca. 10% größer als das der Vorderachse mit $i_{D,v}=0,701$. Bei annähernd gleichen Dämpferkraftunterschieden zwischen harter und weicher Dämpfung folgt bei einem MiniMax-Radlastwunschwechsel auch annähernd das gleiche absolute Radlaständerungspotential. Die Beeinflussbarkeit der Dralländerung des Rades, der Bremskraft und folglich des Bremswegs ist damit bei vergleichbarer Reibwertausnutzung μ ebenfalls vergleichbar. Dieses Erklärungsmodell wird durch die annähernd gleichen Bremswegverteilungen mit MiniMax-FI geregelter Vorder- oder Hinterachse in Abbildung 6.1 gestützt.

Eine statistisch signifikante ($\alpha=5\%$) mittlere Bremswegverkürzung der MiniMax-FI-geregelten Hinterachse gegenüber der Seriendämpfung ist mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p \approx 0,8\%$ nachweisbar. Die mittlere statistische Bremswegverkürzung beträgt auf einem Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$ mindestens 11 cm gegenüber der Bremswegverteilung mit Seriendämpfung. Wird nur die Vorderachse mit MiniMax-FI geregelt und die Hinterachse somit vernachlässigt, so ist mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p \approx 1,7\%$ ebenfalls eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung nachweisbar, die auf einem Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$ mindestens 10 cm beträgt. Die separate MiniMax-FI-Dämpferregelung der Vorder- oder Hinterachse führt im Vergleich zu einer gleichzeitigen Regelung beider Achsen zu jeweils einer statistisch signifikanten Reduktion der mittleren Bremswegverkürzung um durchschnittlich jeweils ca. die Hälfte, wie Abbildung 6.1 zeigt. Konform zu Hypothese H 6.2 bestätigen die durchgeführten Versuche für eine MiniMax-FI-Dämpferregelung unter repräsentativen Bedingungen damit, dass eine MiniMax-Regelung der Hinterachse grundsätzlich einen relevanten Anteil zur erzielbaren Bremswegverkürzung liefern kann. Die Bremswegverteilungen in Abbildung 6.1 lassen vermuten, dass die mittlere Bremswegverkürzung der MiniMax-FI-Dämpferregelung mit gleichzeitig geregelter Vorder- und Hinterachse aus der Summe der Bremswegverkürzungen der separat geregelten Achsen folgt. Ein zweiseitiger t-Test bewährt diese in Gleichung (6.2)²²¹ formulierte Nullhypothese.

$$\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_{B,Serie}(i) + d_{B,MiniMax-FI(VA+HA)}(i)) \stackrel{!}{=} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_{B,MiniMax-FI(VA)}(i) + d_{B,MiniMax-FI(HA)}(i)) \quad (6.2)$$

Die mit gleichzeitig MiniMax-FI-geregelte Vorder- und Hinterachse (MiniMax-FI (VA+HA)) erzielte mittlere Bremswegverkürzung entspricht mit einer Wahrscheinlich-

²²⁰ vgl. Anhang 9.1, Tabelle 9.2, S.207

²²¹ gleichbedeutend mit: $(d_{B,MiniMax-FI(VA+HA)} - d_{B,Serie}) = (d_{B,MiniMax-FI(VA)} - d_{B,Serie}) + (d_{B,MiniMax-FI(HA)} - d_{B,Serie})$

keit von $p \approx 90\%$ der Summe der Bremswegverkürzungen separat geregelter Achsen. Weiterhin bewährt sich die Hypothese, dass bei separat mit MiniMax-FI geregelter Vorder- bzw. Hinterachse jeweils die Hälfte des Bremswegverkürzungspotentials der MiniMax-FI-Regelung aller Achsen erreicht wird:

$$\begin{aligned} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_{B,MiniMax-FI(VA)}(i)) & \stackrel{!}{=} \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_{B,Serie}(i) + d_{B,MiniMax-FI(VA+HA)}(i)) \\ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_{B,MiniMax-FI(HA)}(i)) & \stackrel{!}{=} \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (d_{B,Serie}(i) + d_{B,MiniMax-FI(VA+HA)}(i)) \end{aligned} \quad (6.3)$$

Mit einer Wahrscheinlichkeit von $p \approx 98\%$ entspricht die mittlere Bremswegverkürzung der MiniMax-FI-geregelten Vorderachse der Hälfte der Bremswegverkürzung mit gleichzeitig geregelter Vorder- und Hinterachse. Für die Hinterachse wird analog hierzu eine Wahrscheinlichkeit von $p \approx 81\%$ ermittelt.

Aus der nachgewiesenen Relevanz beider Achsen (Vorder- und Hinterachse) an der Bremswegverkürzung folgt: Auch bei Dämpferregelkonzepten, die semiaktive Dämpfer nur für die Vorder- oder Hinterachse vorsehen, ist erschließbares Bremswegverkürzungspotential mit MiniMax-FI begründet zu vermuten. Ein möglicher Anwendungsfall könnten Low-Cost Dämpferregelsysteme mit nur einer geregelten Achse sein.

Bremsschlupf bei MiniMax-FI Radlastwunschwchsel

Ziel der MiniMax-FI-Dämpferregelung ist die Erhöhung der mittleren Reibwertausnutzung durch reduzierte Schlupfchwankungen. Es existieren bislang keine detaillierten Analysen, wann MiniMax-Radlastwunschwchsel initiiert werden sollten, um in Verbindung mit der ABS-Regelung möglichst große mittlere Bremskräfte in Über- und Unterschlupfphasen zu erreichen. Dies ist Inhalt des noch folgenden Kapitels 6.2. Nach aktuellem Wissensstand²²² wird zu Beginn einer Überschlupfphase eine Steigerung der Radlast angestrebt, die eine weitere Schlupfzunahme und Reibwertabsenkung mindern soll. Damit ein Radlastwunschwchsel auf MiniMax-Radlaststeigern unter Ausnutzung eines hohen Radlaständerungspotentials möglich ist, ist eine vorherige MiniMax-Radlastreduktion notwendig. Es erscheint zielführend, dass Radlastreduktionen im stabilen Bereich der μ - λ_B -Kurve stattfinden, da hier das Kraftschlusspotential noch nicht ausgeschöpft ist.

Der Radlastwunsch der MiniMax-FI-Dämpferregelung basiert nur auf dem Radlastintegral, eine Information des aktuellen Bremsschlupfs ist nicht vorhanden. Daraus folgen Abweichungen des MiniMax-FI Radlastwunschs zu den als derzeit zielführend erachteten schlupfabhängigen Radlastwunschbedingungen. Abbildung 6.3 stellt für einen exemplarischen Bremsvorgang fahrdynamische Größen des linken mit MiniMax-FI geregelten Vorderrads und den MiniMax-FI Radlastwunsch $F_{z,wunsch}$ dar.

²²² Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S.130u

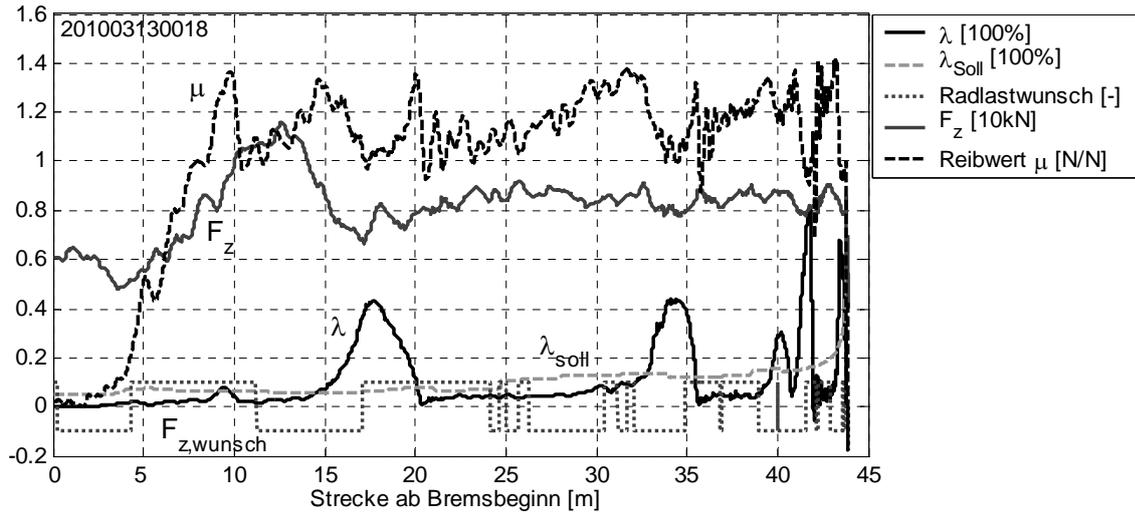


Abbildung 6.3: Größen des linken Vorderrads eines repräsentativen Bremsversuchs mit MiniMax-FI-Dämpferregelung

Eine MiniMax-Radlaststeigerung ($F_{z,wunsch} > 0$) vor der offensichtlich durch das Zurücknicken des Aufbaus und der daraus folgenden Radlastreduktion initiierte ersten größeren Überschlupfphase $15 \text{ m} \leq s_x \leq 20 \text{ m}$ bleibt aus und findet erst in der Nähe des Schlupfmaximums statt. Eine Reduktion der maximalen Schlupfwerte und der maximalen Reibwertabsenkung ist mit dem späten Wechsel auf Radlaststeigern nicht mehr zu erwarten. Dafür wird die Radlaststeigerung noch nach der Überschlupfphase über einen weiten Bereich der Unterschlupfphase aufrecht erhalten. Ein frühzeitiger Wechsel auf Radlastreduzieren im Unterschlupf verspricht eine größere Ausnutzbarkeit des Selbstpumpereffekts und ein größeres Radlaststeigerungspotential für nachfolgende Radlastwunschwechsel. Eine weitere vergleichbare Situation folgt im Bereich $30 \text{ m} \leq s_x \leq 36 \text{ m}$.

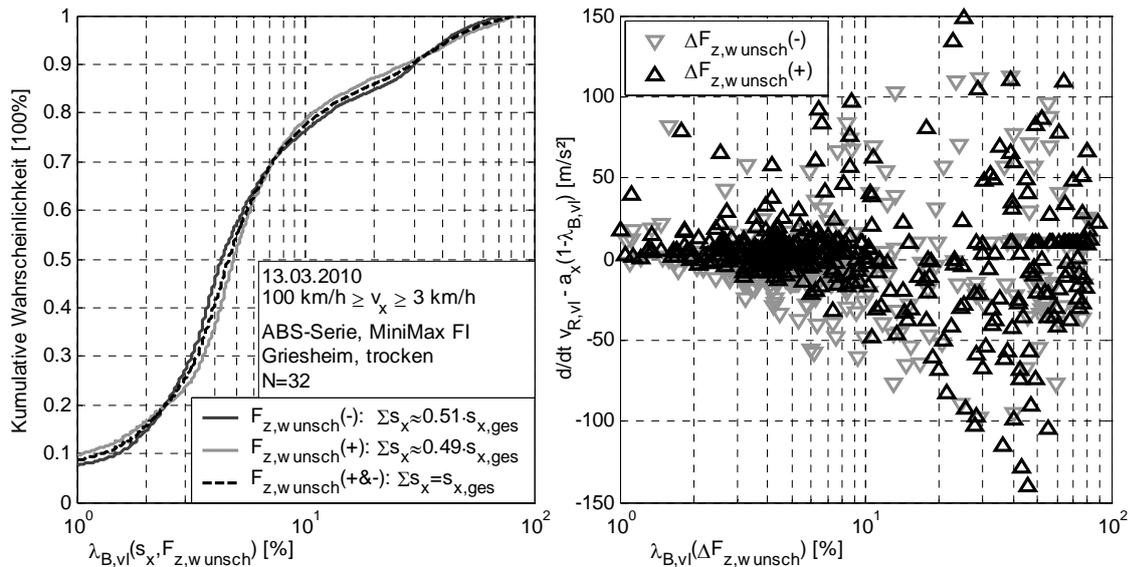


Abbildung 6.4: Streckenbezogene Schlupfwerte des linken Vorderrads für MiniMax-FI Radlastwunschbereiche „Reduzieren“ und „Steigern“ (links) und Radumfangsbeschleunigungen und Bremschlupf zum Zeitpunkt der Radlastwunschwechsel (rechts)

Abbildung 6.4 (rechts) zeigt die um die Längsverzögerung a_x korrigierte²²³ vordere linke Radumfangsbeschleunigung über dem Bremsschlupf λ_B bei Radlastwunschwechseln ($\Delta F_{z,wunsch}$). Eine negative Beschleunigung zeigt die Verzögerung des Rades relativ zum Fahrzeug woraus eine Schlupfzunahme resultiert. Radlastreduktionen zu Beginn von Überschlupfphasen ($\lambda(\mu_{max}) \approx 8,5\%$), wie sie nach Abbildung 6.4 (rechts) mit MiniMax-FI auftreten, verstärken die Radumfangsverzögerung und sind eindeutig als kontraproduktiv zur Erhöhung der Reibwertausnutzung zu bewerten. Das Diagramm verdeutlicht die stochastischen Radlastwunschwechsel. Existieren definierbare Umschaltbedingungen, die für eine möglichst große mittlere Kraftschlussausnutzung anzustreben sind, so wird aufgrund der derzeit großen Streuung der Radlastwunschwechsel noch Optimierungspotential der MiniMax-Dämpferregelung erwartet. Abbildung 6.4 (links) zeigt, dass die streckenbezogenen Schlupfbereiche mit MiniMax-Radlaststeigern und -reduzieren näherungsweise identisch sind. Die beiden MiniMax-Radlaststrategien sind durchschnittlich über jeweils ca. die Hälfte des Bremswegs und bei vergleichbaren hohen und niedrigen Schlupfwerten aktiv. Ein durch das Radlastintegral FI implizit an den Schlupfverlauf bedarfsgerecht angepasster Radlastwunsch ist aufgrund fehlender Schwerpunkte der Schlupfverteilungen für „Radlaststeigern“ und „Radlastreduzieren“ nicht zu erkennen. Unter Beachtung der ABS-Regelung sind Bedingungen für MiniMax-Radlastwunschwechsel, die eine möglichst hohe mittlere Reibwert- oder Bremskraftausnutzung über Unter- und Überschlupfphase erreichen, bislang noch nicht bekannt. Die vorliegenden Ergebnisse zum Radlastwunsch der MiniMax-FI-Dämpferregelung lassen allerdings noch Optimierungspotential erwarten und motivieren die Hypothese H 6.1. Eine Analyse von MiniMax-Radlastwunschwechselbedingungen unter besonderer Berücksichtigung der ABS-Regelung schließt sich in Abschnitt 6.2 an.

6.1.2 Vereinfachte MiniMax-FI-Radlastwunschberechnung

Zielsetzung

Es stellt sich die Frage, ob die mit der MiniMax-FI erzielte Bremswegverkürzung des vorherigen Abschnitts auch durch eine vereinfachte Radlastwunschberechnung erreichbar ist. Ziel ist es, den Parametrier- und Abstimmungsaufwand zur Schätzung der dynamischen Radlast $F_{z,dyn}$, auf deren Basis das Radlastintegral FI durch Integration ermittelt wird, zu reduzieren. Idealerweise werden beim vereinfachten Ansatz Regelgrößen verwendet, die auch bei einem serienmäßigen Skyhook-Algorithmus (Komfortregler) Anwendung finden: Dies sind die Dämpfergeschwindigkeit v_D und die vertikale Aufbaugeschwindigkeit v_A jeder Fahrzeugecke. Damit entfielen eine zusätzliche Signalaufbereitung.

²²³Vernachlässigte Relativbewegung zwischen Fahrzeugaufbau und Radaufhängung

Vereinfachung der Radlastwunschberechnung

Bei der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung folgt ein Wechsel des Radlastwunschs von „Radlastreduktion“ auf „Radlasterhöhen“, wenn ein positiv definierter Schlupfschwellenwert $\lambda_{Fz,schwelle}$ durch das Ansteigen der radlastinduzierten Schlupfänderung $\Delta\lambda_{Fz}$ überschritten wird (vgl. Gleichung (6.1) und Kapitel 1.2.4).

$$\Delta\lambda_{Fz} = -\frac{r_{dyn}^2 \cdot \mu}{\Theta_R v_x} \underbrace{\int F_{z,dyn}(t) dt}_{FI} > \Delta\lambda_{Fz,schwelle}^{Fz(+)} \quad \text{mit } \mu = \text{konst.} \quad (6.4)$$

Das den Radlastwunsch primär bestimmende Radlastintegral *FI* folgt aus der dynamischen Radlastschätzung anhand vertikaler Aufbau- und Radträgerbeschleunigungen nach Gleichung (2.15) (Kapitel 2.1.4, S. 37), hier exemplarisch für ein Vorderrad:

$$FI_v = \int F_{z,dyn,v} dt = \underbrace{\int m_{R,v} \cdot a_{R,v} dt}_{\rightarrow 0} + \int m_{A,v} \cdot a_{A,v} dt + \underbrace{\int m_K \cdot a_{A,h} dt}_{\rightarrow 0} \quad (6.5)$$

Die Koppelmasse m_K beträgt nur ca. 2% der Aufbaumasse m_A (Tabelle 2.1) und wird daher wegen $m_K \ll m_A$ vernachlässigt. Die reifengefederte Masse m_R beträgt an der Vorderachse nur ca. 15% der Aufbaumasse m_A , an der Hinterachse nur ca. 12%. Aufgrund der zusätzlichen $1/f$ -Charakteristik der Integration in Verbindung mit den primär hochfrequenten Radträgerbeschleunigungen werden diese vernachlässigt²²⁴, so dass sich das Radlastintegral *FI* an einer Fahrzeugachse $i \in \{v, h\}$ vereinfacht:

$$FI_i \approx m_{A,i} \cdot \int a_{A,i} dt = m_{A,i} \cdot v_{A,i} \quad (6.6)$$

Das vereinfachte Radlastintegral *FI* ist demnach durch die anteilige Aufbaumasse m_A und die vertikale Aufbaugeschwindigkeit v_A definiert. Durch Umstellung von Gleichung (6.4) und Substitution des Radlastintegrals durch die Vereinfachung aus Gleichung (6.6) folgt als Bedingung für eine MiniMax-Radlasterhöhung:

$$v_{A,i} < v_{A,schwelle,i} = -\frac{\Delta\lambda_{Fz,schwelle,i}^{Fz(+)}}{m_{A,i}} \cdot \frac{\Theta_R}{r_{dyn}^2 \cdot \mu} \cdot v_x \quad \text{mit } \mu = \text{konst.} \quad (6.7)$$

Unterschreitet die vertikale Aufbaugeschwindigkeit v_A eine durch die Fahrzeuggeschwindigkeit v_x und die konstanten Faktoren der Gleichung (6.7) definierte Grenzggeschwindigkeit $v_{A,schwelle}$, so erfolgt eine MiniMax-Radlaststeigerung. Die größte Grenzggeschwindigkeit ergibt sich bei der größten für diese Arbeit relevanten Fahrzeuggeschwindigkeit zu $v_{A,schwelle,v}(v_x=100 \text{ km/h}) \approx -0,014 \text{ m/s}$, die im weiteren Verlauf der Bremsung gegen Null konvergiert $v_{A,schwelle} \rightarrow 0$. Tabelle 6.1 stellt die vereinfachte MiniMax-*FI*-Dämpferregelung mit den Bedingungen für harte und weiche Dämpfung dar.

²²⁴ Das Verhältnis der Radlastintegrale aus den Amplituden von Radträger- und Aufbauvertikalbeschleunigung wird für die Vorderachse mit $FI(a_R)/FI_{ges} \approx 13\%$ konservativ zu Gunsten hoher $FI(a_R)/FI(a_A)$ abgeschätzt (vgl. Anhang 9.6.1, S.214).

Tabelle 6.1: MiniMax-Umschaltmatrix für vereinfachte MiniMax-FI-Dämpferregelung

Radlast-wunsch		Dämpfer-stufe	Druck ($v_D < 0$)	Zug ($v_D > 0$)
Radlast verringern	$v_A > v_{A,schwelle}$		hart → weich	weich → hart
Radlast erhöhen	$v_A < v_{A,schwelle}$		weich → hart	hart → weich

Wird nun vereinfachend weiter angenommen, dass die Aufbau-Grenzgeschwindigkeit unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit konstant Null wäre ($v_{A,schwelle}=0$), was durch die Wahl des MiniMax-FI Schlupfswellenwerts $\Delta\lambda_{Fz,schwelle,i}^{Fz(+)} = 0$ aus Gleichung (6.7) möglich wäre, so folgen die Dämpfereinstellungen jeder Fahrzeugecke i zu.

$$\begin{aligned} \text{hart: } & v_{A,i} \cdot v_{D,i} > 0 \\ \text{weich: } & v_{A,i} \cdot v_{D,i} < 0 \end{aligned} \tag{6.8}$$

Die Dämpfereinstellung nach Gleichung (6.8) ist äquivalent zu einem wertdiskreten Skyhook-Algorithmus, der nicht kontinuierlich sondern binär zwischen zwei diskreten Dämpferkennlinien umschaltet, um die Aufbaubewegungen zu minimieren: Bewegt sich der Fahrzeugaufbau infolge bspw. einer Federvorspannung gegenüber der quasistatischen Gleichgewichtslage nach oben ($v_A > 0$) und ist der Dämpfer in der Zugstufe ($v_D > 0$), so wird zur Verzögerung der Aufbaubewegung unabhängig von der Höhe der Aufbaugeschwindigkeit eine harte Dämpferkennlinie gewählt. Ist der Dämpfer hingegen in der Druckstufe ($v_D < 0$), also die vertikale Radgeschwindigkeit in der gleichen Richtung und schneller als die Aufbaugeschwindigkeit, so wird entsprechend dem Skyhook-Algorithmus eine weiche Dämpfereinstellung gewählt, um die Aufbaubewegung nicht weiter zu beschleunigen. Genau diese grundlegenden Skyhook-Umschaltbedingungen zeigt auch Tabelle 6.1. Vorausgesetzt die in Gleichung (6.5) getroffenen Vereinfachungen sind gültig, was in Fahrversuchen zu beweisen wäre, ist die MiniMax-FI-Dämpferregelung damit einem einfachen (binären) Skyhook-Algorithmus mit größtmöglicher Dämpfung gegen das Inertialkoordinatensystem („harter Skyhook-Regler“) gleichzusetzen. Diese Erkenntnis verspricht eine erhebliche Vereinfachung, da die Signalverarbeitung zur Ermittlung der Aufbau und Dämpfergeschwindigkeit und die Dämpferstromberechnung auf Basis der bereits serienmäßig bei semiaktiven Dämpfungssystemen vorhandenen Signalaufbereitung und ggf. Skyhook-Algorithmen erfolgen könnte. Eine dynamische Radlastschätzung und deren Integration zum Radlastintegral entfielen, sofern sich die getroffenen Vereinfachungen im Fahrversuch als zulässig erweisen. Zudem könnten bestehende Skyhook-Regelalgorithmen bei ABS-geregelten Bremsungen verwendet werden, um eine MiniMax-FI-Dämpferregelung zu realisieren. Weiterhin finden bei $v_{A,schwelle} \rightarrow 0$ voraussichtlich Dämpferkennlinienwechsel durchschnittlich bei $v_D \approx 0$ m/s statt. Gemäß den Erkenntnissen aus Kapitel 5 sind mit dieser Umschaltbedingung die größten Radlastintegraländerungen bzw. Dämpferge-

schwindigkeitsänderungen zu erzielen. Eine Überprüfung, ob die getroffenen Vereinfachungen legitim sind, erfolgt anhand der folgenden universellen Hypothese, die im nachfolgenden Abschnitt mit einem Falsifikationsversuch geprüft wird.

H 6.3. Die Vereinfachung der MiniMax-FI-Dämpferregelung zu einem binären Skyhook-Ansatz führt bei gleicher Parametrierung nie zu einer statistisch signifikanten Bremswegänderung gegenüber der MiniMax-FI-Dämpferregelung.

Ergebnisse

Die Überprüfung der Hypothese H 6.3 erfolgt in ABS-geregelten Bremsversuchen auf einer trockenen Fahrbahn mit einem für eine deutsche Autobahn repräsentativen Anregungsprofil aus $v_{x,0}=100$ km/h. Die vereinfachte, einer Skyhook-Logik gleichende MiniMax-FI-Dämpferregelung unterscheidet sich zur ursprünglichen MiniMax-FI ausschließlich durch die Vernachlässigung der Koppelmasse $m_K=0$ und der Radträgerbeschleunigungssignale $a_R=0$. Die aus dem Schlupfschwellenwert folgende, geschwindigkeitsabhängige Radlastintegralschwelle zur Bestimmung des MiniMax-Radlastwunschs ist in beiden Fällen identisch. Die größte Wertigkeit der Hypothese folgt aus einem möglichst harten Falsifikationsversuch. Eine stochastisch möglichst unebene Fahrbahn stellt diesen dar, da hier die vernachlässigten Radträgerbeschleunigungen stärker angeregt werden. Der Falsifikationsversuch ist dennoch für ein repräsentatives Anregungsprofil einer deutschen Autobahn durchgeführt worden, da eine solche Fahrbahn für die Versuche nicht zur Verfügung stand. Dies wäre für mögliche weitere Arbeiten zu berücksichtigen.

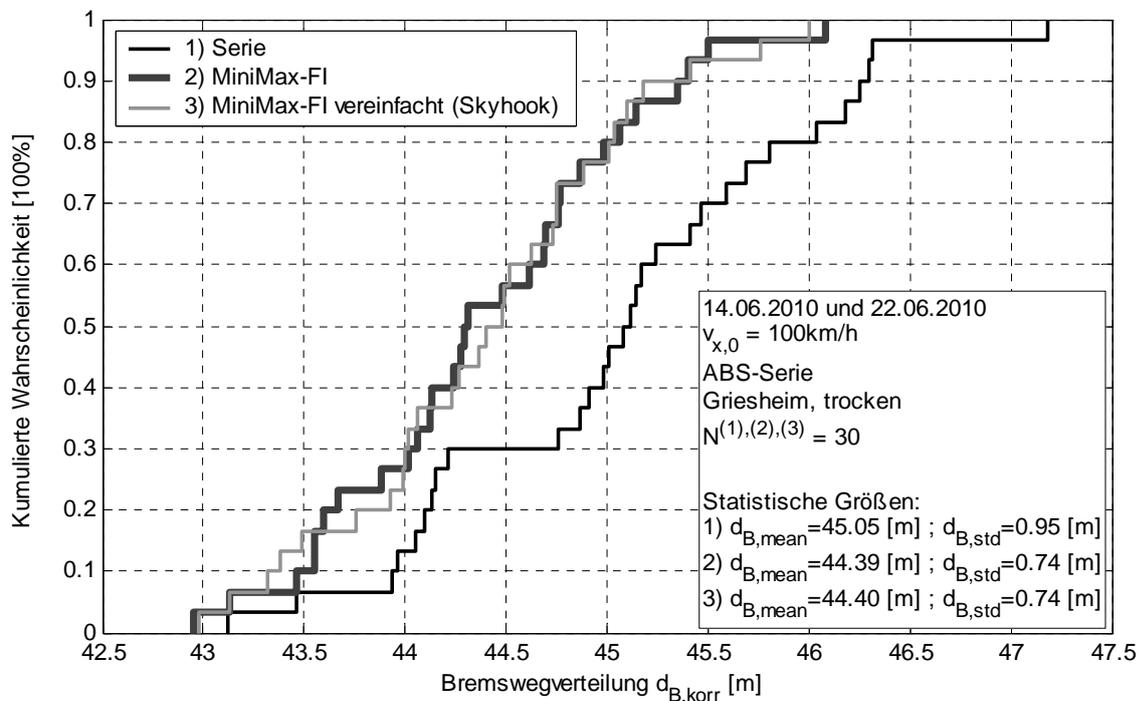


Abbildung 6.5: Vergleich der einem Skyhook-Ansatz entsprechenden vereinfachten MiniMax-FI-Dämpferregelung mit der MiniMax-FI-Dämpferregelung und Seriendämpfung

Abbildung 6.5 stellt die ermittelten Bremswegverteilungen dar. Die Hypothese normalverteilter Bremswege wird mit einem Chi-Quadrat Anpassungstest auf einem Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$ nicht falsifiziert, so dass Normalverteilungen angenommen werden. Wie auch im vorherigen Abschnitt zeigt sich anhand eines t-Tests mit MiniMax-FI eine statistisch hochsignifikante Bremswegverkürzung gegenüber der Serierendämpfung ($p<1\%$) von durchschnittlich $\Delta d_{B,mean,(1),(2)} \approx 0,66$ m (1,5%). Dieses Ergebnis ist auf die vereinfachte MiniMax-FI-Dämpferregelung übertragbar, die einem binären Skyhook-Ansatz entspricht und die gleiche vom Schlupfswellenwert $\Delta \lambda_{Fz,schwelle}$ abhängige Radlastintegralschwelle²²⁵ wie die MiniMax-FI-Dämpferregelung aufweist. Ein zweiseitiger t-Test widerlegt nicht die Nullhypothese gleicher Mittelwerte auf einem Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$. Mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit des Signifikanzniveaus liegt der wahre Mittelwertsunterschied beider MiniMax-FI Varianten in einem näherungsweise symmetrischen Konfidenzintervall von -0,24 m bis +0,22 m. Die universelle Hypothese H 6.3 wird mit Bremsversuchen auf einer repräsentativen Fahrbahn bewährt sich unter diesen Randbedingungen. Damit wird derzeit für eine trockene autobahnähnliche Fahrbahn nicht widerlegt, dass die MiniMax-FI-Dämpferregelung einem binären Skyhook-Ansatz bzw. „hartem Skyhook-Ansatz“ entspricht und diese damit hauptsächlich das Ziel minimierter Aufbaubewegungen (Aufbaustabilisierung) verfolgt. Zudem ist nachgewiesen, dass ein binärer Skyhook-Algorithmus gegenüber der Serierendämpfung zu einer statistisch signifikanten ($\alpha=5\%$) Bremswegverkürzung führt.

6.1.3 Fazit und Schlussfolgerungen zur ABS-unabhängigen MiniMax-FI-Dämpferregelung

Die in den vorherigen Abschnitten diskutierten Versuche zeigen, dass die aus der Literatur bekannte ABS-unabhängige MiniMax-FI-Dämpferregelung, appliziert für das in dieser Arbeit verwendete Versuchsfahrzeug, zu einer statistisch signifikanten mittleren Bremswegverkürzung führt. Dieser Nachweis ergänzt die bereits vorhandenen Robustheitsbetrachtungen um ein Fahrzeug einer anderen Fahrzeugklasse (SUV) und ein anderes ABS-Konzept und erhöht das Vertrauen in die Übertragbarkeit der Ergebnisse. Eine vereinfachte Radlastwunschbestimmung nur durch die vertikale Aufbaugeschwindigkeit anstelle des Radlastintegrals FI zeigt bei gleicher Parametrierung gegenüber MiniMax-FI keinen statistisch signifikanten Bremswegunterschied. Der vereinfachte Ansatz, und folglich auch das Grundkonzept der MiniMax-FI-Dämpferregelung, entsprechen einem binären Skyhook-Algorithmus, der das Ziel minimierter Aufbaubewegungen verfolgt. Diese Erkenntnis erlaubt voraussichtlich eine einfache Integration des Dämpferregelungsansatzes in bestehende Serierendämpferregelkonzepte, die derzeit üblicherweise dem Skyhook-Prinzip folgen: Die Regelgrößen, vertikale Aufbaugeschwindigkeit und Dämpfergeschwindigkeit, sind gleich und das Regelgrundkonzept

²²⁵ vgl. S.141 : $\Delta \lambda_{Fz,schwelle}=2\%$, $r_{dyn}=0,358$ m, $\Theta_R=2$ kgm², $\mu=1,2$

vergleichbar. Die Ergebnisse sind auf einer trockenen repräsentativen Fahrbahn durchgeführt worden, deren Anregungsprofil dem einer deutschen Autobahn entspricht. Zur weiteren Absicherung der Ergebnisse werden weitere Bremsversuche auf stochastisch sehr unebenen Fahrbahnen vorgeschlagen.

Die Bremsversuche mit MiniMax-*FI* zeigen weiterhin, dass die Dämpferregelung der Hinterachse nicht grundsätzlich vernachlässigbar ist: Vorder –und Hinterachse sind aufgrund bei der ABS-Bremung vergleichbaren Dämpfergeschwindigkeiten und Dämpferkräfte annähernd zu gleichen Anteilen an der Bremswegverkürzung beteiligt. Zudem zeigen die Daten, dass die MiniMax-*FI*-Radlastwunschwechsel erwartungsgemäß nicht auf den Schlupfverlauf und damit nicht dem Bedarf von Radlaständerungen angepasst sind. Radlastreduktionen treten somit auch zu Beginn von Überschlupfphasen auf, was als eindeutig nachteilig für die Erhöhung der mittleren Reibwertausnutzung für die Überschlupfphase zu interpretieren ist. Eine Abstimmung der Radlastwunschwechsel auf den Schlupfverlauf lässt noch weiteres Bremswegverkürzungspotential vermuten. Bedingungen für MiniMax-Radlastwunschwechsel, die in Verbindung mit einer ABS-Regelung zu einer möglichst hohen mittleren Bremskraftausnutzung in Über- und Unterschlupf führen, sind bislang nicht bekannt. Die Identifikation von Bedingungen für MiniMax-Radlastwunschwechsel, die in Bremsversuchen umsetzbar sind, erfolgt im nachfolgenden Kapitel 6.2. Daran schließt sich die Umsetzung in Dämpferregelstrategien und deren Überprüfung in Bremsversuchen an.

6.2 Identifikation von Bedingungen für MiniMax-Radlastwunschwechsel zur Unterstützung der Bremsschlupfregelung

Ziel dieses Kapitels 6 ist die Optimierung der mittleren Bremskraftausnutzung durch gleichzeitige Radlast- und ABS-Bremsmomentanpassung. Bislang ist allerdings nicht bekannt, unter welchen Bedingungen eine Radlaständerung erfolgen sollte, um in Verbindung mit der ABS-Regelung eine möglichst hohe mittlere Reibwert- und Bremskraftausnutzung zu erreichen. Im vorliegenden Abschnitt wird daher das Ziel verfolgt, Bedingungen für MiniMax-Radlastwunschwechsel anhand fahrdynamischer Kenngrößen zu definieren, die in Verbindung mit der ABS-Regelung ein möglichst hohes Bremswegverkürzungspotential versprechen. Besonderer Wert wird dabei auf die physikalische Wirkungskette einer MiniMax-Radlaständerung auf die ABS-Regelung gelegt.

6.2.1 Methodik

Als Untersuchungswerkzeug dient das aus vorherigen Kapiteln bekannte Erweiterte Viertelfahrzeugmodell, das sich bereits bei der Verifikation der Störgrößenaufschaltung

durch radlastabhängige Bremsmomentanpassung bewährt hat (vgl. Kapitel 4.2.4). Aus dem vorherigen Kapitel 5 folgt, dass die vertikaldynamischen Eigenschaften des Viertelfahrzeugmodells MiniMax-Radlaständerungen im Aufbaueigenfrequenzbereich valide darstellt. Das Erweiterte Viertelfahrzeug stellt die ABS-Regelung und MiniMax-Dämpferregelung nur an der Vorderachse dar, an der Hinterachse wird eine konstante Bremskraft vorgegeben (vgl. Kapitel 2.4.2). Abschnitt 6.1.1 zeigt, dass die MiniMax-Dämpferregelung der Vorderachse für die im Versuch ermittelte Bremswegverkürzung relevant ist. Daher wird erwartet, dass das Erweiterte Viertelfahrzeugmodell zur prinzipiellen Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen ABS-Regelung und MiniMax-Radlastwunschwechsel geeignet ist. Mit dem Erweiterten Viertelfahrzeugmodell werden keine Aussagen zum Bremswegverkürzungspotential getroffen, da die nachweislich hierfür relevante Hinterachse zur Reduktion der Komplexität (Koppeffekte zwischen Vorder- und Hinterachse) vertikaldynamisch nicht abgebildet ist. Der Einsatz des Simulationsmodells ist auf die hier im Fokus stehende Identifikation der radindividuellen physikalischen Wirkungskette begrenzt. Aus dem Verständnis für die radindividuellen Wechselwirkungen zwischen ABS und semiaktiver Dämpfung folgen für die ABS-Regelung abgestimmte MiniMax-Radlastwunschbedingungen zur nachfolgenden Überprüfung im Fahrversuch.

Im Fokus der Simulationsbetrachtungen liegt die Identifikation von MiniMax-Radlastwunschbedingungen zur Optimierung der streckenbezogenen mittleren Bremskraftausnutzung $F_{B,mean}(s_x)$ in der ersten Über- und Unterschlupfphase. Die mittlere Bremskraftausnutzung ist ein Effektivitätsmaß, da sie den auf die zurückgelegte Strecke s_x bezogenen Abbau der kinetischen Energie widerspiegelt²²⁶. Die Unterteilung in Über- und Unterschlupf erfolgt anhand des Schlupfswellenwerts $\lambda_{opt}=8,5\%$, bekannt aus Kapitel 3.2. Bedingungen für Radlaststeigern vor bzw. in der Überschlupfphase und Radlastreduzieren nach der darauffolgenden Unterschlupfphase werden durch eine Parametervariation der Radlastwunschwechsel identifiziert: Die Zeitpunkte für Radlaststeigern $t(F_z(+))$ und –reduzieren $t(F_z(-))$ werden beginnend mit $t_0=0,75$ s jeweils um $\Delta t=20$ ms systematisch verschoben und die mittleren streckenbezogenen Bremskräfte für die Überschlupf- und Unterschlupfphase ermittelt. Die Zeitpunkte für Radlastwunschwechsel folgt aus den Gleichungen (6.9).

$$\begin{aligned} t(F_z(+)) &= t_0 + (n \cdot \Delta t) & \text{mit: } & 0 \leq n \leq 40 \\ t(F_z(-)) &= t_0 + (m \cdot \Delta t) & \text{mit: } & (n+1) \leq m \leq 41 \end{aligned} \quad (6.9)$$

Unter der hier verfolgten Annahme in Überschlupfphasen sei eine möglichst hohe Radlasterhöhung anzustreben, folgt zu dessen Generierung in der Unterschlupfphase die MiniMax-Radlastreduktion. Ohne sonstige Bedingungen startet der Bremsvorgang somit mit der MiniMax-Radlastreduktionsstrategie, die hier als Referenzverlauf definiert wird. Zudem zeigen die Simulationen mit idealer Kraftschlussausnutzung aus

²²⁶ vgl. Kapitel 4.1, Gleichung (4.1) und Kapitel 4.3, Gleichung (4.9)

Kapitel 3.1.2, Abbildung 3.6, dass die MiniMax-Radlastreduktionsstrategie im Vergleich zu den anderen geprüften Dämpferumschaltungen eine sehr große dynamische Radlastüberhöhung zum Bremsbeginn bei darauffolgend sehr geringer dynamischer Radlastreduktion aufweist. Die MiniMax-Radlastreduktion verspricht folglich auch ein temporär hohes Kraftschlusspotential zum Bremsbeginn, welches gemäß Kapitel 3.1.2 (Abbildung 3.6) - wenn auch aufgrund der zeitlichen Begrenzung voraussichtlich nur gering - zur Bremswegverkürzung beitragen könnte.

6.2.2 Simulationsergebnisse

Abbildung 6.6 stellt die Ergebnisse der Parametervariation relativ zur Radlastreduktionsstrategie und aufgeteilt in Über- und Unterschlupf für die mittleren streckenbezogenen Bremskräfte $F_{B,mean}(s_x)$, die zurückgelegte Strecke Δs_x und den Schlupfwert zum Zeitpunkt des Radlastwunschwwechsels $\lambda_B(t_U)=\lambda_U$ dar. Die Parametervariation erfolgt nach der in den Gleichungen (6.9) dargestellten Variationsvorschrift. Die Auswirkungen von Radlastwunschwwechseln für die erste Über- und Unterschlupfphase des Bremsvorgangs werden nachfolgend diskutiert.

Mittlere Bremskraft im Überschlupf

Eine Radlasterhöhung in der Überschlupfphase ($\lambda_U(+)\geq 8,5\%$) führt gegenüber dem Referenzverlauf ohne Radlasterhöhung erwartungsgemäß in allen Fällen zu einer Erhöhung der mittleren streckenbezogenen Bremskraft $F_{B,mean}(s_x)$ in der Überschlupfphase (Abbildung 6.6 oben). Für eine Radlasterhöhung in der Überschlupfphase tritt das Maximum der über der Überschlupfphase gemittelten Bremskraft kurz vor dem Schlupfmaximum λ_{max} auf. Je früher die Radlastwunscherhöhung in der Überschlupfphase stattfindet, desto länger dauert die Überschlupfphase an, was sich an der zurückgelegte Strecke Δs_x (Abbildung 6.6 mittig) zeigt. Eine Radlasterhöhung, die unmittelbar vor dem Überschreiten der Kraftschlussgrenze ($\lambda_U(+)\approx 8\%$) bei großer Reibwertausnutzung $\mu\approx\mu_{max}$ eintritt, erlaubt aufgrund der temporär hohen Kraftschlussausnutzung eine besonders große mittlere Bremskraft in der Überschlupfphase über einen längeren Zeitraum. Die mittlere Bremskraft der darauffolgenden Unterschlupfphase wird allerdings nicht gesteigert, so dass die über Über- und Unterschlupfphase gemittelten Bremskräfte auf dem Niveau des Referenzverlaufs ohne Radlastwunschwänderung liegen. Zudem ist im Hinblick auf eine spätere Umsetzung im Fahrversuch eine robuste Erkennung des Erreichens der Kraftschlussgrenze schwierig, so dass diese Umschaltbedingung hier nicht weiter im Fokus steht. Die Ursachen für unterschiedliche streckenbezogene mittlere Bremskräfte und Dauern der Überschlupfphase werden nachfolgend im Zeitbereich anhand von MiniMax-Radlasterhöhungen zu Beginn der Überschlupfphase und kurz vor dem Schlupfmaximum unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen mit der ABS-Regelung erläutert.

6.2 Identifikation von Bedingungen für MiniMax-Radlastwunschwechsel zur Unterstützung der Bremsschlupfregelung

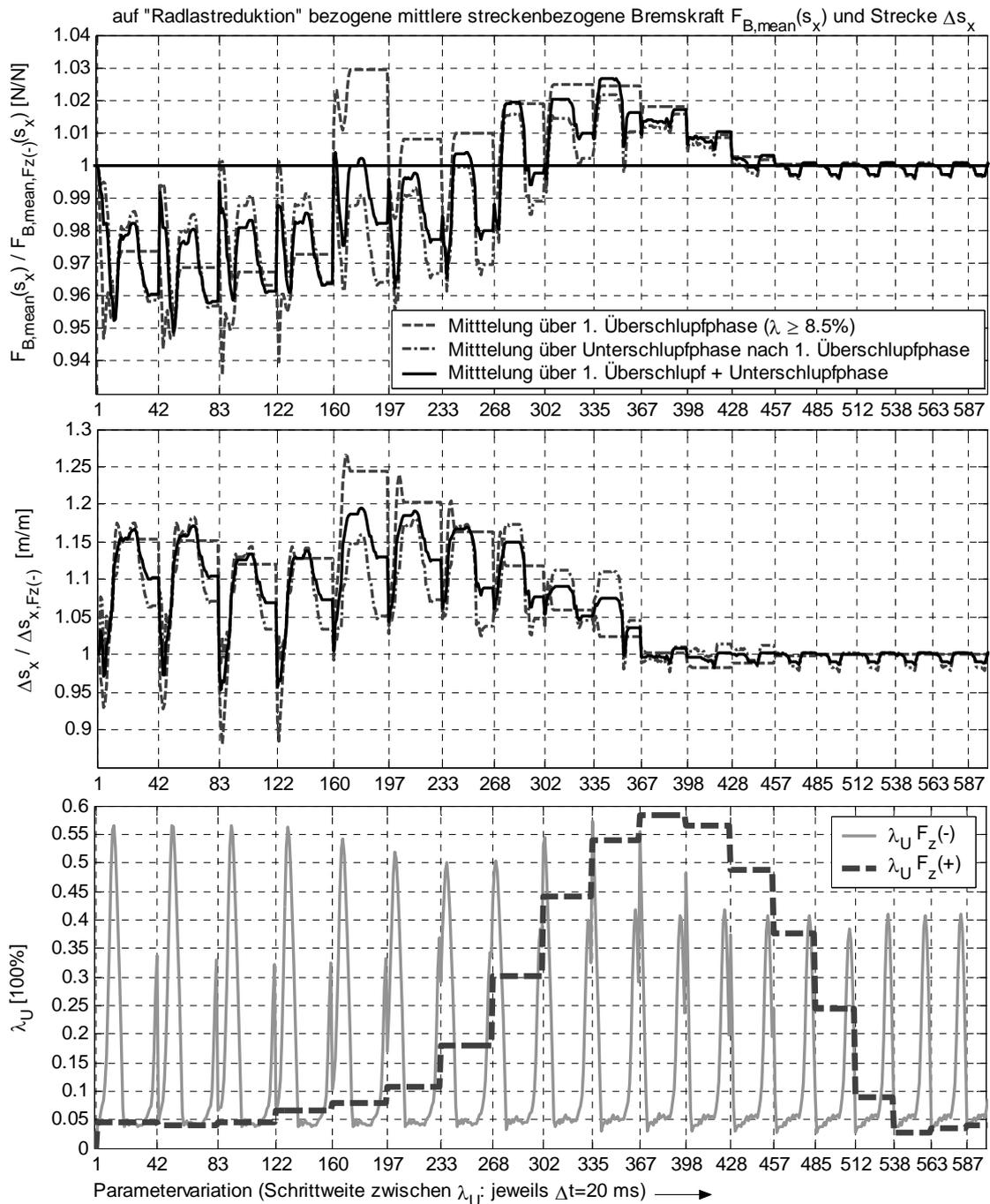


Abbildung 6.6: Auswirkungen unterschiedlicher MiniMax-Radlastwunschwechsel zu unterschiedlichen Bremsschlupfbedingungen λ_U auf die mittlere streckenbezogene Bremskraft und die zurückgelegte Strecke. Die Einteilung der Abszisse erfolgt für Bereiche gleicher Schlupfwerte bei Radlaststeigern (vgl. Variationsvorschrift, Gleichungen (6.9)).

Abbildung 6.7 stellt die zeitlichen Verläufe relevanter fahrdynamischer Größen und die im ABS-Steuergerät berechneten ABS-Sollbremsmomentanteile $M_{B,ABS}$ für ausgewählte Radlastwunschwechselbedingungen im Vergleich zum Referenzverlauf ohne Radlasthöhung dar. Die nachfolgenden Erläuterungen sind auf Radlastwünschänderungen übertragbar, die zwischen den beiden nachfolgend diskutierten liegen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird auf ihre Darstellung im Zeitbereich verzichtet.

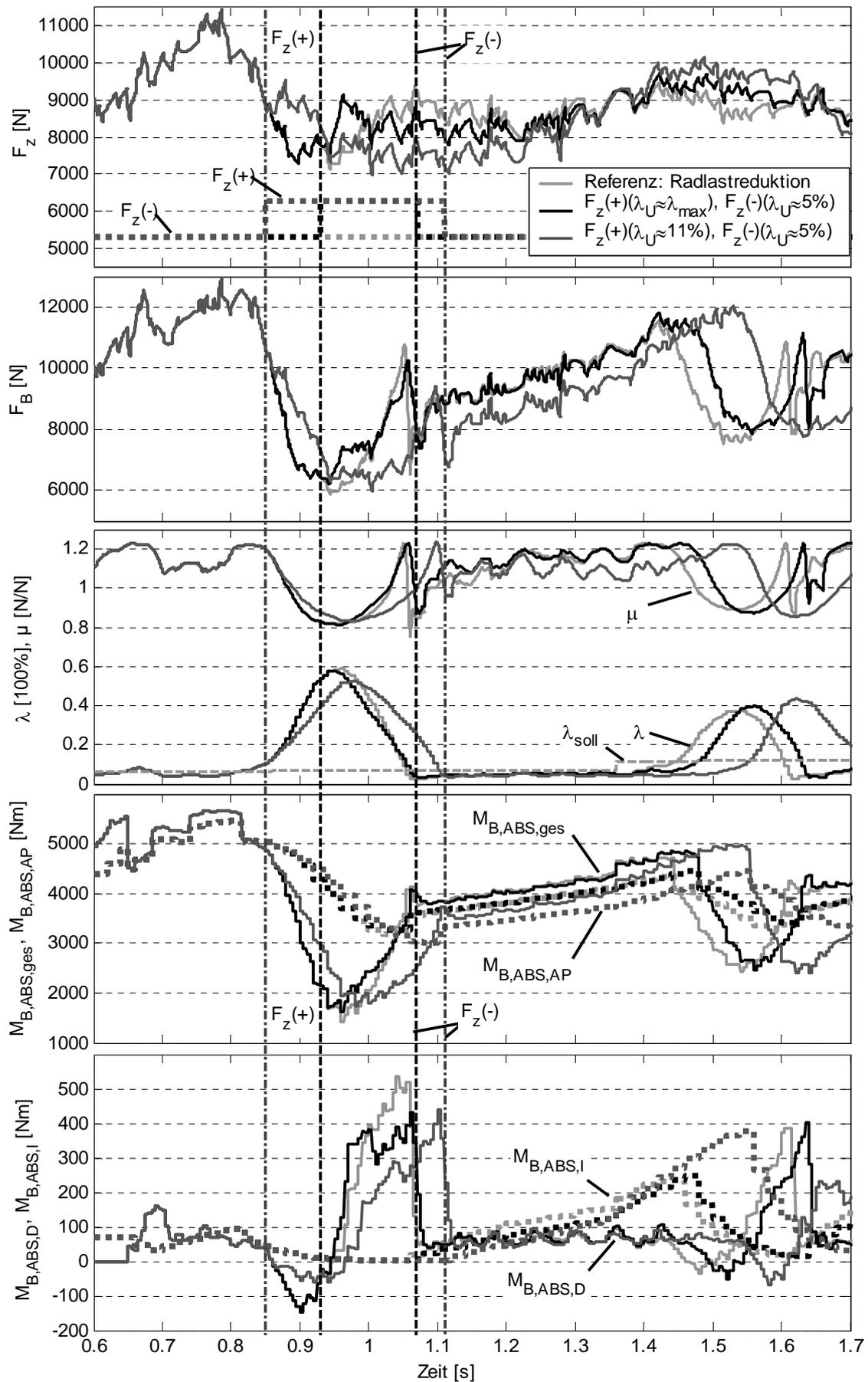


Abbildung 6.7: Auswirkungen von MiniMax-Radlastwunschwechsel auf die ABS-Regelung

Der Radlastwunschwechsel auf Radlaststeigern bei $\lambda_U(+)\approx 11\%$ zu Beginn der Überschlupfphase erhöht erwartungsgemäß temporär die Radlast F_z und Bremskraft F_B . Der Schlupfverlauf zeigt nach der Radlasterhöhung einen geringeren Gradient der Radumfangsverzögerung. Die um $(\mu \cdot \Delta F_z \cdot r_{dyn} / \theta_R)$ geringere Radumfangsverzögerung folgt aus der Erhöhung des Kraftschlusspotentials bei zunächst gleichem Bremsmoment (Drallsatz). Der von der Radumfangsbeschleunigung dv_R/dt abhängige D-Anteil des ABS-Sollbremsmoments²²⁷ $M_{B,ABS,D}=f(dv_R/dt)$ wird durch die geringere Radumfangsverzögerung weniger stark abgesenkt, woraus eine geringere ABS-Sollbremsmomentreduktion $\Delta M_{B,ABS,ges}$ erfolgt. Zudem folgt aus der geringeren ABS-Sollschlupfabweichung $\Delta \lambda = \lambda - \lambda_{soll}$ ein weniger stark reduzierter P-Anteil des ABS-Sollbremsmoments. Aus dem insgesamt verringerten Bremsmomentabbau resultiert ein größerer ABS-Bremsmomentarbeitspunkt $M_{B,ABS,AP}$, der anhand der gefilterten geschätzten Bremskraft F_{BF} berechnet wird. Das gegenüber dem Referenzverlauf ohne Radlasterhöhung später erreichte Schlupfmaximum zeigt durch die geringere Radumfangsverzögerung, dass die relativen Bremsmomenterhöhungen die Radlaststeigerung nicht vollständig kompensieren. Nach dem Schlupfmaximum λ_{max} ist die temporäre Radlasterhöhung abgeklungen und die obligatorische Radlastreduktion setzt ein. In Verbindung mit dem höheren ABS-Sollbremsmomentniveau $M_{B,ABS,ges}$ folgt daraus ein geringerer Radumfangsbeschleunigungsgradient, was sich im D-Anteil des ABS-Sollbremsmoments $M_{B,ABS,D}$ und in einer verlängerten Dauer bis zum Ende der Überschlupfphase zeigt. Die geringere Radumfangsbeschleunigung bedingt ebenfalls eine langsamere Schlupfabnahme und damit eine langsamere Reibwertzunahme. Der im Bereich zwischen Schlupfmaximum und Ende der Überschlupfphase geringere Reibwert μ und die durch den Radlastwunschwechsel bei $\lambda_U(+)\approx 11\%$ bedingte geringere Radlast F_z in diesem Bereich führen im Vergleich zum Referenzverlauf zu Bremskrafteinbußen F_B , die die bisherige Bremskraftherhöhung im Mittel schmälern. Erfolgt hingegen eine Radlasterhöhung nicht zu Beginn der Überschlupfphase $\lambda_U(+)\approx 11\%$, sondern kurz vor dem Schlupfmaximum $\lambda_U(+)\approx \lambda_{max}$, so werden nach Abbildung 6.6 die größten mittleren streckenbezogenen Bremskräfte bei einem Radlastwunschwechsel in der Überschlupfphase ($\lambda_U(+)>8,5\%$) erreicht. Im Gegensatz zum zeitlich früheren Radlastwunschwechsel bei $\lambda_U(+)\approx 11\%$ reduziert die Radlastwunschbedingung $\lambda_U(+)\approx \lambda_{max}$ nicht die Radumfangsverzögerung zu Beginn der Überschlupfphase, so dass das ABS wie beim Referenzverlauf mit einem größeren Bremsmomentabbaugradient auf den schnelleren Schlupfanstieg reagiert. Die temporäre Radlasterhöhung ab dem Schlupfmaximum steigert in Abbildung 6.7 die Radumfangsbeschleunigung, die Reibwertzunahme und, über den D-Anteil des Sollbremsmoments, den Bremsmoment- und Bremskraftaufbau. Die nach der temporären Radlasterhöhung einsetzende Radlastreduktion fällt über den Überschlupfbereich geringer aus. Die über der Überschlupfphase gemittelte Bremskraft ist damit bei $\lambda_U(+)\approx \lambda_{max}$ im Vergleich zur Referenz und $\lambda_U(+)\approx 11\%$ größer.

²²⁷ vgl. zur Berechnung des ABS-Sollbremsmoments Kapitel 2.1.2, Gleichung (2.5) und Gleichung (2.8)

Mittlere Bremskraft im Unterschlupf

Nach Überschlupfphasen schließen sich Unterschlupfphasen an, deren Optimierung aufgrund ihres großen Anteils von ca. 70%-80% am Bremsweg (vgl. Kapitel 3.2.1, Abbildung 3.10) von großer Bedeutung sind. Auch Abbildung 6.6 (oben) zeigt, dass die über Über- und Unterschlupfphase gemittelte Bremskraft maßgeblich von der mittleren Bremskraft im Unterschlupf bestimmt wird. Vergleichbar mit der mittleren Bremskraft der Überschlupfphase sind für die darauffolgende Unterschlupfphase große streckenbezogene mittlere Bremskräfte zu erreichen, wenn kurz vor dem Schlupfmaximum eine Radlasterrhöhung stattfindet und dieser Radlastwunsch bis nach der Überschlupfphase gehalten wird. Die mittlere streckenbezogene Bremskraftausnutzung der Unterschlupfphase ist nach Abbildung 6.6 (oben) in einem weiten Bereich unabhängig vom Zeitpunkt des Radlastwunschswechels zurück auf Radlastreduktion. Die mittlere Bremskraft und die Dauer der Unterschlupfphase Abbildung 6.6 (mittig) ändern sich kaum, wenn direkt zum Ende der Überschlupfphase oder in der ersten Hälfte der Unterschlupfphase ein Wechsel auf Radlastreduktion stattfindet. Erst in der zweiten Hälfte der Unterschlupfphase führt eine Radlastreduktion zu einer geringeren mittleren Bremskraft. Durch die kontinuierliche Bremsmomenterrhöhung des ABS zur Kompensation von Regelabweichungen initiiert die MiniMax-Radlastreduktion aufgrund bereits großer Reibwertausnutzung von $\mu \approx \mu_{max}$ eine neue Überschlupfphase. Dies zeigt sich in Abbildung 6.6 in der Verkürzung der Unterschlupfphase. Besonders große potentielle Bremskräfte durch ein großes verfügbares Kraftschlusspotential zum Ende der Unterschlupfphase ($\mu \approx \mu_{max}$) werden damit nicht ausgenutzt.

Die Ursachen für die unterschiedlichen mittleren Bremskräfte der Unterschlupfphase für unterschiedliche Zeitpunkte der Radlasterrhöhung werden anhand Abbildung 6.7 im Zeitbereich verdeutlicht: Die Radlastreduktionen finden bei den dargestellten Verläufen mit Radlastwunschswechsel nach der Überschlupfphase bei Schlupfwerten von $\lambda_U(-) \approx 5\%$ statt. Der in Abbildung 6.7 dargestellte Bremskraft- und ABS-Sollbremsmomentverlauf bei einer Radlaststeigerung zu Beginn der Überschlupfphase $\lambda_U(+)\approx 11\%$ verläuft in der Unterschlupfphase auf geringerem Niveau als die Referenz ohne Radlaständerung oder die Radlaststeigerung kurz vor dem Schlupfmaximum $\lambda_U(+)\approx \lambda_{max}$. Der Bremsmomentgradient $dM_{B,ABS,ges}/dt$ wird maßgeblich durch den Gradient des Bremsmomentarbeitspunkts $M_{B,ABS,AP}$, der von der Zeitkonstante der PT_1 gefilterte geschätzte Bremskraft abhängt, und den I-Anteil des ABS-Sollbremsmoments $M_{B,ABS,I}$ bestimmt, wie Abbildung 6.7 zeigt. Hier zeigen sich zwischen den einzelnen Verläufen nur geringe Unterschiede, die Bremsmoment- und Bremskraftverläufe der unterschiedlichen Radlastwunschsbedingungen verlaufen näherungsweise parallel. Die Parallelität resultiert aus unterschiedlichen Bremsmomentarbeitspunkten zu Beginn der Unterschlupfphase. Anhand Abbildung 6.6 ist bereits gezeigt worden, dass eine Radlasterrhöhung zu Beginn der Überschlupfphase $\lambda_U(+)\approx 11\%$ zu einer Verlängerung dieser führt. Die Bremsmomentreduktion gegenüber dem Ausgangszustand vor der Überschlupfphase hält über längere Zeit an, so dass der aus der gefilterten geschätzten

Bremskraft berechnete Bremsmomentarbeitspunkt $M_{B,ABS,AP}$ stärker abfällt und zu Beginn der Unterschlupfphase ein geringeres Niveau aufweist. Das geringere Niveau des Bremsmomentarbeitspunkts passt in diesem Fall zum geringen Radlastniveau, wie die verhältnismäßig hohe und mit den anderen Verläufen vergleichbare Reibwertausnutzung von $\mu \approx 1,1$ zeigt. Zu Beginn der Unterschlupfphase steigt der aus der Radlasterhöhung bei $\lambda_U(+)\approx 11\%$ resultierende Radlastverlauf gemäß Abbildung 6.7 wieder an. Der ab diesem Zeitpunkt stetig abfallende Reibwertverlauf μ zeigt, dass der Bremsmomentgradient geringer als der Bedarf ($dF_z/dt \cdot \mu \cdot r_{dyn}$) ist, der aus dem Radlastgradient resultiert. Obwohl der aus der Radlasterhöhung bei $\lambda_U(+)\approx 11\%$ resultierende Radlastverlauf innerhalb der Unterschlupfphase den Referenzverlauf kreuzt und anschließend größere Radlasten aufweist, ist das Bremskraftniveau und folglich die Reibwertausnutzung geringer. Die geringere mittlere Bremskraft in der Unterschlupfphase nach einer Radlasterhöhung zu Beginn der vorherigen Überschlupfphase $\lambda_U(+)\approx 11\%$ wird auf zwei Ursachen zurückgeführt: Auf das geringere Radlastniveau zu Beginn der Unterschlupfphase infolge der frühen temporären Radlaststeigerung im Überschlupf und auf einen zu geringen ABS-Sollbremsmomentgradient, der die Steigerung des Kraftschlusspotentials nicht ausnutzt. Bei gegebener ABS-Parametrierung sind folglich Radlaständerungen im Unterschlupf ebenfalls zu minimieren, um eine möglichst hohe Reibwertausnutzung der ABS-Regelung zu gewährleisten.

Auch bei einer späteren Radlasterhöhung im Überschlupf zu $\lambda_U(+)\approx \lambda_{max}$ folgt auf die temporäre Radlasterhöhung in der Überschlupfphase eine Radlastreduktion, wie der Vergleich mit dem Referenzverlauf ohne Radlaständerung in Abbildung 6.7 zeigt: Diese fällt geringer aus, je später die Radlasterhöhung in der Überschlupfphase stattfindet. Trotz der Radlastreduktion zeigen sich im Unterschlupf im Gegensatz zu einer frühen Radlasterhöhung allerdings keine relevanten Bremskraft- und Bremsmomentunterschiede. Aufgrund der näherungsweise gleichen Dauer der Überschlupfphase ist auch der Bremsmomentarbeitspunkt zu Beginn der Unterschlupfphase auf vergleichbarem Niveau. Aus ebenfalls vergleichbaren Bremsmomentgradienten folgen vergleichbare Bremskräfte, die im Bereich der temporären Radlastreduktion bei größerer Reibwertausnutzung erreicht werden. Die gegenüber dem Referenzverlauf größere mittlere streckenbezogene Bremskraft in der Unterschlupfphase, die Abbildung 6.6 darstellt, folgt aus der längeren Dauer der Unterschlupfphase. Gegen Ende der Unterschlupfphase folgt aus den vorherigen Radlaständerungen ein temporär größeres Radlastniveau bei gleichzeitig bereits hoher Reibwertausnutzung. Daraus resultiert gegen Ende der Unterschlupfphase hohe Kraftschlussausnutzung im Bereich von μ_{max} über eine längere Strecke, womit die streckenbezogene mittlere Bremskraft der Unterschlupfphase erhöht wird.

6.2.3 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Ziel des vorherigen Abschnitts war die Beantwortung der Fragestellung, bei welchen Schlupfbedingungen ein MiniMax-Radlastwunschwechsel eine möglichst hohe mittlere streckenbezogene Bremskraft in der Über- und Unterschlupfphase verspricht. Für die Überprüfung der Hypothese H 6.1, eine schlupfbasierte und auf das ABS abgestimmte MiniMax-Dämpferregelung erlaubt gegenüber dem aktuellen Stand der Technik und Forschung eine weitere Bremswegverkürzung, werden möglichst erfolgversprechende Radlastwunschbedingungen angestrebt. Anhand der im vorherigen Abschnitt diskutierten Simulationsergebnisse lässt eine Radlasterhöhung kurz vor dem Schlupfmaximum die größten mittleren Bremskräfte in Über- und Unterschlupfphasen erwarten. Im Gegensatz hierzu wird von einer Radlasterhöhung zu Beginn der Überschlupfphase zwar eine - wenn auch geringere - Bremskrafteerhöhung in der Überschlupfphase erwartet, diese wird aber voraussichtlich durch eine deutlich geringere mittleren Bremskraft in der darauffolgenden Unterschlupfphase überkompensiert. Die aus den Simulationsergebnissen abgeleiteten Wirkungsketten sind im vorherigen Abschnitt erläutert worden. Ergänzend zu Hypothese H 6.1 erfolgt die Prüfung dieser Wirkungsketten anhand der nachfolgend formulierten Hypothesen im Fahrversuch. Die Einschränkung auf die trockene Fahrbahn resultiert aus der sonst geringen Dralländerung einer Radlaständerung auf Niedrigreibungwert $\mu_{max,nass} < \mu_{max,trocken}$.

H 6.4. *MiniMax-Radlaststeigerungen unmittelbar vor Schlupfmaxima erhöhen auf einer trockenen repräsentativen Fahrbahn die mittleren streckenbezogenen Bremskräfte in Unter- und Überschlupf gegenüber Umschaltungen zum Beginn von Überschlupfphasen statistisch signifikant.*

Sollte sich dies bewähren, so ist gezeigt, dass eine MiniMax-Radlasterhöhung zum Schlupfmaximum gegenüber der zu Beginn der Überschlupfphase zur Steigerung der mittleren Bremskraft im Über- und darauffolgenden Unterschlupf vorzuziehen ist.

H 6.5. *Eine temporäre MiniMax-Radlaststeigerung zu Beginn einer Überschlupfphase verlängert diese statistisch signifikant.*
Dies gilt unter der Bedingung einer trockenen repräsentativen Fahrbahn und für eine Bremsmomentregelung, die keine Information über die temporäre Radlaststeigerung nutzt.

Bei einer Bewährung dieser Hypothese sind MiniMax-Radlaststeigerungen zu Beginn von Überschlupfphasen zu vermeiden. Die Verlängerung der Überschlupfphase verlängert die Dauer des reduzierten Längskraft- und Seitenkraftniveaus.

Aus einer verlängerten Dauer der Überschlupfphase werden zudem negative Auswirkungen in der nachfolgenden Unterschlupfphase erwartet. Die Wirkungskette wird durch die folgenden zwei Hypothesen beschrieben. Eine Bewährung verifiziert die Wirkungskette und trägt zum Verständnis bei, aus der sich weitere Hypothesen für technische Abhilfemaßnahmen ableiten lassen.

H 6.6. *Mit steigender Dauer der Überschlupfphase vergrößert sich die Bremskraftarbeitspunktabsenkung eines auf einem PID-Ansatz basierenden Bremsschlupfreglers statistisch signifikant.*

H 6.7. *Mit größerer Bremskraftarbeitspunktabsenkung eines auf einem PID-Ansatz basierenden Bremsschlupfreglers in der Überschlupfphase sinkt die mittlere Reibwertausnutzung der darauffolgenden Unterschlupfphase statistisch signifikant.*

Die nachfolgende Hypothese beschreibt die Auswirkungen von Radlastschwankungen in ABS-geregelten Unterschlupfphasen und ihre Auswirkungen auf das Kraftschlusspotential und der Bremskraftausnutzung.

H 6.8. *In Unterschlupfphasen eines ABS-geregelten Bremsvorgangs korrelieren positive und negative aufbauinduzierte Radlaständerungen statistisch signifikant stärker mit Änderungen der Kraftschlussausnutzung als mit ABS-Bremsmomentänderungen.*

Dies gilt für ein ABS des aktuellen Stands der Technik, das keine Information über aufbauinduzierte dynamische Radlaständerungen nutzt.

Aus einer nachgewiesenen Abnahme der Kraftschlussausnutzungen im ABS-geregelten Unterschlupf folgt bei statistisch nachgewiesener Korrelation mit Radlaständerungen, dass das ABS das zusätzliche Bremskraftpotential niederfrequenter Radlasterhöhungen im Mittel nicht vollständig ausschöpft. Damit wäre neben der Initiierung von Überschlupfphasen ($\mu < \mu_{max}$) durch Radlastreduktionen (vgl. Kapitel 3.1.1) eine weitere potentielle Ursache für eine Reduktion der mittleren Bremskraft identifiziert, die von Radlastschwankungen abhängt. Bislang sind dem Autor zudem keine physikalischen Erklärungsmodelle für ABS-geregelte Geradeausbremsungen bekannt, die erklären, warum geringere aufbauinduzierte Radlastschwankungen tendenziell zu kürzeren Bremswegen führen. Bei einer idealen Reibwertregelung ist der Bremsweg nur geringfügig vom Radlastverlauf abhängig, wie Kapitel 3.1.2 zeigt. Die mit steigenden Radlastschwankungen höhere Wahrscheinlichkeit radlastinduzierter Überschlupfphasen und die geringere Kraftschlussausnutzung im Unterschlupf wären belastbare Erklärungsansätze. Eine Reduktion negativer Auswirkungen von Radlastschwankungen auf die mittlere Bremskraftausnutzung ist durch eine Reduktion von aufbauinduzierten Radlastschwankungen (Stand der Technik bei Dämpferregelsystemen), einer schlupfabhängigen Dämpferregelung oder deren Berücksichtigung in der ABS-Regelung (siehe Kapitel 4) zu erwarten.

6.3 Bremswegverkürzungspotential schlupfabhängiger MiniMax-Dämpferregelungen

Im Fokus dieses Kapitels steht die zu Beginn definierte Hypothese H 6.1, dass eine schlupfabhängige MiniMax-Radlaständerung aufgrund der impliziten Koordination mit dem ABS, bedingt durch die gleiche Regelgröße „Bremschlupf“, gegenüber dem aktuellen Stand der Technik und Forschung eine weitere statistisch signifikante Bremswegverkürzung erzielt. Bisherige bekannte Dämpferregelkonzepte weisen keine Koordination mit dem ABS auf. In den vorherigen Abschnitten des Kapitels ist nachgewiesen worden, dass die auf dem Radlastintegral FI basierende und einem Skyhook-Ansatz entsprechende MiniMax- FI -Dämpferregelung gegenüber der Seriendämpfung eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung erzielt. Die MiniMax- FI -Dämpferregelung ist die derzeit beste bekannte im Experiment bestätigte Dämpferregelung, wenn kurze Bremswege angestrebt werden. Sie dient in diesem Abschnitt daher als Referenz für Varianten schlupfabhängiger Dämpferregelungen. Die durchgeführten Simulationsbetrachtungen in Abschnitt 6.2 versprechen die größte mittlere streckenbezogene Bremskraft in der ersten Über- und Unterschlupfphase, wenn eine Radlaststeigerung kurz vor dem Bremschlupfmaximum auftritt. Die Umsetzung dieser erfolgversprechenden Umschaltbedingung und die daraus im Fahrversuch resultierende Bremswegverteilung werden nachfolgend erläutert. Ergänzt wird diese Umschaltbedingung um die ebenfalls anhand der Simulationsergebnisse diskutierte Radlasterhöhung zu Beginn der Überschlupfphase. Die in Abschnitt 6.2.3 aus der Simulation abgeleiteten Hypothesen zur Interaktion zwischen Dämpfer- und ABS-Regelung werden anhand beider schlupfabhängiger Dämpferregelansätze geprüft.

6.3.1 Umsetzung schlupfabhängiger Dämpferregelungen

MiniMax- $\lambda_{10\%}$ -Radlastwünschänderungen

Die Umsetzung einer schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelung, die zu Beginn der Überschlupfphase auf Radlaststeigern und am Ende der Überschlupfphase auf Radlastreduzieren wechselt, ist durch einen Schlupfswellenwert mit geringem Aufwand robust realisierbar. Robust bedeutet in diesem Zusammenhang, dass häufige, kurz aufeinanderfolgende unerwünschte Radlastwünschwechsel vermieden werden. Anhand von Open-Loop Simulationsbetrachtungen ist für die Vorder- und Hinterachse empirisch eine robuste Schlupfgrenze von $\lambda_B=10\%$ ermittelt worden, die geringfügig über $\lambda_B(\mu_{max})\approx 8,5\%$ im beginnenden instabilen Bereich der μ - λ -Kurve liegt. Die dazugehörige schlupfabhängige Dämpferregelung wird als MiniMax- $\lambda_{10\%}$ definiert.

$$\begin{aligned} \text{MiniMax-}\lambda_{10\%} F_z(+): \lambda_B &\geq 10\% \\ \text{MiniMax-}\lambda_{10\%} F_z(-): \lambda_B &< 10\% \end{aligned} \quad (6.10)$$

Zusammen mit der nachfolgend erläuterten MiniMax- λ_{max} Dämpferregelstrategie sind die MiniMax- $\lambda_{10\%}$ -Radlastwunschwechsel in Abbildung 6.8 dargestellt. Erläuterungen zur MiniMax- $\lambda_{10\%}$ -Radlastreduktion im Unterschlupf folgen am Ende des Abschnitts.

MiniMax- λ_{max} - Radlasterhöhung im Überschlupf

Auf Basis der Simulationsergebnisse versprechen MiniMax-Radlasterhöhungen kurz vor dem Schlupfmaximum große mittlere streckenbezogene Bremskräfte. Für diese so genannte MiniMax- λ_{max} -Dämpferregelstrategie ist die Kenntnis des bevorstehenden Schlupfmaximums notwendig. Das Schlupfmaximum ist charakterisiert durch:

$$\dot{\lambda}_B(\lambda_{B,max}) \stackrel{!}{=} 0 \quad (6.11)$$

Aus der Schlupfdefinition folgt die zeitliche Ableitung nach der Quotientenregel:

$$\dot{\lambda}_B = \left(\frac{v_R \cdot a_x - \dot{v}_R \cdot v_x}{v_x^2} \right) = -\frac{1}{v_x} \left(\dot{v}_R - \frac{v_R}{v_x} \cdot a_x \right) = -\frac{1}{v_x} (\dot{v}_R - a_x \cdot (1 - \lambda_B)) \quad (6.12)$$

Es dominiert im Überschlupf die Radumfangsbeschleunigung $(|dv_R/dt|)_{max} \gg a_x$. Das Schlupfmaximum ist erreicht, wenn für $\lambda_B > \lambda_{opt} \approx 8,5$ gilt:

$$(\dot{v}_R - a_x \cdot (1 - \lambda_B)) \stackrel{!}{=} 0 \quad (6.13)$$

Ein Radlastwunschwechsel zum Schlupfmaximum wird aus mehreren Gründen als zu spät angesehen: Aus Simulationsbetrachtungen (Abschnitt 6.2) folgt die größte mittlere Bremskraft über Über- und Unterschlupfphase bei einer MiniMax-Radlasterhöhung kurz vor dem Schlupfmaximum. Zudem treten bei der berechneten Radumfangsbeschleunigung Signalverzögerungen auf: Diese folgen aus der Berechnung der Radumfangsgeschwindigkeit im ESP/ABS anhand der Raddrehzahlen, der Signalfilterung im ESP/ABS und anschließenden CAN-Signalübertragung ($\Delta t \approx 10$ ms), sowie aus der darauf folgenden Ableitung der Radumfangsgeschwindigkeit durch Differenzbildung ($\Delta t \approx 5$ ms) gemäß Gleichung (2.18). Die numerische Differentiation der Radumfangsgeschwindigkeit reduziert zudem das Signal- / Rauschverhältnis und erhöht damit die Signalunsicherheiten. Da die Simulationsergebnisse in Abschnitt 6.2 vermuten lassen, dass eine Radlastwunscherhöhung nach dem Schlupfmaximum schnell zu großen Einbußen der Bremskraftsteigerung führt, wird infolge der Signalunsicherheiten und Zeitverzögerungen eher eine frühere Radlastwunscherhöhung als eine nach dem Schlupfmaximum angestrebt.

Das in Abbildung 6.8 dargestellten Konzept der MiniMax- λ_{max} Dämpferregelstrategie verfolgt das Ziel robuster Radlastwunschwechselbedingungen mit Radlasterhöhungen im Überschlupf vor dem Schlupfmaximum. Aufgetragen ist die auf den Radmittelpunkt referenzierte Radumfangsbeschleunigung $(dv_R/dt - a_x \cdot (1 - \lambda_B))$ über dem Bremsschlupf mit Bereichen des MiniMax- λ_{max} -Radlastwunschs und den Radlastwunscherhöhungen. Die eingezeichneten μ - λ -Kurven zeigen Schlupf und Schlupfänderung (Radumfangsbe-

schleunigung) zu unterschiedlichen Zuständen und dienen der Verständlichkeit des Diagramms. Zu Beginn der Überschlupfphase ist die um die Längsbeschleunigung a_x korrigierte Radumfangbeschleunigung negativ (relative Radumfangsverzögerung), im Maximum nach Gleichung (6.13) null und im Bereich des sich reduzierenden Bremschlupfs positiv.

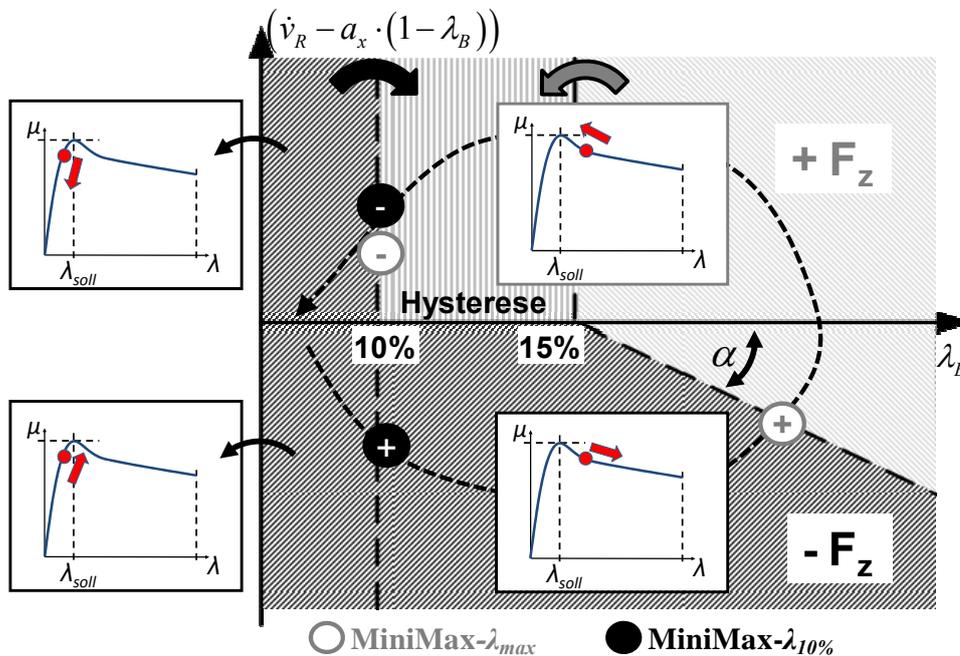


Abbildung 6.8: Umsetzung des schlupfabhängigen Dämpferregelkonzepts MiniMax- λ_{max} mit eingezeichneten Bereichen des Radlastwunschs. Die gekennzeichneten Bereiche des Radlastwunschs $+F_z$ und $-F_z$ gelten nur für MiniMax- λ_{max} . Punktförmig dargestellt sind ergänzend die Radlastwunschwelcher für MiniMax- $\lambda_{10\%}$.

Die empirische Parametrierung des in Abbildung 6.8 und Gleichung (6.14) dargestellten Konzepts für Radlaststeigerungen kurz vor dem Schlupfmaximum folgt aus Open-Loop Simulationen mit Messdaten aus Bremsversuchen.

$$\text{MiniMax-}\lambda_{max} F_z(+): [\lambda_B \geq 15\%] \wedge \left[(\dot{v}_R - (1 - \lambda_B) a_x) \geq \underbrace{\tan(\alpha)}_{-250 \text{ m/s}^2} \cdot (\lambda_B - 15\%) \right] \quad (6.14)$$

$$\text{MiniMax-}\lambda_{max} F_z(-): [\lambda_B < 10\%]$$

MiniMax-Radlaststeigerungen werden in diesem Konzept erst ermöglicht, wenn der Bremschlupf eine definierte tote Zone mit den Grenzen $\lambda_B \geq 15\%$ (Vorderachse) bzw. $\lambda_B \geq 10\%$ (Hinterachse) überschreitet. Die Definition einer toten Zone für Radlasterhöhungen bis zu den gewählten Schlupfgrenzen reduziert die Wahrscheinlichkeit frühzeitiger Radlasterhöhungen, die aus Vorzeichenwechsel der numerisch abgeleiteten Radumfangsgeschwindigkeit zu Beginn der Überschlupfphase resultieren. Für den in Abbildung 6.8 dargestellten Hysteresebereich gilt in diesem Fall die MiniMax-Strategie „Radlastreduzieren“. Damit mit Radlasterhöhungen auch bei kleineren Überschlupfphasen mit maximalen Schlupfwerten von z.B. $\lambda_B \approx 20\%$ reagiert wird, wurde eine möglichst

tiefe Schlupfgrenze der toten Zone angestrebt. Außerhalb der toten Zone werden im Bereich der Radumfangsverzögerung Radlasterhöhungen initiiert, wenn vor dem Schlupfmaximum ein von der Radumfangsbeschleunigung und dem Schlupf abhängiger Schwellenwert überschritten wird (vgl. Abbildung 6.8 und Gleichung (6.14)). Ein linear mit dem Bremsschlupf sinkender Schwellenwert der Radumfangsbeschleunigung ermöglicht eine parametrierbare frühzeitige Radlasterhöhung vor dem Schlupfmaximum. Die bei $(dv_R/dt - a_x \cdot (1 - \lambda_B)) = 0 \text{ m/s}^2$ beginnende und linear mit der relativen Radumfangsbeschleunigung abfallende Schwelle für MiniMax-Radlasterhöhungen ermöglicht oberhalb der Schlupfgrenze auch bei geringen Radumfangsbeschleunigungen immer einen Radlastwunschwechsel auf Radlasterhöhung. Wird statt einem linear abfallenden Schwellenwert alternativ eine konstanten Schwelle $(dv_R/dt - a_x \cdot (1 - \lambda_B)) = \text{konst.}$ definiert, träte trotz großer Schlupfwerte bei einer zu geringen Radumfangsverzögerung keine MiniMax-Radlasterhöhung ein. Ein konstanter Schwellenwert, der geringer als der Großteil der im Überschlupf auftretenden maximalen Radumfangsbeschleunigungen ist, erhöht hingegen die Wahrscheinlichkeit frühzeitigen Radlastwunschwechsels vor dem Schlupfmaximum. Der definierte linear abfallende Schwellenwert für Radlasterhöhungen aus Gleichung (6.14) adressiert diesen Zielkonflikt. Die Radlaststeigerung wird nach Überschreiten der Schwelle gehalten, bis die Überschlupfphase beendet ist, was durch die Unterschreitung einer Schlupfgrenze von $\lambda_B \leq 10\%$ definiert ist. Für den in Abbildung 6.8 dargestellten Bereich der Hysterese gilt in diesem Fall die MiniMax-Strategie „Radlasterhöhen“.

MiniMax- λ_{max} - und MiniMax- $\lambda_{10\%}$ -Radlastreduktion im Unterschlupf

In beiden Dämpferregelstrategien sind Unterschlupfphasen empirisch definiert als $\lambda_B \leq 10\%$ (vgl. Gleichung (6.10) und (6.14)). In diesem Bereich wird bei beiden Dämpferregelstrategien MiniMax- $\lambda_{10\%}$ und MiniMax- λ_{max} die MiniMax-Strategie „Radlastreduktion“ gehalten, damit eine temporäre Radlasterhöhung in der darauffolgenden Überschlupfphase ermöglicht wird. Die Ausnutzung der Aufbaubewegungen und des Selbstpumpereffekts durch Wechsel zwischen den MiniMax-Strategien „Radlaststeigern“ und „Radlastreduzieren“ verspricht gemäß Kapitel 5.4 gezielt einsetzbare temporäre Radlasterhöhungen. Eine MiniMax-Radlastreduktion in Unterschlupfphasen ermöglicht die Speicherung potentieller Energie als Federvorspannung, die bei einem Radlastwunschwechsel im Überschlupf zur Radlasterhöhung genutzt werden kann. Die Radlastreduktionsstrategie stellt in der Simulation mit idealer Reibwertregelung zudem zu Beginn der Bremsung das größte Kraftschlusspotential unter den betrachteten Varianten bereit (vgl. Abbildung 3.6, Kapitel 3.1.2): Die Radlastreduktionsstrategie verspricht zum Bremsbeginn eine hohe dynamische Radlastüberhöhung bei darauf folgender sehr geringer dynamischer Radlastreduktion. Durchschnittlich erreicht die MiniMax-Strategie „Radlastreduktion“ gegenüber „Radlaststeigern“ zudem eine größere Gesamtdämpfung: Die Dämpferkraft dominierende Zugstufe wird bei MiniMax-„Radlastreduzieren“ auf die harte Dämpferkennlinie und bei „Radlaststeigern“ auf die

weiche geschaltet (vgl. Abbildung 5.1, S.118). Die größte realisierbare Gesamtdämpfung wird mit einer konstant harten Dämpfereinstellung erreicht, allerdings ist dann der Selbstpumpereffekt in geringerer Höhe ausnutzbar und geringere temporäre Radlaststeigerungen sind zu erwarten. Für Unterschlupfphasen der beiden Dämpferregelstrategien MiniMax- $\lambda_{10\%}$ und MiniMax- λ_{max} wird daher die MiniMax-Strategie „Radlastreduktion“ definiert.

Verifikation des schlupfabhängigen Radlastwunschs im Fahrversuch

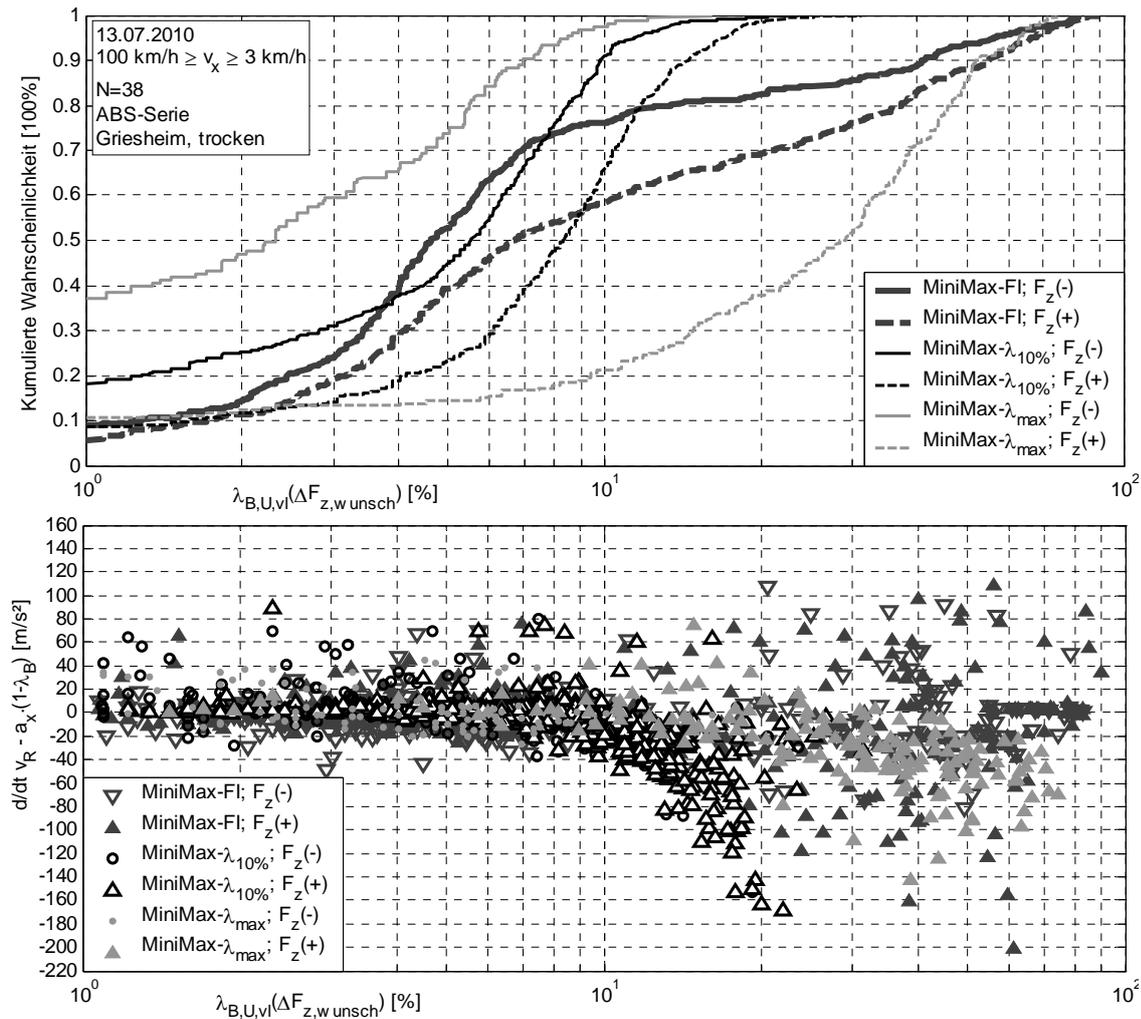


Abbildung 6.9: Schlupfbedingungen zum Radlastwunschwechsel für die implementierten schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelkonzepte

Die Verifikation der in diesem Abschnitt definierten Umschaltstrategien erfolgt anhand des Bremschlupfs zum Zeitpunkt eines Radlastwunschwechsels $\lambda_{B,U}$ und anhand der um die Fahrzeuglängsverzögerung a_x korrigierten Radumfangsbeschleunigung $d/dt(v_{R,U})$ (relative Radumfangsbeschleunigung). Zur Verifikation dienen Schlupf und Radumfangsgeschwindigkeit, die im ABS berechnet werden. Die Bestimmung des Radlastwunschs im Fahrversuch erfolgt anhand der in Kapitel 2.1.4 erläuterten Berechnungen für Bremschlupf und Radumfangsgeschwindigkeit anhand der vom ABS geschätzten

und über CAN ca. alle 10 ms übertragenden Fahrzeug- und Radumfangsgeschwindigkeiten. Abbildung 6.9 stellt die Ergebnisse exemplarisch für das linke Vorderrad dar. Erwartungsgemäß finden bei der ABS-unabhängigen Dämpferregelung MiniMax-*FI*-Radlastwunschwechsel auf Radlastreduktion auch in Überschlupfphasen statt, wodurch die Kraftschlussgrenze entgegen der Zielsetzung weiter abgesenkt wird. Eine implizierte Koordination des Radlastwunschs mit dem Schlupfverlauf zeigt Abbildung 6.9 wie auch zuvor Abbildung 6.4 (S.150) nicht. Die schlupfabhängigen MiniMax-Konzepte zeigen im Gegensatz hierzu eine Koordination des Radlastwunschs auf den Schlupfverlauf: Entsprechend des Konzepts erfolgen MiniMax- $\lambda_{10\%}$ -Radlasterhöhungen erwartungsgemäß zu Beginn von Überschlupfphasen ($\lambda_{B,U} \leq 20\%$, $d/dt(v_{R,U}) < 0$). Die Streuung der Schlupfwerte um den im Konzept definierten Zielwert $\lambda_{B,U} = 10\%$ folgt aus den unterschiedlichen Berechnungen der Kenngrößen im Fahrversuch und für die Auswertung der Verifikation (ESP interne Daten). MiniMax- λ_{max} -Radlasterhöhungen erfolgen erwartungsgemäß ebenfalls bei deutlich größeren Schlupfwerten und bei geringen negativen relativen Radumfangsbeschleunigungen kurz vor dem Nulldurchgang, welcher das Schlupfmaximum charakterisiert. Die Radlastreduktionen finden entsprechend beider Konzepte in 90% der Fälle unterhalb $\lambda_{B,U} \leq 10\%$ statt. Beide schlupfabhängige MiniMax-Dämpferstrategien sind damit anhand der Fahrversuchsergebnisse verifiziert. Die Radlastwunschwechsel erfolgen gemäß der Zielsetzung der definierten Konzepte.

6.3.2 Hypothesenprüfung und Ergebnisse

Der folgende Abschnitt diskutiert das Bremswegverkürzungspotential der konzipierten schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelstrategien im Vergleich zur Seriendämpfung und MiniMax-*FI*-Dämpferregelung. Im Fokus steht die Überprüfung, ob eine schlupfabhängige Dämpferregelung im Vergleich zum aktuellen Stand der Technik zu einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung führt (Hypothese H 6.1). Zudem verfolgt der Abschnitt das Ziel, Ursachen, die zu den Bremswegverteilungen führen, zu identifizieren (Hypothesen H 6.4 bis H 6.8).

Bremswegverkürzungspotential schlupfabhängiger Dämpferregelungen

Abbildung 6.10 stellt das Ergebnis der Bremsversuche mit den konzipierten schlupfabhängigen Dämpferregelungen MiniMax- $\lambda_{10\%}$ und MiniMax- λ_{max} im Vergleich zur Seriendämpfung und MiniMax-*FI*-Dämpferregelung dar. Die Hypothese normalverteilter Bremswegverteilungen wird auf einem Signifikanzniveau von $\alpha = 5\%$ anhand von Chi²-Anpassungstests nicht falsifiziert. Damit wird von der Gültigkeit der Alternativhypothese normalverteilter Bremswegverteilung ausgegangen und zur Prüfung signifikanter Mittelwertsunterschiede t-Tests verwendet.

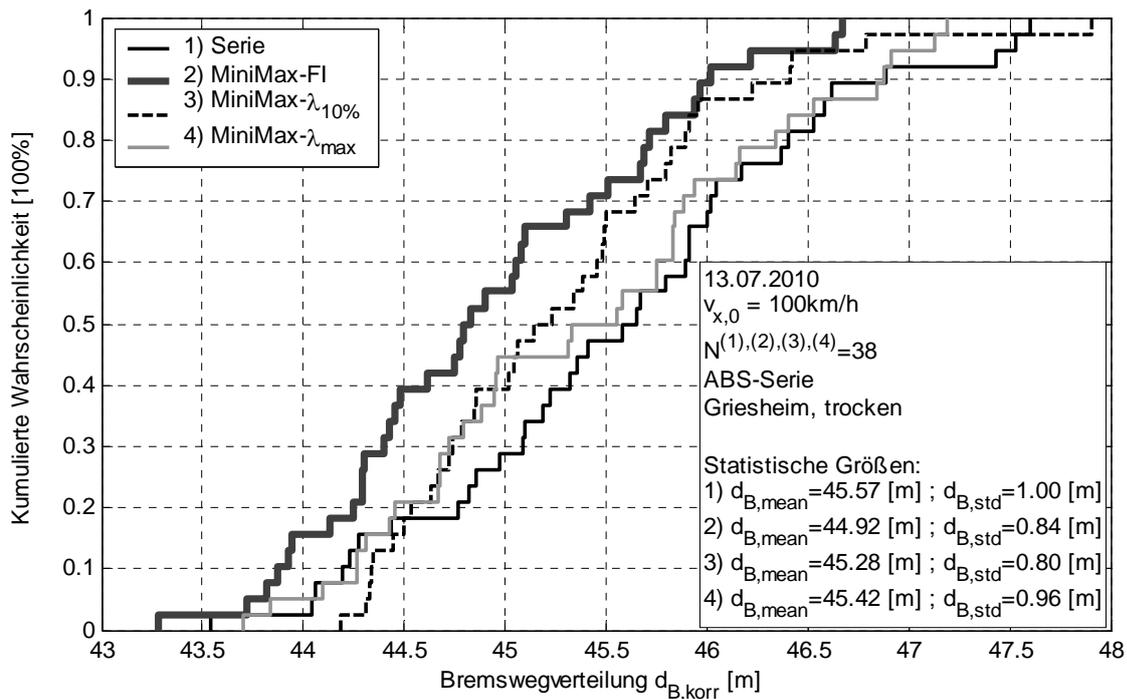


Abbildung 6.10: Bremswegverteilung der Referenz Seriendämpfung und MiniMax-*FI*-Dämpferregelung im Vergleich mit Varianten schlupfabhängiger Dämpferregelungen

Wie auch in Abschnitt 6.1 führt die MiniMax-*FI*-Dämpferregelung gegenüber der Seriendämpfung zu einer mittleren Bremswegverkürzung von $\Delta d_{B,\text{mean},(1),(2)} \approx 0,65$ m (ca. 1,4%), die mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p < 0,1\%$ hochsignifikant ist. Auf einem Signifikanzniveau von $\alpha = 5\%$ ist mit MiniMax-*FI* eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung von mindestens 44 cm nachweisbar. Entgegen der Zielsetzung weisen beide konzipierten schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelungen gegenüber MiniMax-*FI* statistisch signifikant ($\alpha = 5\%$) längere mittlere Bremswege auf. Im Vergleich zur Seriendämpfung sind die mittleren Bremswege und Streuungen der schlupfabhängigen Dämpferregelungen allerdings geringer (vgl. Abbildung 6.10): Zwischen MiniMax- $\lambda_{10\%}$ und Seriendämpfung beträgt die mittlere Bremswegverkürzung $\Delta d_{B,\text{mean},(1),(3)} \approx 0,3$ m (ca. 0,66%). Die Irrtumswahrscheinlichkeit, dass der mittlere Bremsweg der MiniMax- $\lambda_{10\%}$ -Dämpferregelung größer oder gleich der Seriendämpfung ist, beträgt $p \approx 1,3\%$. Auf einem Signifikanzniveau von $\alpha = 5\%$ ist eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung von mindestens 6 cm nachweisbar. Damit wird mit hoher Wahrscheinlichkeit von der Gültigkeit der Alternativhypothese ausgegangen, also dass statistisch eine mittlere Bremswegverkürzung mit MiniMax- $\lambda_{10\%}$ gegenüber der Seriendämpfung erreichbar ist. Das Bremswegverkürzungspotential gegenüber der Seriendämpfung ist dabei allerdings geringer als bei MiniMax-*FI*. Für MiniMax- λ_{max} wird die Alternativhypothese der Bremswegverkürzung abgelehnt, hier beträgt die Irrtumswahrscheinlichkeit $p \approx 11\%$. Die gegenüber MiniMax- $\lambda_{10\%}$ längeren Bremswege der MiniMax- λ_{max} stehen zu den Simulationsergebnissen aus Abschnitt 6.2 im Widerspruch. Anhand der Bremskräfte der Vorderachse, deren Optimierung das Ziel der Simulations-

betrachtungen in Abschnitt 6.2 darstellte, ist zu prüfen, ob die Vorhersage des Simulationsmodells für diesen Anwendungsfall mit den Fahrversuchen übereinstimmt.

Zusammenfassend ist gegenüber dem Stand der Technik (Seriendämpfung) mit der schlupfabhängigen Dämpferregelung MiniMax- $\lambda_{10\%}$ zwar eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung auf einem Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$ nachweisbar, diese ist allerdings geringer als der aktuelle Stand der Forschung, der durch MiniMax-*FI* vertreten wird. Auf Basis der vorliegenden Ergebnisse wird Hypothese H 6.1 daher nicht verifiziert. Der Nachweis, dass eine Koordination zwischen MiniMax-Radlastwunschwechsel und ABS Regelung eine Bremswegverkürzung gegenüber der ABS-unabhängig wirkenden MiniMax-*FI*-Dämpferregelung erzielt, wird trotz der aus Simulationsbetrachtungen abgeleiteten vielversprechenden Radlastwunschwechselbedingungen nicht erbracht. Die derzeit beste bekannte Dämpferregelstrategie zur Bremswegminimierung ist damit die einem binären Skyhook-Regler entsprechende MiniMax-*FI*-Dämpferregelung, deren Ziel die Bedämpfung von Aufbaubewegungen ist.

Analyse des Bremsvorgangs über der zurückgelegten Strecke

Der Bremsweg resultiert aus dem Integral des zeitlichen Geschwindigkeitsverlaufs und dieser wiederum aus der Summe der Bremskräfte aller vier Räder. Abbildung 6.11 stellt die Mittelwertsverläufe (Median) relevanter fahrdynamische Größen über der zurückgelegten Strecke s_x dar, die den Bremsweg beeinflussen. Dabei dient die Seriendämpfung als Referenz.

Die Verteilung der Bremswege spiegelt sich erwartungsgemäß auch in den Verläufen der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x wider. Der gegenüber der Seriendämpfung bei allen drei MiniMax-Dämpferregelvarianten größere streckenbezogene kinetische Energie- bzw. Geschwindigkeitsabbau beginnt ab dem Zurücknicken des Fahrzeugaufbaus ($s_x \geq 14$ m, siehe Radlastverlauf $F_{z,vi}$) und steigt im weiteren Verlauf des Bremsvorgangs weiter an. Zwischen dem mittleren Geschwindigkeitsverlauf der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung und den drei anderen Dämpfungsvarianten ist jeweils ab $s_x \geq 16$ m ein statistisch signifikanter Mittelwertsunterschied nachweisbar²²⁸. Zwischen anderen Paarungen sind Mittelwertsunterschiede auf gleichem Signifikanzniveau statistisch nicht signifikant, die Streuung ist gegenüber dem Mittelwertsunterschied für die gegebene Versuchsanzahl zu groß.

Der Geschwindigkeitsverlauf folgt aus der über weite Bereiche des Bremsvorgangs gesteigerten Längsverzögerung $-a_x$. Anhand des mittleren Längsbeschleunigungsverlaufs a_x , der die mittlere Summe der Bremskräfte aller vier Räder widerspiegelt, lassen sich Bereiche identifizieren, in denen gegenüber der Seriendämpfung Gesamtbremskraftsteigerungen oder auch -reduktionen auftreten.

²²⁸ Wilcoxon Rangsummentest auf Signifikanzniveau $\alpha=5\%$

über jeweils N=38 gemittelte Verläufe der Bremsungen (Mediane der Verteilungen zu jedem Wegpunkt)

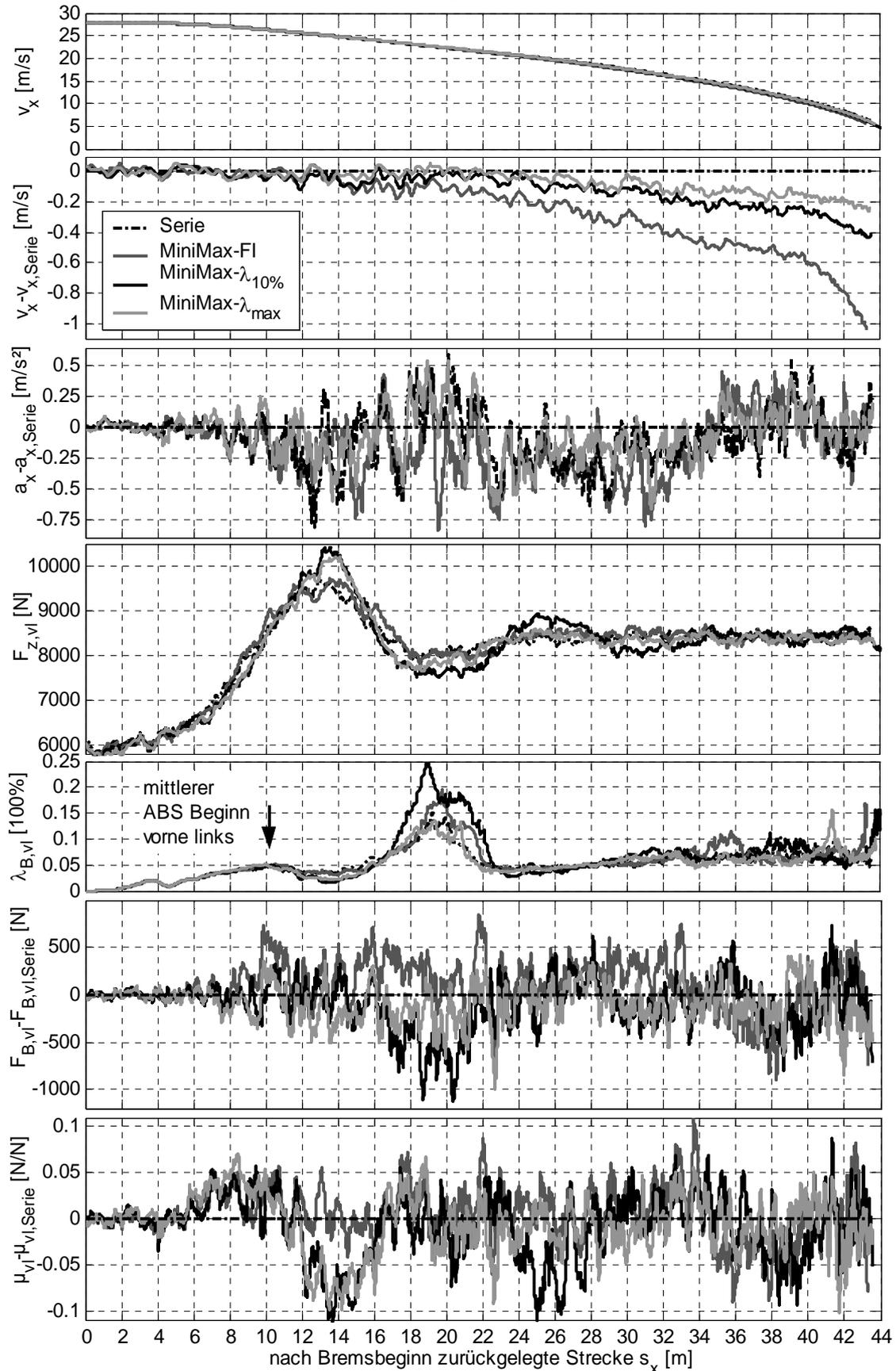


Abbildung 6.11: Vergleich der Dämpferregelvarianten anhand der mittleren Verläufe (Mediane zu jedem Wegpunkt). Differenzen zur Serie resultieren aus der Differenz der Mediane

Der Bereich des ersten Zurücknickens (Radlastreduktion) und erneuten Einfedern (Radlaststeigerung) $14 \text{ m} \leq s_x \leq 22 \text{ m}$ zeigt in Abbildung 6.11: Während die MiniMax-*FI*-Dämpferregelung gegenüber der Seriendämpfung auch hier eine größere mittlere Verzögerung aufrecht erhält, so werden mit beiden schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelungen geringere mittlere Verzögerungen und damit geringere Gesamtbremskräfte erzielt. Diese Beobachtung ist auf den mittleren Bremskraftverlauf des vorderen linken Rades $F_{B,vl}$ übertragbar. Die mittlere Kraftschlussausnutzung μ_{vl} des linken Vorderrads der auf das Zurücknicken folgenden charakteristischen Überschlupfphase im Bereich $16 \text{ m} \leq s_x \leq 22 \text{ m}$ ist zwischen allen Dämpfungsvarianten vergleichbar. Die Bremskraftabsenkung der schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelvarianten folgt damit aus dem geringeren Radlastniveau $F_{z,vl}$ in diesem Bereich. Der Radlastverlauf zeigt für die MiniMax-*FI*-Dämpferregelung eine zur Seriendämpfung vergleichbare Gesamtdämpfung. Dies ist plausibel, da die dem Skyhook-Algorithmus entsprechende MiniMax-*FI*-Dämpferregelung beim Einfedern zum Bremsbeginn eine harte Dämpfercharakteristik für die in dieser Situation dominierende Druckstufe wählt. Die schlupfabhängigen Dämpferregelungen weisen aufgrund der im Unterschlupf wirkenden MiniMax-Radlastreduktion zu Beginn des Bremsvorgangs eine weiche Dämpfung in der Druckstufe auf, was durchschnittlich zu einem größerem maximalen Radlastniveau führt. Dieses erhöhte Kraftschlusspotential wird allerdings nicht ausgenutzt, was die Absenkung μ_{vl} gegenüber der Seriendämpfung zeigt. Die mittlere Bremskraft ist in diesem Bereich sogar geringer als die der Seriendämpfung. Die Ursache wird auf die beginnende ABS-Regelung bei durchschnittlich²²⁹ $s_x \approx 10 \text{ m}$ und den daraus folgenden Bremsdruckabbau zurückgeführt (vgl. auch Abbildung 6.3). In der sich daran anschließenden Unterschlupfphase ist der mittlere Bremskraft- bzw. Bremsmomentgradient geringer als der Radlastgradient, was zu einer Absenkung der mittleren Kraftschlussausnutzung und des Bremsschlupfs führt. Mit beginnender Radlastreduktion infolge des Zurücknickens steigen Bremsschlupf und Kraftschlussausnutzung bei näherungsweise konstanter Bremskraft wieder an. Dieser Effekt des gegenüber dem Radlastgradient im Unterschlupf zu geringen Bremsmomentgradienten ist aus den Simulationsbetrachtungen (vgl. Abschnitt 6.2.2) bekannt und wird hauptsächlich auf die Parametrierung des ABS-I-Anteils zurückgeführt. Die aus der geringeren Druckstufendämpfung folgende temporäre Radlasterhöhung zu Beginn der Bremsung trägt aufgrund der vorherigen ABS-Regelaktivität im Mittel nicht zur Bremswegverkürzung bei und wird verschenkt. Eine vergleichbare Situation ist im Bereich $23 \text{ m} \leq s_x \leq 28 \text{ m}$ zu beobachten: Die temporäre Radlaststeigerung der MiniMax- $\lambda_{10\%}$ -Dämpferregelung reduziert bei näherungsweise konstanter Bremskraftänderung ebenfalls die Höhe der Kraftschlussausnutzung und nutzt damit das Bremskraftpotential nicht aus.

Im Gegensatz zur MiniMax-*FI*-Dämpferregelung, bei der Abbildung 6.11 eine gesteigerte mittlere Längsverzögerung $-a_x$ und eine größere mittlere Bremskraftsteigerung am

²²⁹ hier definiert als Median (50%), 80% der ABS-Regelbeginne treten vor $s_x \leq 12 \text{ m}$ auf

linken Vorderrad $F_{B,vl}$ zeigt, ist bei den schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelungen keine mittlere Bremskraftsteigerung am linken Vorderrad ersichtlich. Trotzdem führen die schlupfabhängigen Dämpferregelungen im Vergleich zur Seriendämpfung zu größeren Längsverzögerungen und kürzeren mittleren Bremswegen. Als Ursache für diese Diskrepanz kommt eine mögliche Bremskraftsteigerung der Hinterachse in Betracht. Die allgemeine Vernachlässigbarkeit möglicher Bremskraftsteigerungen der Hinterachse ist anhand MiniMax-FI-Dämpferregelung in Abschnitt 6.1.1 bereits widerlegt worden. Eine Überprüfung dieser Hypothese erfolgt im nachfolgenden Abschnitt.

Mittlere streckenbezogene Bremskräfte im Unter- und Überschlupf

Aus den Simulationsbetrachtungen folgt die in Abschnitt 6.2.3 formulierte Hypothese H 6.4 für anzustrebende MiniMax-Radlastwunschwechsel: MiniMax-Radlaststeigerungen unmittelbar vor Schlupfmaxima erhöhen die mittleren streckenbezogenen Bremskräfte in Unter- und Überschlupf gegenüber Radlaststeigerungen zum Beginn von Überschlupfphasen. Die Überprüfung der Hypothese erfolgt im Fahrversuch anhand der Bremskraft des linken Vorderrads $F_{B,vl}$, die mit einer Messfelge gemessen wird. Die Analyse des Bremsvorgangs über der zurückgelegten Strecke des vorherigen Abschnitts lässt einen relevanten Beitrag der Hinterachse an der Bremswegverkürzung erwarten. Da an der Hinterachse keine Messfelge zur Verfügung steht (vgl. Kapitel 2.1.4), wird die Bremskraft aus dem Drallsatz am Rad anhand Gleichung (6.15) ermittelt²³⁰.

Abbildung 6.12 zeigt die mittleren streckenbezogenen Bremskräfte $F_{B,mean}(s_x)$ für variierende Schlupfgrenzwerte λ_0 relativ zur mittleren Bremskraft bei Seriendämpfung. Der mittlere Energieabbau pro Strecke $\Delta E/\Delta s_x = F_{B,mean}(s_x)$, wird für die beiden Schlupfbereiche unterhalb ($\lambda \leq \lambda_0$) und oberhalb ($\lambda > \lambda_0$) des Schlupfgrenzwerts λ_0 dargestellt. Der Schlupfgrenzwert λ_0 ist in Kapitel 4.1 als Ersatz für den unbekannt variablen optimalen Schlupfwert $\lambda_{opt}(\mu_{max})$ eingeführt worden, der Unter- und Überschlupf voneinander trennt (vgl. auch Gleichung (4.9), Kapitel 4.3). Der optimale Schlupfwert wird im Schlupfbereich $6\% \leq \lambda_{opt} \leq 15\%$ erwartet, so dass dieser Bereich bei der Diskussion der in Abbildung 6.12 dargestellten Ergebnisse wie in Kapitel 4.3 im Fokus steht. Mit einem Wilcoxon Rangsummentest, aufgrund nicht annehmbarer Normalverteilungen der Vorder- und Hinterradbremskräfte, sind im Schlupfbereich $6\% \leq \lambda_{opt} \leq 15\%$ zwischen allen Dämpferregelvarianten statistisch höchstsignifikante ($p < 0,1\%$) Mittelwertsunterschiede²³¹ nachweisbar.

²³⁰ Die Schätzgenauigkeit ist im Anhang dargestellt: Abbildung 9.16 (S. 228), Abbildung 9.17 (S. 229)

²³¹ Die Vorzeichen der arithmetischen Mittelwertsunterschiede und Medianunterschiede zweier Verteilungen sind im Bereich $6\% \leq \lambda_0 \leq 15\%$ gleich.

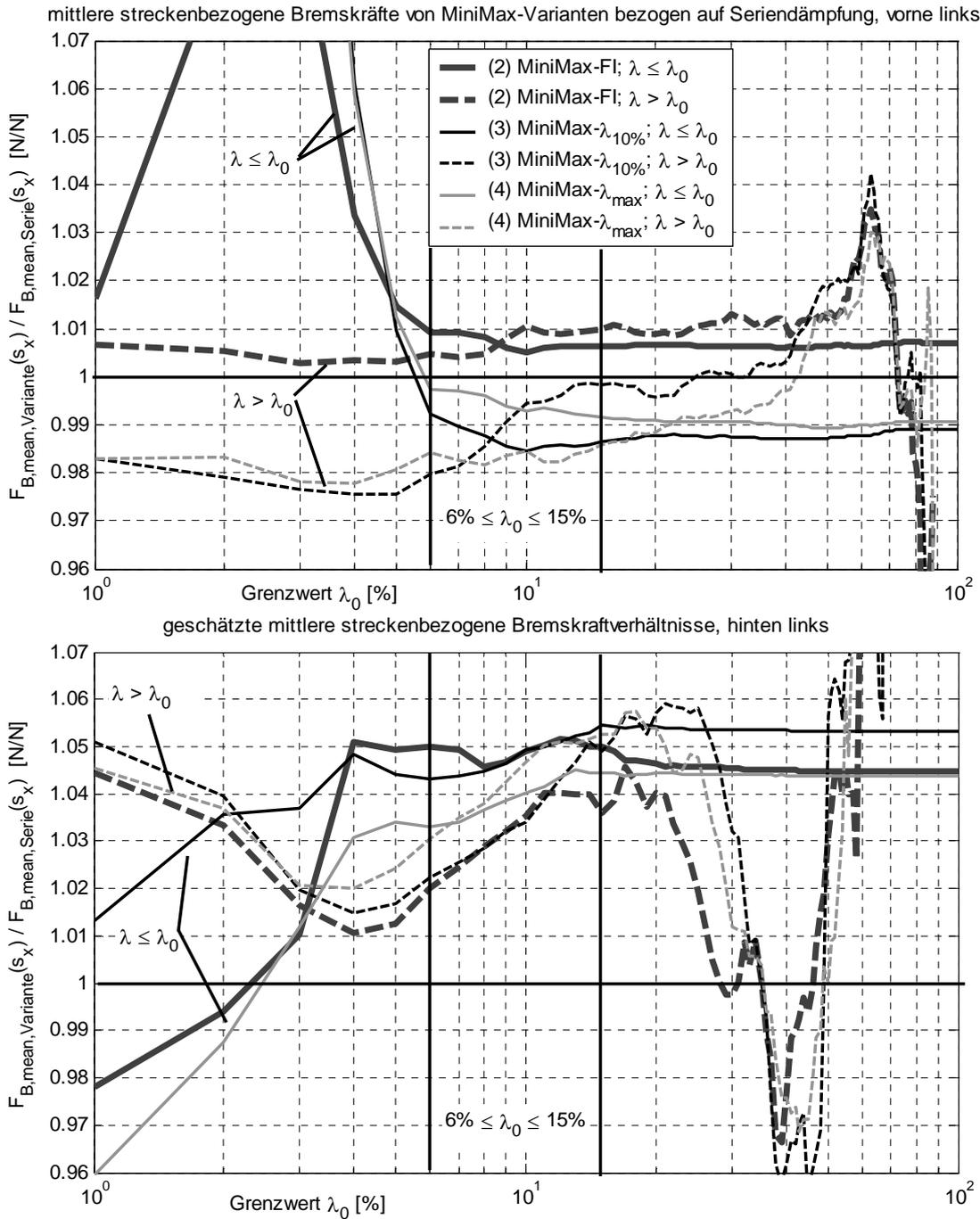


Abbildung 6.12: Verhältnis der streckenbezogenen mittleren Bremskräfte (Messfelge vorne links, Bremskraftschätzung hinten links) der MiniMax-Dämpferregelkonzepte zur Seriidämpfung für einen durch λ_0 begrenzten Schlupfbereich. Die Interpretation der Darstellung erfolgt mit $\lambda_{B \leq \lambda_0}$ vergleichbar zu einer kumulativen Wahrscheinlichkeitsfunktion.

Bremskraftschätzung²³²:

$$F_{B,i} = \frac{1}{r_{dyn}} \left(\Theta_{R,i} \frac{\dot{v}_{R,i}}{r_{dyn}} + \underbrace{C_{p,i}(v_{R,i}) \cdot p_{B,i}}_{M_{B,i}} + M_{Kar,i} \right) \quad (6.15)$$

²³² In Fahrversuchen empirisch ermitteltes $C_{p,i}$ Kennfeld siehe Anhang S.218, $\Theta_R=2 \text{ kgm}^2$, anteiliges Kardanwellenmoment bekannt im ESP-Steuergerät

Für das linke Vorderrad zeigt Abbildung 6.12 eine gegenüber der Seriendämpfung größere mittlere streckenbezogene Bremskraft der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung für Über- ($\lambda > \lambda_0$)²³³ und Unterschlupfphasen ($\lambda \leq \lambda_0$). Gemittelt über alle streckenbezogenen Schlupfbereiche wird mit der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung eine ca. 0,7% größerer mittlere streckenbezogene Bremskraft gegenüber der Seriendämpfung erreicht ($\lambda \leq \lambda_0 = 100\%$). Dies stimmt mit dem Verlauf der in Über- und Unterschlupfphasen durchschnittlich gesteigerten linken Vorderradbremskraft (Abbildung 6.11) überein. Die schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelungen MiniMax- λ_{max} und MiniMax- $\lambda_{10\%}$ bewirken im Unter- und Überschlupfbereich gegenüber der Seriendämpfung eine geringere mittlere streckenbezogene Bremskraft. Auch dies stimmt mit den mittleren Bremskraftverläufen in Abbildung 6.11 überein. Als eine mögliche Ursache für die generell über der zurückgelegten Strecke geringere Bremskraftausnutzung sind bei der Diskussion von Abbildung 6.11 bereits im vorherigen Abschnitt größere Radlastschwankungen in Verbindung mit dem ABS-Regelverhalten im Unterschlupf genannt worden.

Die schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelungen sind wie in der Simulation bzgl. der Dämpferumschaltung und Gesamtdämpfung miteinander vergleichbar und werden zur Prüfung der Hypothese H 6.4 herangezogen. Abbildung 6.12 zeigt für den Unterschlupfbereich ($\lambda \leq \lambda_0$) um bis zu ca. 1% größere streckenbezogene mittlere Vorderradbremskräfte der MiniMax- λ_{max} -Dämpferregelung gegenüber der MiniMax- $\lambda_{10\%}$ -Dämpferregelung. Dieses Ergebnis entspricht der Vorhersage der Simulation für den Unterschlupfbereich. Zur Bewährung von Hypothese H 6.4 ist weiterhin der Nachweis einer größeren mittleren Bremskraft im Überschlupf notwendig. Abbildung 6.12 zeigt, dass im Vergleich beider schlupfabhängiger MiniMax-Dämpferregelungen im Überschlupfbereich ($\lambda > \lambda_0$) MiniMax- $\lambda_{10\%}$ und nicht MiniMax- λ_{max} die größeren mittleren Bremskräften erreicht. Damit ist die universelle Hypothese H 6.4 entgegen der Erwartung aus der Simulation falsifiziert. Die aus der Simulation vorhergesagten Ergebnisse treten in den Versuchsergebnissen im Überschlupf nicht auf. Im Vergleich beider schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelvarianten sind über den gesamten Schlupfbereich ($\lambda \leq \lambda_0 = 100\%$) kaum Unterschiede in der streckenbezogenen mittleren linken Vorderradbremskraft zu erkennen. Insgesamt ist das mittlere Bremskraftniveau der schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelungen ca. 1% geringer als das der Seriendämpfung und ca. 1,7% als das der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung.

Im Unterschied zur Vorderachse liefert die Hinterachse bei allen MiniMax-Dämpferregelvarianten einen relevanten Beitrag zur Bremswegverkürzung: Über den gesamten Schlupfbereich ($\lambda \leq \lambda_0 = 100\%$) wird die streckenbezogene mittlere Bremskraft der MiniMax-*FI*- und MiniMax- λ_{max} -Dämpferregelung des linken Hinterrads um ca. 4,5%, die der MiniMax- $\lambda_{10\%}$ um ca. 5,3% gegenüber der Seriendämpfung gesteigert. Die Bremswegverkürzung der MiniMax- $\lambda_{10\%}$ -Dämpferregelung gegenüber der Seriendämpfung ist damit trotz der Bremskraftreduktion am linken Vorderrad durch die ge-

²³³ mit $6\% \leq \lambda_0 \leq 15\%$

steigerte Hinterachsbremskraft erklärbar. Gegenüber der Seriendämpfung werden mit allen MiniMax-Dämpferregelvarianten am linken Hinterrad größere mittlere streckenbezogene Bremskräfte in Unter- ($\lambda \leq \lambda_0$) und Überschlupfphasen ($\lambda > \lambda_0$) erreicht. Wird die falsifizierte universelle Hypothese H 6.4 als existentielle Hypothese interpretiert, die das prinzipielle aber nicht universelle Auftreten beschreibt, so wird sie allerdings auch bei der Hinterachse nicht verifiziert: MiniMax- λ_{max} bewirkt im Unterschlupf gegenüber MiniMax- $\lambda_{10\%}$ geringere und im Überschlupf größere mittlere Bremskräfte, was der Hypothese widerspricht. Zudem ist zwischen der mittleren Bremskraft in Unter- und Überschlupf der Vorderachse im Vergleich zur Hinterachse gegensinniges Verhalten zu erkennen: Während im Vergleich beider schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelungen die größten mittleren Bremskräfte der Vorderachse im Unterschlupf durch die MiniMax- λ_{max} erreicht werden, so ist es MiniMax- $\lambda_{10\%}$ an der Hinterachse. Für die Überschlupfphase gilt der umgekehrte Fall. Dies führt zu der umfassenden Ablehnung der Hypothese H 6.4. Die Vorhersage der Simulation zur mittleren Bremskraftsteigerung zeigt sich nicht im Fahrversuch.

Nach dem aktuellen Wissensstand sind aus den Simulations- und Versuchsergebnissen keine schlupfabhängigen MiniMax-Radlastwunschwechselbedingungen ableitbar, die sowohl im Über- und Unterschlupf und gleichzeitig an Vorder- und Hinterachse im Vergleich zu einer anderen schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelung zu einer Steigerung der mittleren streckenbezogenen Bremskraft führt. Im Vergleich beider schlupfabhängiger Dämpferregelungen werden mit MiniMax- $\lambda_{10\%}$ in Summe die größten Bremskraftsteigerungen erzielt, was die Bremswegverkürzung gegenüber MiniMax- λ_{max} und gegenüber der Seriendämpfung zeigen. Die MiniMax-Dämpferregelvariante mit der größten mittleren Gesamtbremskraft ist aufgrund der höheren Vorderradbremskräfte die schlupfunabhängige, einem binären Skyhook-Algorithmus entsprechende, MiniMax-*FI*-Dämpferregelung.

Dauer von Überschlupfphasen und mittlere Kraftschlussausnutzung in darauf unmittelbar folgenden Unterschlupfphasen

Die Simulation sagt für eine MiniMax-Radlaststeigerung zu Beginn einer Überschlupfphase eine Verlängerung ihrer Dauer, eine daraus folgende größere Absenkung des ABS-Bremskraftarbeitspunkts und eine geringere Kraftschlussausnutzung in der darauffolgenden Unterschlupfphase voraus. Diese Vorhersagen sind in den Hypothesen H 6.5, H 6.6 und H 6.7 in Abschnitt 6.2.3 zusammengefasst. Bei einer Bewährung dieser Hypothesen im Fahrversuch folgt, dass eine MiniMax-Radlasterhöhung zu Beginn einer Überschlupfphase für eine möglichst hohe Kraftschlussausnutzung in Über- und Unterschlupfphase vermieden werden sollte. Die Unterteilung des Schlupfbereichs in Über- und Unterschlupf erfolgt gemäß der umgesetzten schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelkonzepte: MiniMax-Radlaststeigerungen und daraus folgende Änderungen in der Überschlupfphase werden bei MiniMax- $\lambda_{10\%}$ erst ab $\lambda_B \geq 10\%$ erwartet. Die Diskussion der Daten erfolgt daher analog zu diesem Schlupfbereich: Nachfolgend ist

Überschlupf als $\lambda_B \geq 10\%$ und Unterschlupf als $\lambda_B < 10\%$ definiert. Im Fokus der Diskussion steht der Vergleich beider schlupfabhängiger Dämpferregelvarianten mit MiniMax-Radlaststeigerung zu Beginn der Überschlupfphase (MiniMax- $\lambda_{10\%}$) und im Bereich des Schlupfmaximums (MiniMax- λ_{max}).

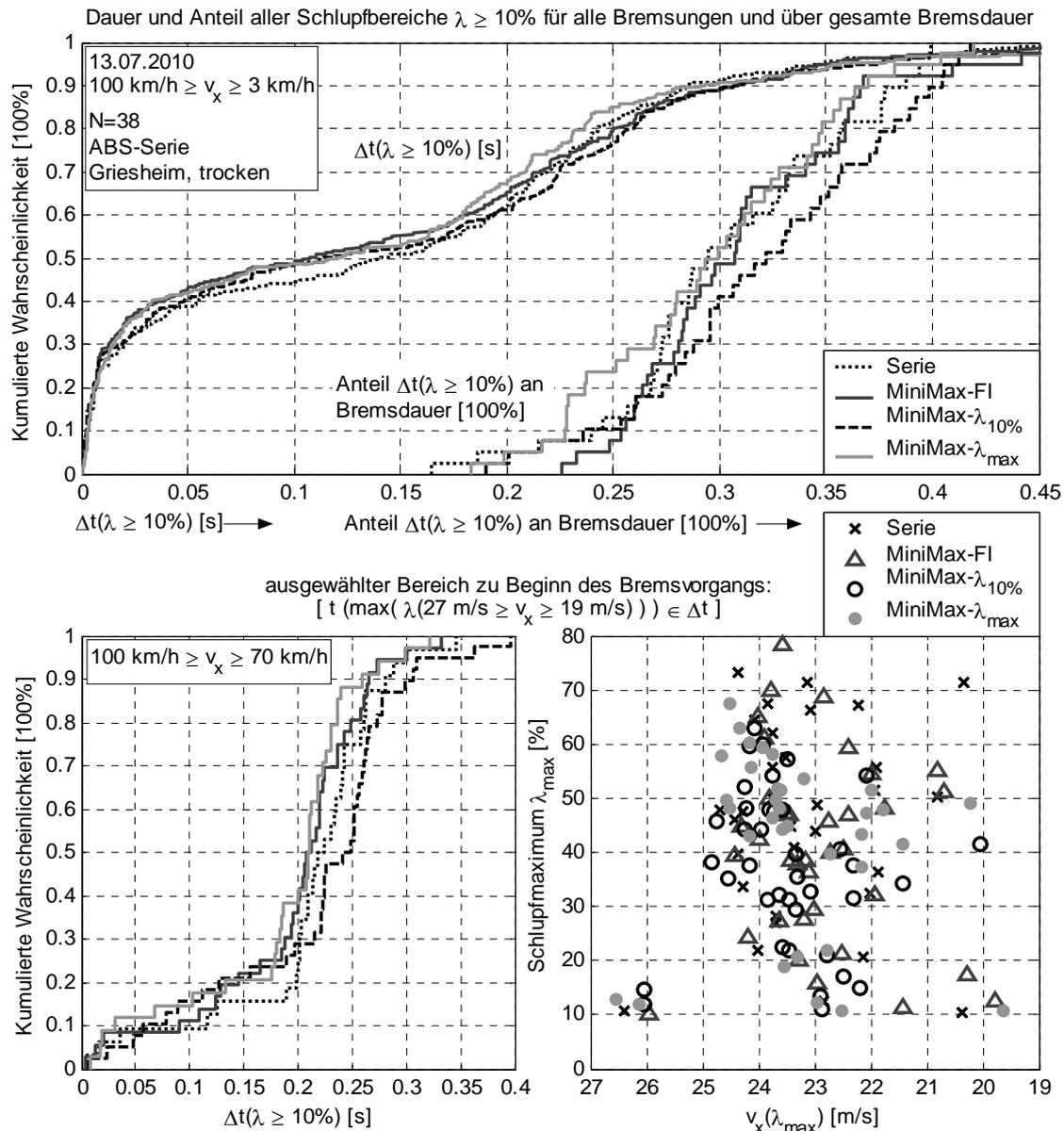


Abbildung 6.13: Dauer aller einzelnen Schlupfbereiche $\lambda_B > 10\%$, deren relativen Anteil an der Bremsdauer und die Dauer des Schlupfbereichs $\lambda_B > 10\%$ mit der größten Schlupfamplitude λ_{max} im Bereich $v_x \geq 70$ km/h für das linke Vorderrad

Hypothese H 6.5 postuliert eine Verlängerung der Überschlupfphase, wenn eine MiniMax-Radlaststeigerung zu Beginn der Überschlupfphase stattfindet. Abbildung 6.13 (oben) stellt die Dauer aller Schlupfbereiche für $\lambda_B \geq 10\%$ und deren relativen Anteil an der Gesamtbremsdauer dar. Der relative Anteil der Schlupfphasen für $\lambda_B \geq 10\%$ an der Gesamtbremsdauer ist bei MiniMax- $\lambda_{10\%}$ gegenüber MiniMax- λ_{max} mit einer Irrtums-

wahrscheinlichkeit von $p \approx 3,7\%$ statistisch signifikant²³⁴ größer. Dieses Ergebnis entspricht Hypothese H 6.5.

Die kumulierte Wahrscheinlichkeitsverteilung sämtlicher Überschlupfphasen $\lambda_B \geq 10\%$ zeigt im Bereich $0,18 \text{ s} \leq \Delta t(\lambda_B \geq 10\%) \leq 0,25 \text{ s}$ für MiniMax- $\lambda_{10\%}$ eine Tendenz zu größeren Dauern $\Delta t(\lambda_B \geq 10\%)$ gegenüber MiniMax- λ_{max} . Die Annahme gleicher Mediane wird mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p \approx 50\%$ (Wilcoxon Rangsummentest) allerdings nicht widerlegt. Bezogen auf den gesamten Bremsvorgang ist zwischen beiden schlupfabhängigen Dämpferregelvarianten weder eine Verkürzung noch eine Verlängerung für $\Delta t(\lambda_B \geq 10\%)$ nachweisbar. Bei der Betrachtung des gesamten Bremsvorgangs ist zu beachten, dass im Verlauf der Bremsung das MiniMax-Radlaständerungspotential aufgrund abklingender aufbauinduzierten Radlaständerungen sinkt. Zwar sind in Kapitel 5.4 auch Radlaständerungen nachgewiesen worden, die ausschließlich aus der Fahrbananregung resultieren (Selbstpumpereffekt), das größte Radlaständerungspotential liegt jedoch in der Ausnutzung der niederfrequenten Aufbaubewegung mit seinen größeren Dämpfergeschwindigkeitsamplituden. Zudem sind die Änderungen der Überschlupfdauer durch Radlaständerungen umso geringer, je kürzer die Radlaständerung über der Überschlupfdauer wirkt²³⁵. Mit geringerem Radlaständerungspotential und kürzerer Dauer der Überschlupfphase sinkt auch deren Beeinflussbarkeit. Hypothese H 6.5 wird in einem Bereich noch großer Aufbaubewegungen geprüft, in dem großes Radlaständerungspotential und große Überschlupfdauern erwartet werden. In Abbildung 6.11 (unten links) ist die Dauer der ersten großen Überschlupfphase dargestellt, die üblicherweise infolge des Zurücknickens des Fahrzeugaufbaus auftritt. Ermittelt wird diese Überschlupfphase anhand des größten lokalen Schlupfmaximums λ_{max} im Geschwindigkeitsbereich $100 \text{ km/h} \geq v_x \geq 70 \text{ km/h}$. Die Einschränkung auf den Geschwindigkeitsbereich folgt aus Abbildung 6.11: Die durch das Zurücknicken des Aufbaus initiierte Überschlupfphase endet durchschnittlich bei ca. $v_x \approx 70 \text{ km/h}$. Abbildung 6.13 (unten rechts) zeigt, dass die meisten Schlupfmaxima zu vergleichbaren Fahrzeuggeschwindigkeiten und damit vergleichbaren Bedingungen auftreten. Die Mediane der beiden Verteilungen $\Delta t(\lambda_B \geq 10\%)$ für MiniMax- $\lambda_{10\%}$ und MiniMax- λ_{max} weisen mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p \approx 2\%$ einen statistisch signifikanten Mittelwertsunterschied auf²³⁶. Für den Bereich des Bremsbeginns entsprechen die Ergebnisse Hypothese H 6.5, die sich damit bewährt: Eine MiniMax-Radlasterhöhung zu Beginn der durch das Zurücknicken initiierten Überschlupfphase führt zu einer statistisch signifikant längeren Überschlupfphase verglichen mit einer Radlasterhöhung zum Schlupfmaximum. Auch die Betrachtung über den gesamten Bremsvorgang falsifiziert Hypothese H 6.5 nicht, da keine statistisch signifikanten kürzeren Überschlupfphasen bei MiniMax-Radlast-

²³⁴ einseitiger t-Test auf Signifikanzniveau $\alpha=5\%$

²³⁵ Integralverhalten zwischen Radlaständerung und Änderung der Radumfangsgeschwindigkeit, die sich in einer Änderung des Bremsschlupfs äußert und die Dauer der Überschlupfphase definiert.

²³⁶ Wilcoxon Rangsummentest auf Signifikanzniveau $\alpha=5\%$

erhöhungen nachgewiesen werden. Zusätzlich gestützt wird Hypothese H 6.5 zudem durch den statistisch signifikant größeren Anteil der Schlupfphasen für $\lambda_B \geq 10\%$ an der Gesamtbremsdauer. Für das linke Hinterrad werden vergleichbare Ergebnisse ermittelt, allerdings mit geringeren Unterschieden im Vergleich zur Vorderachse²³⁷. Diese geringeren Unterschiede sind möglicherweise auf die durchschnittlich geringeren Schlupfmaxima und kürzeren kürzere Dauern $\Delta t(\lambda_B \geq 10\%)$ zurückzuführen. Der Trend zu größeren Dauern $\Delta t(\lambda_B \geq 10\%)$ bei MiniMax- $\lambda_{10\%}$ gegenüber MiniMax- λ_{max} zeigt sich auch bei der Hinterachse.

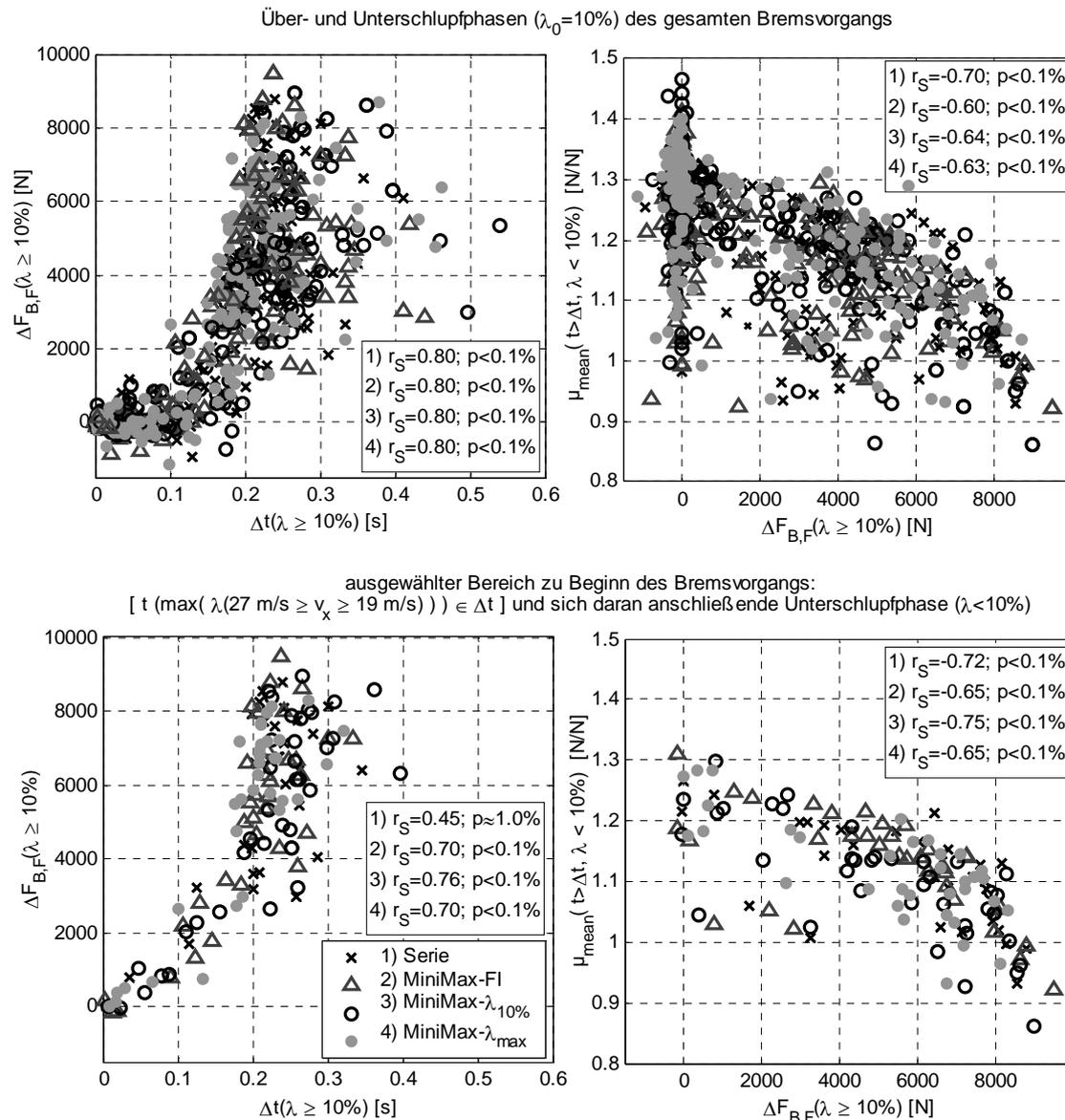


Abbildung 6.14: Dauer der Überschlupfphase über der Absenkung des ABS-Bremskraftarbeitspunkts im Überschlupf (links) und mittlere Kraftschlussausnutzung der nachfolgenden Unterschlupfphase über der Absenkung des ABS-Bremskraftarbeitspunkts im Überschlupf (rechts) für das linke Vorderrad. Dargestellt sind weiterhin die jeweiligen Rang-Korrelationskoeffizienten r_s nach Spearman.

²³⁷ vgl. Anhang, Kapitel 9.6.3, Abbildung 9.18

Zwischen der Dauer der Überschlupfphase $\Delta t(\lambda_B \geq 10\%)$ und der Absenkung des Bremskraftarbeitspunkts $\Delta F_{B,F}$ werden für den gesamten Bremsvorgang statistisch höchstsignifikante positive Rang-Korrelationen nach Spearman r_S nachgewiesen (Abbildung 6.14, links oben): Die Irrtumswahrscheinlichkeit für eine unabhängige Dauer der Überschlupfphase von der Absenkung des Bremskraftarbeitspunkts ist mit $p < 0,1\%$ gering. Der verwendete Rang-Korrelationskoeffizient nach Spearman setzt im Gegensatz zum Korrelationskoeffizienten nach Pearson keine Normalverteilung und Linearität zwischen den Größen voraus²³⁸. Für die Korrelation beider Größen in der ersten größeren Überschlupfphase (Abbildung 6.14, links unten) werden bis auf eine Ausnahme ebenfalls statistisch höchstsignifikante Korrelationen ($p < 0,1\%$) nachgewiesen: Der Korrelationskoeffizient für die Seriendämpfung ist gegenüber den anderen Dämpfungsvarianten geringer, was bei der vorherigen Betrachtung des gesamten Bremsvorgangs nicht beobachtet wird. Eine Erklärung hierfür liegt derzeit nicht vor. Trotzdem ist mit $p \approx 1\%$ eine statistisch hochsignifikante positive Korrelation nachweisbar. Beide Ergebnisse, sowohl für den gesamten Bremsvorgang als auch für die erste große Überschlupfphase, falsifizieren Hypothesen H 6.6 für das linke Vorderrad nicht. Sie wird daher als bewährt angesehen: Mit steigender Dauer der Überschlupfphase vergrößert sich die Bremskraftarbeitspunktabsenkung eines auf einem PID-Ansatz basierenden Bremsschlupfreglers. Die Ergebnisse bestätigen sich an der Hinterachse. Auch hier werden statistisch höchstsignifikante Korrelationen nachgewiesen²³⁹.

Hypothese H 6.7 sagt eine mit steigender Arbeitspunktabsenkung $\Delta F_{B,F}$ in der Überschlupfphase sinkende mittlere Kraftschlussausnutzung $\mu_{mean}(t > \Delta t, \lambda_B < 10\%)$ in der nachfolgenden Unterschlupfphase voraus. Abbildung 6.14 (rechts) zeigt dieses vorausgesagte Verhalten für den gesamten Bremsvorgang und die erste größere Überschlupfphase. Die Korrelationen sind mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p < 0,1\%$ statistisch höchstsignifikant. Hypothese H 6.7 wird durch diese Ergebnisse für das linke Vorderrad nicht falsifiziert und damit ebenfalls als bewährt angesehen: Mit größerer Bremskraftarbeitspunktabsenkung eines auf einem PID-Ansatz basierenden Bremsschlupfreglers in der Überschlupfphase sinkt die mittlere Reibwertausnutzung der darauffolgenden Unterschlupfphase. Eine Überprüfung der Hypothese für die Hinterachse ist aufgrund der nicht vorhandenen Messfelge, die für die Kraftschlussausnutzung μ_{mean} notwendig ist, nicht erfolgt.

Zusammenfassend spiegeln die in diesem Abschnitt diskutierten Ergebnisse aus den Fahrversuchen die Vorhersage der Simulation wider: In der ersten größeren Überschlupfphase des linken Vorderrads ist mit einer MiniMax-Radlaststeigerung zu Beginn der Überschlupfphase (MiniMax- $\lambda_{10\%}$) eine Verlängerung der Überschlupfphase gegenüber einer Umschaltung zum Schlupfmaximum (MiniMax- λ_{max}) erreichbar. Der mittlere

²³⁸ Duller (2008): Einführung in die nichtparametrische Statistik mit SAS und R., S.252ff

²³⁹ vgl. Anhang, Kapitel 9.6.3, Abbildung 9.19

Anteil der Überschlupfphasen an der Gesamtbremsdauer steigt bei einer MiniMax-Radlasterhöhung zu Beginn der Überschlupfphase (MiniMax- $\lambda_{10\%}$) gegenüber einer im Bereich des Schlupfmaximums (MiniMax- λ_{max}) an. Zunehmende Überschlupfdauern korrelieren positiv mit Reduktionen des ABS-Bremskraftarbeitspunkts über der jeweiligen Überschlupfphase. Weiterhin werden Korrelationen zwischen dem Absenken des Bremskraftarbeitspunkts und der mittleren Kraftschlussausnutzung in der nachfolgenden Unterschlupfphase nachgewiesen. Aus diesen Ergebnissen folgt das Ziel, Überschlupfphasen in ihrer Dauer zu minimieren. Eine Umsetzung dieses Ziels reduziert voraussichtlich das in der Überschlupfphase geringere Kraftschlusspotential für Brems- und Seitenkräfte und reduziert die Wahrscheinlichkeit geringer Kraftschlussausnutzung in der nachfolgenden Unterschlupfphase. Über ca. 70% der zurückgelegten Strecke des Bremsvorgangs liegt Unterschlupf vor, damit wirken sich größere Bremskräfte im Unterschlupf besonders stark auf den Bremsweg aus.

Radlast- und Bremsmomentänderung im Unterschlupf

In den Simulationsergebnissen des Abschnitts 6.2.2 sind bei geringer Gesamtdämpfung niederfrequente Radlastgradienten $d/dt(F_z)$ beobachtet worden, die größer als die Steigerung des ABS-Sollbremsmoments $d/dt(M_{B,ABS})$ im Unterschlupf sind. Daraus resultieren geringere Steigerungen der Kraftschlussausnutzung μ bis hin zur Abnahme, wodurch Bremswegverkürzungspotential nicht ausgeschöpft wird. Die zu Beginn dieses Kapitels 6.3.2 diskutierten Fahrversuchsdaten der mittleren Kraftschlussausnutzung und des mittleren Radlastverlaufs über der zurückgelegten Strecke lassen diesen Effekt auch im Fahrversuch vermuten. Zudem zeigt Abbildung 6.12, dass die schwächer gedämpften schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelvarianten in Unterschlupfphasen geringere mittlere Bremskräfte erreichen als die stärker gedämpfte Serierendämpfung und MiniMax-*FI*-Dämpferregelung. Die Beobachtungen führen zur Vermutung, dass die vorliegende ABS-Regelung selbst niederfrequente aufbauinduzierte Radlastschwankungen nur geringfügig durch Bremsmomentanpassungen kompensiert und sich ein großer Anteil der Radlaständerungen in Änderungen der Kraftschlussausnutzung zeigt. Besonders bei Radlaststeigerungen wird dann das zusätzliche Bremskraftpotential nicht ausgeschöpft und Bremswegverkürzungspotential verschenkt. Hypothese H 6.8 aus Kapitel 6.2.3 wird nachfolgend anhand von Fahrversuchsdaten überprüft, wobei von einem Serien-ABS ohne verfügbare Information aufbauinduzierter dynamischer Radlaständerungen ausgegangen wird: „In Unterschlupfphasen eines ABS-geregelten Bremsvorgangs korrelieren positive und negative aufbauinduzierte Radlaständerungen statistisch signifikant stärker mit Änderungen der Kraftschlussausnutzung als mit ABS-Bremsmomentänderungen.“

Die Hypothese gilt als bewährt, wenn die Konfidenzintervalle der ermittelten Korrelationskoeffizienten nach Pearson r sich auf einem Signifikanzniveau von $\alpha=5\%$ nicht

überschneiden. Der Pearson'sche Korrelationskoeffizient²⁴⁰ ist ein Maß für einen angenommenen linearen Zusammenhang zwischen zwei Größen. In den hier betrachteten Unterschlupfphasen wird näherungsweise Linearverhalten $\Delta\mu=c_\lambda\cdot\Delta\lambda$ angenommen. Je größer das aus dem Korrelationskoeffizient r folgende Bestimmtheitsmaß r^2 ist, desto größer ist der Anteil der durch Radlaständerungen erklärten Varianz von Kraftschlussausnutzungs- oder Bremsmomentänderungen an der jeweiligen Gesamtvarianz. Je größer der Anteil der durch Radlaständerungen erklärten Varianz ist, desto stärker ist der linear angenommene statistische Zusammenhang zwischen den Größen. Es wird vermutet, dass ein deutlich geringerer statistischer Zusammenhang zwischen Radlast- und Bremsmomentänderungen besteht als zwischen Radlaständerungen und Änderungen des Kraftschlussausnutzungspotentials. Je geringer die Fähigkeit des ABS ist, niederfrequente Radlaständerung durch Bremsmomentanpassungen zu kompensieren, desto eine geringere Korrelation zwischen Radlast- und Bremsmomentänderung wird erwartet. Daraus folgt die Erwartung größerer Korrelation zwischen Radlast- und Kraftschlusspotentialänderungen. Die niederfrequenten Änderungen der genannten Größen werden durch deren zeitliche Ableitung und Tiefpassfilterung²⁴¹ ermittelt. Aufgrund des Fokus auf aufbauinduzierte Radlaständerungen ($1\text{ Hz}\leq f\leq 2\text{ Hz}$) sind Radträgereigen-schwingungen ($f\approx 15\text{ Hz}$) nachfolgend nicht berücksichtigt: Werden bereits niederfrequente Radlaständerung nicht durch die ABS-Bremsmomentregelung kompensiert, so ist dies auch bei hochfrequenten Änderungen nicht zu erwarten. Die Auswertung beinhaltet die zeitliche Ableitung der Kenngrößen für alle ABS-geregelte Unterschlupfbereiche ($\lambda_B < 8,5\%$) beginnend mit der jeweils ersten positiven Schlupfrate $d\lambda_B/dt$. Eine positive Schlupfrate zeigt, dass die überschüssige rotatorische Energie des Rades beim Übergang von Über- zum Unterschlupf abgebaut ist und nachfolgend durch Bremsmomentsteigerungen das langsame Annähern an die Kraftschlussgrenze erfolgt, was im Fokus der Betrachtung steht. Die Bestimmung eines über der Unterschlupfphase gemittelten Radlastgradienten als alternative integrale Bewertungsgröße ist nicht zielführend: Über einer halben symmetrischen Schwingungsperiode ist der mittlere Radlastgradient beispielsweise null, dennoch findet in diesem Bereich durch die Radlaständerung eine Reduktion der mittleren Kraftschlussausnutzung statt, wenn das Bremsmoment näherungsweise konstant bliebe.

Abbildung 6.15 stellt für die verschiedenen Dämpfungsvarianten die jeweilige Regressionsgeraden und Korrelationskoeffizienten mit einem Konfidenzintervall für $\alpha=5\%$ dar. Die Annahme eines durchschnittlichen linearen Zusammenhangs zwischen niederfrequenten Radlaständerungen und Kraftschlusspotentialänderungen (Regressionsgerade) erklärt zwischen $r^2=(-0,63)^2\approx 40\%$ und $r^2=(-0,77)^2\approx 60\%$ der auftretenden Varianz der Kraftschlusspotentialänderungen $d/dt(\mu)$ (Abbildung 6.15 links). Der negative Korrelationskoeffizient zeigt erwartungsgemäß eine durchschnittliche Abnahme der Kraft-

²⁴⁰ Duller (2008): Einführung in die nichtparametrische Statistik mit SAS und R., S.262ff

²⁴¹ Akasales, um Gruppenlaufzeit kompensiertes Butterworthfilter 4. Ordnung mit $f_{eck}=7,5\text{ Hz}$

schlussausnutzung mit steigender Radlast. Der angenommene lineare Zusammenhang zwischen Radlaständerungen und ABS-Bremsmomentanpassungen (Abbildung 6.15 rechts) ist verglichen mit der Änderung der Kraftschlussausnutzung deutlich schwächer ausgeprägt: Zwischen $r^2 \approx 0,25^2 \approx 6\%$ bis $r^2 \approx 0,39^2 \approx 15\%$ der Varianz der ABS-Bremsmomentänderung sind unter Annahme einer linearen Abhängigkeit Radlaständerungen zuzuordnen. Es bleibt ein hoher Anteil der Varianz, der mit dem angenommenen Zusammenhang nicht erklärt werden kann. Das ABS-Bremsmoment wird folglich größtenteils von anderen Abhängigkeiten bestimmt, z.B. den definierten Regelparametern.

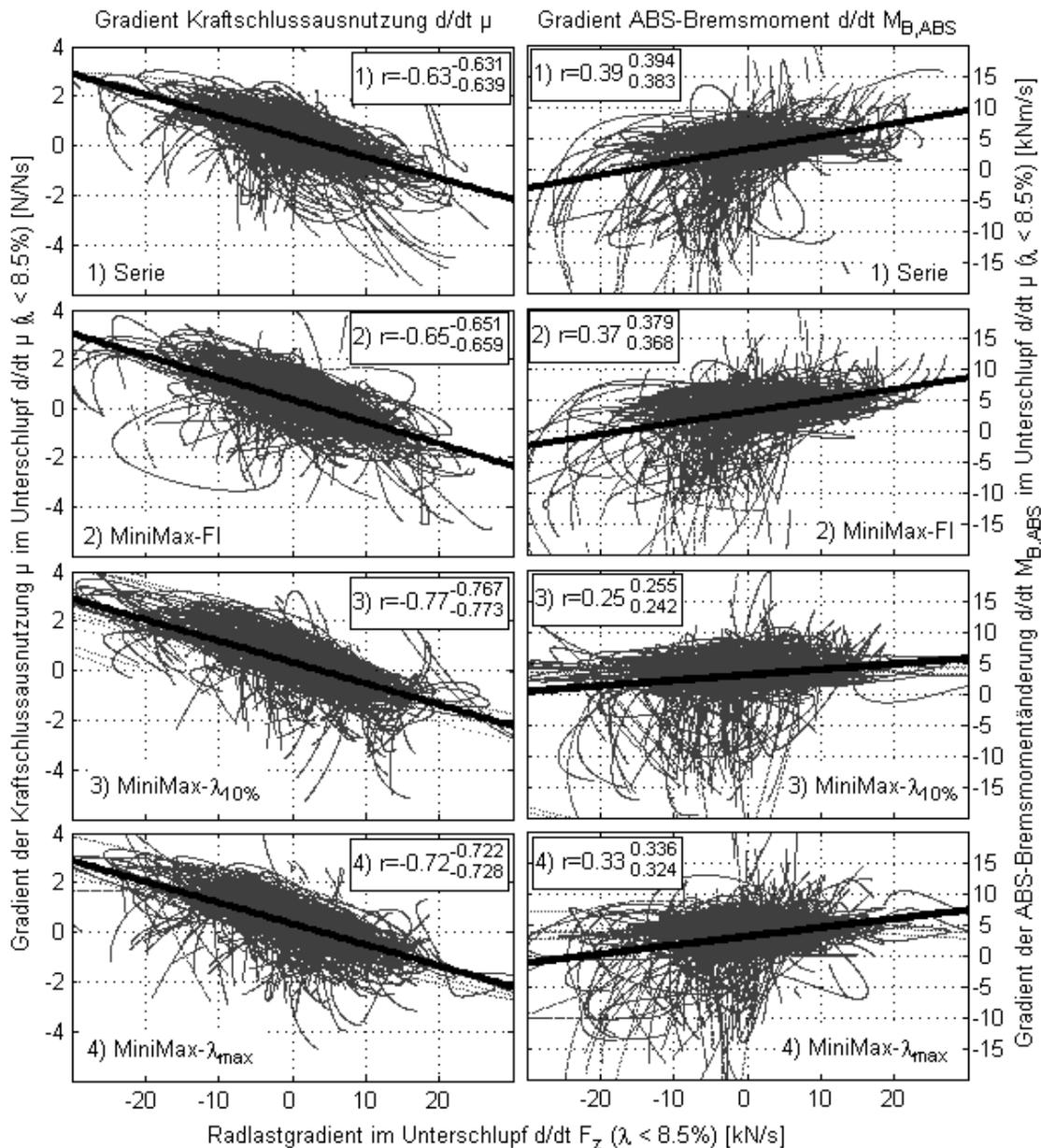


Abbildung 6.15: Gradient der Kraftschlussausnutzung und des ABS-Bremsmoments über dem Gradient der Radlast für Unterschlupfbereiche ($\lambda_B < 8,5\%$) während der ABS-Regelung des gesamten Bremsvorgangs für das linke Vorderrad und Frequenzbereich bis $f < 7,5$ Hz. Korrelationskoeffizient r nach Pearson mit Angabe des Konfidenzintervalls ($\alpha=5\%$). Für die kumulierten Wahrscheinlichkeitsfunktionen der Verteilungen siehe Anhang 9.6.3, Abbildung 9.21.

Die Ergebnisse zeigen, dass niederfrequente Radlaständerungen im Unterschlupf ($\lambda_B < 8,5\%$) statistisch signifikant deutlich stärker mit Kraftschlusspotentialänderungen korrelieren als mit ABS-Bremsmomentanpassungen. Für das linke Vorderrad und das im Rahmen der Fahrversuche verwendete Serien-ABS sowie die verschiedenen Dämpfungsstrategien bewährt sich Hypothese H 6.8. Die Ergebnisse widerlegen nicht die Beobachtungen aus der Simulation und der Analyse des mittleren Bremsvorgangs zu Beginn dieses Kapitels in Abbildung 6.11, sondern stützen sie: Große aufbauinduzierte Radlaststeigerungen der schwächer gedämpften schlupfabhängigen Dämpferregelungen führen in Unterschlupfphasen durchschnittlich zu einer Absenkung der Kraftschlussausnutzung bei gleichzeitig nur geringer Steigerung des Bremsmoments und der daraus folgenden Bremskraft. In diesen Unterschlupfphasen wird durchschnittlich das durch die Radlaststeigerung bedingte größere Bremskraftpotential nicht ausgenutzt. In Bereichen geringeren Radlastniveaus werden folglich entsprechend geringere Bremskräfte erreicht, was insgesamt zur Bremswegverlängerung führt. Zudem stützen die Ergebnisse die Beobachtungen aus Kapitel 3.1.1 (Abbildung 3.2 und Abbildung 3.3): Infolge aufbauinduzierter Radlastreduktionen (Zurücknicken des Fahrzeugaufbaus) sind eine Zunahme des Bremsschlupfs bzw. der Kraftschlussausnutzung und die Initiierung von Überschlupfphasen beobachtet worden. Diese Ergebnisse zeigen, dass Radlastreduktionen und Radlaststeigerungen im Unterschlupf für das Ziel kurzer Bremswege mit dem verwendeten Serien-ABS kontraproduktiv sind. Daraus folgen die Entwicklungsziele Radlastschwankungen zur Vermeidung dieser Effekte im Unterschlupf bei vergleichbarem ABS-Verhalten zu minimieren (Störgrößenminimierung) oder die Radlaständerungen im ABS-Bremsmoment zu berücksichtigen (Störgrößenaufschaltung). Das Potential radlastabhängiger Bremsmomentanpassung zur Bremswegverkürzung ist in dieser Arbeit in Kapitel 4 nachgewiesen worden. Die Minimierung von aufbauinduzierten Radlastschwankungen ist Stand der Technik und wird durch semiaktive Dämpferregelsysteme heute serienmäßig mit einer tendenziell harten Dämpferkenncharakteristik bei ABS-geregelten Vollbremsungen verfolgt. Auch die MiniMax-*FI*-Dämpferregelung verfolgt dieses Ziel, da sie einem einfachen binären Skyhook-Algorithmus (Aufbaustabilisierung) entspricht, wie Kapitel 6.1.2 zeigt. Die schlupfabhängigen Dämpferregelvarianten weisen geringere Gesamtdämpfungen und größere Radlastschwankungen auf, wodurch die erläuterten kontraproduktiven Effekte sich gemäß Abbildung 6.11 durchschnittlich stärker auswirken.

6.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen zum Bremswegverkürzungspotential von ABS-unabhängiger und schlupfabhängiger MiniMax-Dämpferregelung

Tabelle 6.2 zeigt die in diesem Kapitel diskutierten Hypothesen und den Ergebnissen der Hypothesenprüfung für ABS-Bremsungen aus $v_{x,0}=100$ km/h auf einer trockenen, für eine deutsche Autobahn repräsentativen, Fahrbahn mit einem Serienfahrzeug. Anhand der Ergebnisse werden folgende Schlussfolgerungen getroffen:

Tabelle 6.2: Zusammenfassung der Ergebnisse aus den Hypothesenprüfungen

Nr.	Hypothese	Ergebnis
H 6.1	Es gibt eine auf dem Bremschlupf basierende MiniMax-Dämpferregelung, die gegenüber dem aktuellen Stand der Technik / Forschung eine statistisch signifikante mittlere Bremswegverkürzung ermöglicht.	<u>Nicht verifiziert</u> : Bremswegverkürzung gegenüber Serierendämpfung, aber nicht gegenüber MiniMax-FI
H 6.2	Der Beitrag der Hinterachse eines Serienfahrzeugs an einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung auf trockener autobahnähnlicher Fahrbahn ist relevant, wenn Vorder- und Hinterachse mit MiniMax geregelt werden.	<u>Verifiziert</u> : grundsätzlicher Machbarkeitsnachweis auf trockener autobahnähnlichen Fahrbahn
H 6.3	Die Vereinfachung der MiniMax-FI-Dämpferregelung zu einem binären Skyhook-Ansatz führt bei gleicher Parametrierung nie zu einer statistisch signifikanten Bremswegänderung gegenüber der MiniMax-FI-Dämpferregelung.	<u>Bewährt</u> auf trockener autobahnähnlichen Fahrbahn
H 6.4	MiniMax-Radlaststeigerungen unmittelbar vor Schlupfmaxima erhöhen die mittleren streckenbezogenen Bremskräfte in Unter- und Überschlupf gegenüber Umschaltungen zum Beginn von Überschlupfphasen statistisch signifikant.	<u>Falsifiziert</u> für Vorder- und Hinterachse
H 6.5	Eine MiniMax-Radlaststeigerung zu Beginn einer Überschlupfphase verlängert diese statistisch signifikant. Dies gilt unter der Bedingung, dass die Bremsmomentregelung keine Information über die temporäre Radlaststeigerung nutzt.	Für das verwendete ABS <u>bewährt für Vorderachse</u> , für <u>Hinterachse Tendenz zur Bewährung</u>
H 6.6	Mit steigender Dauer der Überschlupfphase vergrößert sich die Bremskraftarbeitspunktabenkung eines auf einem PID-Ansatz basierenden Bremschlupfreglers statistisch signifikant.	<u>Bewährt</u> für Vorder- und Hinterachse und das verwendete ABS

6.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen zum Bremswegverkürzungspotential von ABS-unabhängiger und schlupfabhängiger MiniMax-Dämpferregelung

H 6.7	Mit größerer Bremskraftarbeitspunktabenkung eines auf einem PID-Ansatz basierenden Bremsschlupfreglers in der Überschlupfphase sinkt die mittlere Reibwertausnutzung der darauffolgenden Unterschlupfphase statistisch signifikant.	<u>Bewährt für Vorderachse</u> und das verwendete ABS, Prüfung an Hinterachse ausstehend
H 6.8	In Unterschlupfphasen eines ABS-geregelten Bremsvorgangs korrelieren positive und negative aufbauinduzierte Radlaständerungen statistisch signifikant stärker mit Änderungen der Kraftschlussausnutzung als mit ABS-Bremsmomentänderungen. (Dies gilt für ein ABS nach aktuellem Stand der Technik, das keine Information über aufbauinduzierte dynamische Radlaständerungen nutzt.)	<u>Bewährt</u> auf trockener autobahnähnlichen Fahrbahn <u>für Vorderachse</u> und das verwendete Serien-ABS, Prüfung an Hinterachse ausstehend

Die im Fokus dieses Kapitels stehende schlupfabhängige MiniMax-Dämpferregelung führt gegenüber der Seriendämpfung zu einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung. Diese ist allerdings geringer als bei der ABS-unabhängigen MiniMax-*FI*-Dämpferregelung (Hypothese H 6.1). Die derzeit beste bekannte Dämpferregelung zur Bremswegverkürzung ist damit noch immer MiniMax-*FI*, mit einer für das Versuchsfahrzeug geltenden durchschnittlichen Bremswegverkürzung aus $v_{x,0}=100$ km/h von ca. 0,7-0,8 m (1,4-1,7%) gegenüber der Seriendämpfung. Das Ziel der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung sind reduzierte aufbauinduzierter Schlupfchwankungen durch frühzeitige Radlaststeigerung bei drohender Überschlupfphase. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zur Übertragungsstrecke zwischen Radlast- und Schlupfänderung (Kapitel 3.2) zeigen, dass in Unterschlupfphasen nicht von dem bei MiniMax-*FI* postulierten Integralverhalten, sondern von näherungsweise Proportionalverhalten auszugehen ist. Die MiniMax-*FI*-Radlaständerungen erfolgen anhand des Radlastintegrals folglich zu spät. Zurückgeführt wird das dennoch vorhandene Bremswegverkürzungspotential der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung auf die Minimierung von Aufbaubewegungen: Es ist anhand H 6.3 auf einer autobahnähnlichen Fahrbahn bestätigt worden, dass der MiniMax-*FI*-Ansatz einem binäre Skyhook-Ansatz entspricht. Zur Erhärtung werden weitere Versuche auf stochastisch sehr unebener Fahrbahn vorgeschlagen. Der binäre Skyhook-Ansatz weist eine unabhängig von der Höhe der vertikalen Aufbaugeschwindigkeit größtmögliche Dämpfung gegen das Inertialkoordinatensystem auf („harter Skyhook-Regler“). Daraus resultieren große Nick- und Hubbedämpfung und geringe aufbauinduzierte (niederfrequente) Radlastschwankungen. Diese neue Erkenntnis erleichtert die Integration des Ansatzes in die heute bereits zur Komfortsteigerung eingesetzten Skyhook-Dämpferregelalgorithmen semiaktiver Systeme voraussichtlich erheblich. Eine angepasste Parametrierung des bestehenden Skyhook-Algorithmus für ABS-Bremsungen lässt damit gegenüber der heute üblichen harten Dämpfung eine Bremswegverkürzung erwarten. Die Radlastwunschwchsel finden näherungsweise beim Richtungswechsel der vertikalen Aufbaugeschwindigkeit

v_A statt, und damit durchschnittlich bei Dämpfergeschwindigkeit $v_D \approx 0$. Gemäß den Erkenntnissen aus Kapitel 5 sind so die größten Radlastintegraländerungen bzw. Dämpfergeschwindigkeitsänderungen zu erzielen. Dies ist bei einem schlupfabhängigen MiniMax-Radlastwunsch nicht zwingend gegeben. Eine ABS-unabhängige Dämpferregelung reduziert aufgrund des nicht notwendigen detaillierten Informationsaustauschs zudem die Gesamtkomplexität des Steuergeräteverbands im Fahrzeug. Bei der Auslegung der Dämpferregelung zur Bremswegverkürzung ist die Hinterachse nicht generell vernachlässigbar, wie MiniMax-*FI*-Dämpferregelung und der schlupfabhängigen Dämpferregelansätze zeigen (Hypothese H 6.2).

Die Ergebnisse zu den Wechselwirkungen zwischen ABS und Dämpferregelungen gelten zunächst für die verwendeten Regelsysteme, die Übertragbarkeiten der Ergebnisse werden in Kapitel 7.2 diskutiert. Die Ergebnisse zeigen: Eine Radlasterhöhung zu Beginn der Überschlupfphase verlängert diese, der Bremskraftarbeitspunkt des ABS sinkt stärker und die nachfolgende Unterschlupfphase weist aufgrund eines gering dynamischen Bremsmomentgradienten eine geringere Kraftschlussausnutzung auf. Eine Radlaststeigerung kurz vor dem Schlupfmaximum zeigt reziprokes Verhalten. Eine MiniMax-Radlaststeigerung zu Beginn von Überschlupfphasen ist zur Optimierung der mittleren Vorderradbremskraft aufgrund des großen Unterschlupfanteils am Bremsweg (70%-80%) folglich zu vermeiden, was Abbildung 6.12 zeigt. Wird das Ziel größerer Bremskräfte ausschließlich im Überschlupf verfolgt, so weist MiniMax- $\lambda_{10\%}$ aufgrund der länger wirksamen Radlasterhöhung die im Vergleich größeren mittleren Bremskräfte auf. Bei ausschließlich schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelungen treten gegenüber der Seriendämpfung oder MiniMax-*FI* größere aufbauinduzierte Radlastschwankungen auf, die aus der weichen Druckstufendämpfung (MiniMax-Radlastreduktion) im Unterschlupf zu Beginn des Bremsvorgangs resultieren. Hohe Korrelationen zwischen Radlaständerungen und Änderungen der Kraftschlussausnutzung bei gleichzeitig geringer Korrelation zwischen Radlaständerungen und Bremsmomentänderung zeigen eine geringe Adaption des Bremsmoments auf Radlaständerungen. Radlaststeigerungen in Unterschlupfphasen mit positivem Bremsmomentgradient führen damit nachweislich zu geringerer und sogar negativer Änderung der Kraftschlussausnutzung. Das zusätzliche Bremskraftpotential der Radlaststeigerung bleibt in hohem Maße ungenutzt. Aufgrund der ebenfalls größeren Radlastreduktionen folgt bei den schwächer gedämpften schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelungen eine geringere mittlere Bremskraftausnutzung gegenüber MiniMax-*FI*- und Seriendämpfung. Mit einer idealen Kraftschlussregelung ist der Bremsweg geringfügig abhängig vom Radlastverlauf - mit einem Trend zu kurzen Bremswegen bei großer Radlaststeigerung zum Bremsbeginn (Kapitel 3.1.2). Bremswegverlängerungen werden auf die geringe radlastabhängige Adaption des Bremsmoments in Unterschlupfphasen zurückgeführt. Die physikalische Wirkungskette der ABS-Störung durch aufbauinduzierte Radlastschwankungen insbesondere im Unterschlupf ist in dieser Arbeit nach dem Wissensstand des Autors erstmalig dargestellt worden. Die Erkenntnis einer geringen Adaption des ABS-Bremsmoments auf Radlaständerungen fordert minimierte aufbauinduzierte Radlastschwankungen und eine

radlastabhängige Bremsmomentanpassung zur Steigerung der Kraftschlussausnutzung. Das Potential einer radlastabhängigen Bremsmomentanpassung ist in Kapitel 4 erstmalig durch diese Arbeit nachgewiesen worden.

Für zukünftige Forschungsarbeiten zur Dämpferregelung während ABS-Bremsungen wird vorgeschlagen, das Ziel minimierter aufbauinduzierter Radlastschwankungen unter Berücksichtigung möglichst optimaler schlupfabhängiger Dämpferumschaltbedingungen zu verfolgen. Ziel dieser kombinierten Betrachtung ist die Vermeidung negativer Dämpferumschaltbedingungen, wie z.B. eine Radlasterhöhung zu Beginn einer Überschlupfphase. Zur Lösung dieser Optimierungsaufgabe wird ein valides Simulationsmodell mit anschließender Validierung im Fahrversuch vorgeschlagen. Im Rahmen dieser Optimierung wäre die Hinterachse aufgrund ihrer nachgewiesenen Relevanz mit einzu beziehen und Hypothesen H 6.7 und H 6.8 für die Hinterachse zu prüfen. Aufgrund nicht vorhandener Messfelgen an der Hinterachse war eine Hypothesenprüfung im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Weiteres Bremswegverkürzungspotential verspricht die gleichzeitige Nutzung der radlastabhängigen Bremsmomentanpassung an der Vorderachse und die Dämpferregelung aller Räder. Diese Erwartung resultiert aus der Erkenntnis, dass eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung der Vorderachse zu einer Bremswegverkürzung führt, und eine alleinige MiniMax-*FI*-Dämpferregelung der Hinterachse ebenfalls.

7 Fazit und Ausblick

7.1 Ergebnisse

Diese Arbeit behandelt das Bremswegverkürzungspotential bei Geradeausbremsungen, wenn ein Informationsaustausch und Koordination zwischen der Bremsschlupfregelung ABS und einer semiaktiven Dämpfung besteht. Dem Autor sind bisher keine vergleichbaren Untersuchungsergebnisse zu dieser Fragestellung bekannt. Die Auswahl der im Rahmen der Arbeit diskutierten Regelansätze erfolgte top-down durch die systematische Analyse eines Standard-Regelkreises mit dem Ziel einer schnellen und präzisen Kompensation der Regelabweichung. Die wichtigsten neuen Erkenntnisse dieser Arbeit sind nachfolgend zusammengefasst. Sie beziehen sich auf das verwendete Serienfahrzeug, einem BMW X5 (SUV), inklusive dessen ABS und semiaktiver Dämpfung sowie auf Hochreihwertbremsungen mit einer deutschen Autobahn vergleichbaren Fahrbahnanregung. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse wird im darauffolgenden Abschnitt 7.2 diskutiert.

- Werden Kraftschlussausnutzungen $\mu < 1,05$ vermieden, so ist anhand von Bremsversuchen aus $v_{x,0} = 70$ km mit Seriendämpfung ein mittleres Bremswegverkürzungspotential von ca. 1% zu erwarten, bei $\mu < 1,25 \approx \mu_{max}$ maximal ca. 10%. Bei weicher Dämpfung ist das hierzu analoge Bremswegverkürzungspotential größer: ca. 2% und ca. 14%. Diese experimentell ermittelte Abschätzung des maximal zu erwartenden Bremswegverkürzungspotentials zeigt die zu erwartende Größenordnung und entspricht auch den Simulationsergebnissen von Valášek²⁴².
- Radlastüberhöhungen zum Bremsbeginn, wie sie aus weicher Dämpfung zu Beginn resultieren, reduzieren bei simulierter idealer ABS-Regelung den Bremsweg gegenüber einer harten, seriennahen Dämpfung. Der Verlauf aufbauinduzierter Radlaständerungen durch unterschiedliche Dämpfungsvarianten ändert bei optimaler ABS-Regelung den Bremsweg aus $v_{x,0} = 100$ km geringfügig: Unterschiede über 0,6% sind nicht erreicht worden. Das größte Bremswegverkürzungspotential wird durch die Optimierung der Kraftschlussausnutzung erwartet.
- Das theoretisch ermittelte Übertragungsverhalten radlastinduzierter Schlupfänderungen ist als zeitvariantes PT_1 -Glied identifiziert worden, das sich für sehr geringe Steigungen der μ - λ_B -Kurve c_λ einem I-Verhalten annähert. Das Radlastintegral FI

²⁴² Valášek et al. (2004): Global Chassis Control: Integration Synergy of Brake and Suspension Control for Active Safety, S.499

wird als Maß für radlastinduzierte Schlupfänderungen für den Unterschlupfbereich, der über ca. 70%-80% des Bremsweges vorliegt, experimentell falsifiziert. Das in dieser Arbeit ermittelte Übertragungsverhaltens vereint die Beobachtungen von Klein²⁴³ gegenphasigen Radlast- und Schlupfverhaltens im Unterschlupf und das von Niemz²⁴⁴ bei ABS-Bremsungen eingesetzte Radlastintegral *FI* erstmalig in einer Übertragungsfunktion.

- Eine Erhöhung der mittleren Bremskraft ist durch eine Erweiterung der ABS-Regelung um eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung (Störgrößenaufschaltung) grundsätzlich möglich, wie Simulation und Fahrversuch zeigen. Bei Bremsungen aus $v_{x,0}=100$ km/h wird mit Serierendämpfung eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung gegenüber dem Serien-ABS nachgewiesen. Die Bremswegverkürzung resultiert aus der Reduktion von Schlupfchwankungen und daraus folgenden Erhöhungen der mittleren Bremskräfte in Über- und Unterschlupfphasen.
- Simulations- und Prüfstandsergebnisse zeigen für aufbauinduzierte Radlastschwankungen: MiniMax-Radlastwunschwechsel zu Beginn der Zug- oder Druckstufe erzielen eine größere Dauer der Radlaständerung und eine größere Radlastintegraländerung als ein Radlastwunschwechsel bei maximaler Dämpfergeschwindigkeit. Aufgrund der größeren Spreizung zwischen harter und weicher Dämpferkennlinie sind in der Zugstufe größere Radlaständerungen als in der Druckstufe erreichbar. Ein MiniMax-Radlastwunschwechsel zu Beginn der Zug- oder Druckstufe ist dem zur maximalen Dämpfergeschwindigkeit oder später vorzuziehen.
- Statistisch signifikante MiniMax-Radlaständerungen in der gewünschten Richtung sind bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit zwischen 100 km/h und 30 km/h auf einem für eine deutsche Autobahn repräsentativen Fahrbahnanregungsprofil nachgewiesen. Gezielte temporäre Radlaständerungen sind damit sowohl durch aufbau- und fahrbahninduzierte Anregungen erreichbar.
- Die MiniMax-*FI*-Dämpferregelung ermöglicht nicht nur bei einem Fahrzeug der Kompaktklasse mit einem als Beschleunigungsregler ausgeführten ABS eine statistisch signifikante Bremswegverkürzung²⁴⁵, sondern auch bei einem Fahrzeug der SUV-Klasse mit PID-Bremsschlupfregler. Es ist in dieser Arbeit nachgewiesen worden, dass bei der MiniMax-Dämpferregelung der Anteil der Hinterachse an der Bremswegverkürzung nicht generell vernachlässigbar ist. Das Bremswegverkürzungspotential von MiniMax-*FI* teilt sich in dieser Arbeit zu näherungsweise gleichen Teilen auf Vorder und Hinterachse auf.

²⁴³ Klein (1990): Compound control of braking and suspension systems

²⁴⁴ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers

²⁴⁵ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers

- Die Vereinfachung der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung, durch vernachlässigte Radträgerbeschleunigungen bei der Radlastintegralschätzung, entspricht theoretisch einem binären Skyhook-Regler: Dieser nutzt abhängig vom Vorzeichen der Aufbau- und Dämpfergeschwindigkeit nur die weiche und harte Dämpferkennlinie und weist eine hohe Grunddämpfung auf. Zwischen beiden Ansätzen ist auf einem repräsentativen Fahrbahnanregungsprofil einer deutschen Autobahn mit jeweils $N=30$ Wiederholungen kein statistisch signifikanter mittlerer Bremswegunterschied nachweisbar. Vielmehr wird aufgrund der Ergebnisse der statistischen Überprüfung von Gleichheit der Grundgesamtheit (nicht der Stichprobe) ausgegangen. Die Hypothese, die MiniMax-*FI*-Dämpferregelung entspricht einem binären Skyhook-Ansatz, wird für die Versuchsbedingungen nicht verworfen.
- Simulations- und Versuchsergebnisse zeigen für das PID-ABS des Versuchsfahrzeugs an der Vorderachse: Temporäre Radlaststeigerungen zu Beginn von Überschlupfphasen verlängern diese durchschnittlich, der Bremskraftarbeitspunkt des Schlupfreglers sinkt im Überschlupf stärker ab und die mittlere Reibwertausnutzung der nachfolgenden Unterschlupfphase ist reduziert. Temporäre Radlaständerungen zu Beginn von Überschlupfphasen sind zu vermeiden, wenn eine möglichst hohe mittlere Bremskraftausnutzung in Unterschlupfphasen angestrebt wird.
- In Unterschlupfphasen des Serien-ABS korrelieren im Fahrversuch Radlaständerungen stark negativ mit Kraftschlussausnutzungsänderungen und nur gering positiv mit Bremsmomentänderungen: Eine Reduktion von Radlastschwankungen oder eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung versprechen eine größere mittlere Bremskraftpotentialausnutzung im Unterschlupf.
- Ein nur auf dem Bremsschlupf basierender MiniMax-Radlastwunsch, der im Überschlupf die Radlast erhöht und im Unterschlupf reduziert, weist aufgrund der zum Bremsbeginn weichen Druckstufendämpfung gegenüber einem Ansatz mit harter Druckstufendämpfung eine geringere Aufbaudämpfung und größere Radlastschwankungen auf, die die mittlere Bremskraftausnutzung reduzieren.
- Die im Rahmen dieser Arbeit aus Simulationsbetrachtungen abgeleiteten schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelvarianten führen im Fahrversuch zwar bei MiniMax- $\lambda_{10\%}$ gegenüber der Seriendämpfung zu einer statistisch signifikanten Bremswegverkürzung, aber nicht gegenüber dem MiniMax-*FI*-Ansatz (Skyhook). Die Hypothese, eine mit dem ABS koordinierte MiniMax-Dämpferregelung führt gegenüber dem aktuellen Stand der Technik und Forschung zu einer weiteren Bremswegverkürzung, ist bislang nicht verifiziert worden. Aus den übrigen Ergebnissen folgt die noch ungeprüfte Hypothese, dass hierfür hauptsächlich die größeren Radlastschwankungen aufgrund der geringeren Gesamtdämpfung verantwortlich sind.

Die Vernetzung von ABS und semiaktiver Dämpfung ermöglicht gegenüber dem Stand der Technik grundsätzlich eine Bremswegverkürzung: Durch die Vertikalsensorik der semiaktiven Dämpfung sind die dem Serien-ABS unbekanntem aufbauinduzierten Rad-

laständerungen schätzbar. Dies ermöglicht eine Erweiterung der bisherigen ABS-Funktionalität um eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung (Störgrößenaufschaltung) die nachweislich zu einer Bremswegverkürzung führen kann. Eine nur auf die ABS-Regelung abgestimmte MiniMax-Dämpferregelung, die den Schlupf zur Definition des MiniMax-Radlastwunschs nutzt, führt gegenüber dem aktuellen Stand der Forschung (ABS-unabhängige MiniMax-*FI* bzw. Skyhook) bislang zu keiner Bremswegverkürzung. In weiteren Forschungsarbeiten wären MiniMax-Hybridansätze zu untersuchen, die auf Basis dieser Arbeit einerseits die ABS-Regelung gezielt unterstützen und gleichzeitig eine große Gesamtdämpfung aufweisen.

7.2 Übertragbarkeit und Ausblick

Die aus Simulationen und Experimenten stammenden Ergebnisse sind mit dem Serienfahrzeug BMW X5 (E70) und dem darauf abgestimmten ABS und der semiaktiven Dämpfung auf einer trockenen Fahrbahn durchgeführt worden. Aus dieser Einschränkung folgt die nachfolgend diskutierte Frage nach der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Fahrzeuge, ABS-Systeme, semiaktive Dämpfungen und Reibwertverhältnisse.

7.2.1 Übertragungsverhalten radlastinduzierter Schlupfänderungen

Das theoretisch ermittelte und experimentell im Unterschlupf überprüfte Übertragungsverhalten von Radlast- und Schlupfänderungen ist von den Reibungseigenschaften zwischen Reifen und Fahrbahn, dem effektiven Radträgheitsmoment, der Radmittelpunktgeschwindigkeit und dem Bremsschlupf abhängig. Andere Fahrzeugeigenschaften, die dieses Übertragungsverhalten definieren, sind nicht bekannt. Ein Einfluss des Versuchsfahrzeugs, mit seinen geometrischen Abmessungen, Massen- und Trägheitsmomenten, sowie Schwingungseigenschaften, auf die Übertragbarkeit des theoretischen ermittelten Übertragungsverhaltens von Radlast- und Schlupfänderungen wird nicht erwartet. Es wird folglich davon ausgegangen, dass das allgemeingültig hergeleitete Übertragungsverhalten auf andere Fahrzeuge grundsätzlich übertragbar ist.

Die Gültigkeit der Übertragungsfunktion ist im stabilen Unterschlupf für die Aufbau-eigenfrequenz $f \approx 1,5$ Hz experimentell nicht falsifiziert worden. Dies widerlegt die für ABS-Bremsungen bislang angenommene Allgemeingültigkeit des Radlastintegrals *FI* als Maß für radlastinduzierte Schlupfänderungen. Die Übertragbarkeit des für aufbauinduzierte Radlaständerungen validierten Übertragungsverhaltens wird aufgrund der übereinstimmenden experimentellen Beobachtungen von Klein²⁴⁶ derzeit nicht ange-

²⁴⁶ Klein (1991): Combined Control System for Motor Vehicles

zweifelt. Für eine umfassende Bewährung der allgemeingültigen Übertragungsfunktionen über den relevanten Frequenzbereich bis ca. 30 Hz und relevante Steigungen c_λ der μ - λ -Kurve, sind weitere experimentelle Prüfungen notwendig. Es wird aus Gründen der Reproduzierbarkeit vorgeschlagen, diese auf einem Einradprüfstand mit Schlupfregelung und Radlastaktor durchzuführen. Besonders interessant und anspruchsvoll wäre die Überprüfung des Übertragungsverhaltens für den instabilen Bereich der μ - λ -Kurve mit negativer Steigung c_λ . Bewährt sich das ermittelte Übertragungsverhalten, so trägt dies zum Verständnis der Wechselwirkungen zwischen Radlast- und Schlupfänderungen bei, was insbesondere für die Auslegung von Schlupfregelsystemen von Bedeutung ist.

7.2.2 Störgrößenaufschaltung durch radlastabhängige Bremsmomentanpassung

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte radlastabhängige Bremsmomentanpassung (Störgrößenaufschaltung) verfolgt das Ziel Regelabweichungen an der Vorderachse durch aufbauinduzierte Radlaständerungen schnell zu reduzieren und die Gesamtdynamik des Regelkreises zu erhöhen. Durch die Umsetzung als Störgrößenaufschaltung wird die Gesamtstabilität des geschlossenen Regelkreises nicht beeinflusst. Eine Wirkung der Störgrößenaufschaltung ist nur bei Vorhandensein von aufbauinduzierten Radlaständerungen zu erwarten. Eine vollständige Kompensation von Aufbaubewegungen stellt nach dem heutigen Stand der Fahrwerksauslegung kein typisches Auslegungskriterien für Serienfahrzeuge dar. Treten infolge geringerer Reibwerte (nasse Fahrbahn) geringe aufbauinduzierte Radlaständerungen auf, so ist gegenüber einer trockenen Fahrbahn auch ein geringeres Bremswegverkürzungspotential der Störgrößenaufschaltung zu erwarten. Das Konzept der radlastabhängigen Bremsmomentanpassung wird dadurch allerdings nicht beeinflusst. Eine Adaption des Verstärkungsfaktors $K=f(\mu, r_{dyn})$ auf die geringen Reibwertbedingungen ist bei Bedarf anhand der auf dem Bremschlupf basierenden Fahrbahnzustandserkennung des ABS möglich. Auf trockener Fahrbahn zeigte sich die Störgrößenaufschaltung robust gegenüber Änderungen des Verstärkungsfaktors K und damit gegenüber angenommenen Reibwertbedingungen, die u.a. durch die Fahrbahn und den Reifen sowie Reifeninnendruck und Temperatur beeinflusst werden. Die zur dynamischen Radlastschätzung notwendige, und in der Realität durch unterschiedliche Beladungszustände variable Aufbaumasse, ist analog zur angenommenen Reibwertbedingung als Proportionalitätsfaktor zu interpretieren. Das Zusatzbremsmoment ΔM_B berechnet sich aus der vertikalen Aufbaubeschleunigung und Proportionalitätsfaktoren (vgl. Gleichung (4.6) und (4.7) Kapitel 4.2). Änderungen der Fahrzeugmasse sind in der derzeitigen Radlastschätzung nicht berücksichtigt. Die durchgeführte Variation des Verstärkungsfaktors $K=f(\mu, r_{dyn})$ um 20% ($\mu_0=1,0$, $\mu_0=1,2$) ist folglich auch als Variation der Schätzgenauigkeit der Aufbaumasse zu interpretieren, die sich im Versuch auf trockener Fahrbahn als robust darstellt. Eine Auslegung der Radlastschätzung für ein unbeladenes Fahrzeug, was voraussichtlich den häufigsten Anwendungsfall darstellt, führt aufgrund geringerer vertikaler Aufbaubeschleunigungen bei Beladung

voraussichtlich zu einer zu geringen und damit konservativen radlastabhängigen Bremsmomentanpassung. Im Gegensatz zur Variation des Verstärkungsfaktors zeigen die Fahrversuche und Simulationen einen großen Einfluss der Filterkette (Hochpassfilter) auf die Effektivität der Störgrößenaufschaltung. Dies ist bei der Auslegung der Störgrößenaufschaltung zu berücksichtigen. Vor einem möglichen Serieneinsatz wird eine vorherige ausführliche Robustheitsanalyse und -prüfung der radlastabhängigen Störgrößenaufschaltung empfohlen. Diese sollte Signalfehler der dynamischen Radlastschätzung beinhalten.

Die radlastabhängige Bremsmomentanpassung ist für ein ABS mit kontinuierlicher Sollbremsmomentberechnung entwickelt worden (PID-Schlupfregler). Solo-ABS (Beschleunigungsregler) berechnen nach dem Kenntnisstand des Autors kein kontinuierliches Bremsmoment, sondern bauen schwellenwertabhängig über einen bestimmten Zeitraum Bremsdruck mit festgelegtem Gradient auf oder ab („Pulsation“), woran sich für eine bestimmte Dauer eine Bremsdruckhaltephase anschließt²⁴⁷. Die Eignung eines solchen ABS für die entwickelte Bremsmomentanpassung mit kontinuierlich berechnetem Zusatzbremsmoment ist zu prüfen. Weiterhin liegen bislang keine Erkenntnisse vor, die den Ansatz beim Übergang von Geradeaus- und Kurvenbremsungen, μ -split-Bremsungen, Bremsungen auf unebener oder nasser Fahrbahn bewerten. In Ergänzung zu Pkw ist eine Anwendung für Einspurfahrzeuge (Motorräder) bei Geradeausbremsung vorstellbar, die mit ABS ausgerüstet sind: Die dynamische Radlastschätzung könnte genutzt werden, um bei gleichzeitig geringerem Risiko der Vorderradüberbremsung (Sturzgefahr) eine möglichst hohe Kraftschlussausnutzung zu erreichen.

Diese Arbeit weist nach, dass eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung grundsätzlich eine Bremswegverkürzung erzielen kann. Der Ansatz basiert auf einem allgemeingültigen physikalischen Verständnis, dessen gewünschte Beeinflussung auf den Schlupf und Bremskraftverlauf auch in Simulationsbetrachtungen verifiziert worden ist. Aber erst eine ergänzende, umfassende Parametervariation im Fahrversuch wird zeigen, wie allgemeingültig dieser Ansatz ist. In diesem Zusammenhang wird empfohlen, das Bremswegverkürzungspotential der radlastabhängigen Bremsmomentanpassung zusammen mit der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung oder einem einfachen binären Skyhook-Ansatz zu prüfen. Es wird vermutet, dass durch die ergänzende Dämpferregelung zusätzliches Bremskraftpotential, z.B. an der Hinterachse, ausgenutzt werden kann.

7.2.3 MiniMax-Radlastwunschwechsel

Bei den untersuchten Dämpferregelungen spielt die Übertragbarkeit der temporären MiniMax-Radlaständerungen infolge von Dämpferumschaltungen eine zentrale Rolle. Die grundsätzliche Übertragbarkeit ist im Rahmen einer Parametervariation von

²⁴⁷ Isermann / et al. (2006): Fahrdynamik-Regelung, S.139f

Niemz²⁴⁸ anhand von Viertelfahrzeugsimulationen nachgewiesen worden. Mit geringer Anregungsleistung und Dämpferkennlinienspreizung werden auch geringere mögliche Dämpfer- und Radlaständerungen erwartet. Es existieren derzeit keine Erkenntnisse, die diese Ergebnisse zur Übertragbarkeit auf andere Fahrwerksabstimmungen und für andere Massen anzweifeln. Die in der vorliegenden Arbeit erzielten Ergebnisse zum MiniMax-Radlastwunschwechsel werden daher ebenfalls als übertragbar erachtet.

7.2.4 Dämpferregelkonzepte

MiniMax-FI

Die Übertragbarkeit der der aus der Literatur bekannten MiniMax-FI-Dämpferregelung ist zu Beginn dieses Forschungsvorhabens anhand von 963 ABS-Bremsungen unter Variation der Anfangsgeschwindigkeit, Reibwert, Anregungsprofil und Reifen nachgewiesen und die Ergebnisse veröffentlicht worden²⁴⁹: Auf nasser ebener Fahrbahn ist kein Bremswegverkürzungspotential nachweisbar, mit steigender Fahrbahnanregungsleistung werden größere Bremswegverkürzungen beobachtet. Ein Einfluss von Reifen und Anfangsgeschwindigkeit war nicht feststellbar. Für die Versuche stand ein Opel Astra H mit einem als Beschleunigungsregler ausgeführten ABS zur Verfügung. Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit mit dem BMW X5 ergänzen die vorherigen um ein anders Fahrzeugsegment (SUV) und ein anderes ABS-Konzept (PID-Schlupfregler).

Skyhook

Auf einer trockenen Fahrbahn mit einem für eine deutsche Autobahn vergleichbaren Anregungsprofil ist die Annahme MiniMax-FI entspricht einem binären Skyhook-Ansatz für die gewählten Versuchsbedingungen experimentell bestätigt worden. Zur weiteren Absicherung werden vergleichende ABS-Bremsungen auf unebener Fahrbahn empfohlen, die zu größeren Radträgerbeschleunigungen führen, welche gegenüber MiniMax-FI beim Skyhook-Ansatz vernachlässigt werden. Bleibt die Hypothese grundsätzlich gleicher Dämpferregelansätze bestehen, so wird auch eine Übertragbarkeit der für MiniMax-FI durchgeführten Robustheitsbetrachtung auf den Skyhook-Ansatz erwartet. Im Gegensatz zu MiniMax-FI benötigt der binäre Skyhook nur die vertikale Aufbaugeschwindigkeit und Dämpfergeschwindigkeit. Fahrzeuggeschwindigkeit, Radträgheitsmoment, Reibwert und dynamische Radlastschätzung werden nicht benötigt. Ohne eine notwendige dynamische Radlastschätzung entfällt die Beladungsabhängigkeit des MiniMax-FI Ansatzes.

²⁴⁸ Niemz (2007): Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers, S. 103ff

²⁴⁹ Reul et al. (2007): Bremswegverkürzung durch eine ABS-unabhängige Verstelldämpferregelung

Effektivität der Hinterachse bei MiniMax-Dämpferregelung

Diese Arbeit zeigt weiterhin, dass bei ABS-Bremssungen die MiniMax-Dämpferregelung der Hinterachse den Bremsweg relevant beeinflussen kann. In dieser Arbeit ist ein Anteil von ca. 50% an der Bremswegverkürzung nachgewiesen worden. Eine Erweiterung der Aussage auf Allgemeingültigkeit wird allerdings aufgrund der Abhängigkeit von Dämpferspreizung und Anregungsleistung als unwahrscheinlich erachtet. Es ist individuell je nach Fahrwerkskonstruktion und Dämpferabstimmung zu prüfen, wie hoch der Einfluss der Hinterachse auf den Bremsweg ist.

Wechselwirkung zwischen Radlaständerung und ABS

Im Rahmen einer schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelung sind unterschiedliche schlupfabhängige Bedingungen für Radlastwunschwechsel definiert und auf ihre Wechselwirkung mit der PID-Bremsschlupfregelung des Serien-ABS analysiert worden. Die Übertragbarkeiten der Ergebnisse sind besonders auf unterschiedliche ABS-Systeme zu beziehen. Aufgrund der zunächst zu überschreitenden Schwellenwerte eines ABS-Beschleunigungsreglers (Dreipunktregler) zur Initiierung von Bremsruckänderungen mit festgelegter Dauer und Gradient wird im Vergleich zum kontinuierlichen PID-Schlupfregler eine geringere Sensitivität auf radlastinduzierte Radumfangbeschleunigungen erwartet. Es ist zu erwarten, dass Radlaständerungen im Über- und Unterschlupf tendenziell ABS-Beschleunigungsregler weniger stark beeinflussen als PID-Schlupfregler. Diese Aussagen zur Übertragbarkeit basieren auf Überlegungen und sind bislang experimentell nicht überprüft. In diesem Zusammenhang ist auch die Übertragbarkeit der in dieser Arbeit hauptsächlich für die Vorderachse ermittelten Zusammenhänge zwischen Radlaständerung und mittlerer Reibwertausnutzung für die Hinterachse zu prüfen, bei der grundlegend andere Bremsmomentregelziele verfolgt werden (Anpassungsphasen zur Schätzung der freirollenden Radgeschwindigkeit, Gewährleistung der Bremsstabilität). Es wird vorgeschlagen, die in dieser Arbeit erzielten theoretischen und experimentellen Ergebnisse zur Wechselwirkung zwischen PID-Schlupfregler und Beschleunigungsregler in beiden Fällen als erstes Hypothesengerüst zu nutzen.

Schlupfabhängige MiniMax-Dämpferregelung

Die in dieser Arbeit entwickelten schlupfabhängigen Dämpferregelvarianten führten gegenüber MiniMax-FI zu keiner Bremswegverkürzung. Die Ursache der gegenüber MiniMax-FI längeren und gegenüber Seriendämpfung teils geringeren mittleren Bremswege wird der geringeren Aufbaudämpfung zugeschrieben, die die mittlere Kraftschlussausnutzung insgesamt schmälert. Es wird vorgeschlagen, schlupfabhängige MiniMax-Radlastwunschwechsel mit einer höheren Aufbaudämpfung in einem Hybridansatz zu kombinieren. Dafür sind resultierende Umschaltbedingungen zu finden, die effektive schlupfabhängige Radlastwunschwechsel berücksichtigen und gleichzeitig die Dämpfung so wählt, dass geringe Aufbauschwingungen auftreten. In diesem Zusam-

menhang sind auch die in dieser Arbeit identifizierten Dämpferumschaltbedingungen zu berücksichtigen, die zu den größten Radlaständerungen und –dauern führen. Es wird erwartet, dass eine Untersuchung dieses mehrdimensionalen Optimierungsproblems nur anhand eines detaillierten und validierten Simulationsmodells erfolgen kann. Aufgrund der bisherigen Erkenntnisse ist die ABS-Regelung der Hinterachse dabei voraussichtlich nicht vernachlässigbar. Zur Lösung des Optimierungsproblems können Optimierungsmethoden dienen, wie z.B. eine Monte-Carlo Simulation.

Erweiterung auf querdynamische Manöver

Die Ansätze zur MiniMax-Dämpferregelung sind von längsdynamischen Manövern (Bremsen) grundsätzlich auch auf querdynamische Manöver übertragbar: Wanken entspricht dabei dem Nicken. Neben der Aufbaubewegung sind temporäre Radlaständerungen infolge der Fahrbahnanregung nachweislich nutzbar. Werden z.B. mit einer Dämpferregelung unterschiedliche Radlastdifferenzen zwischen den Rädern einer Achse und zwischen Vorder- und Hinterachse möglich, ist eine Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens zu erwarten. Dieser Effekt ist bereits in einer Vielzahl von Arbeiten mit dem Ziel betrachtet worden, Bremsschlupfregelsysteme und vertikaldynamische Regelsysteme zu vernetzen²⁵⁰. Experimentelle Untersuchungen zu radindividuell geregelten (nicht gesteuerten) Dämpfern während querdynamischer Manöver sind dem Autor nicht bekannt. Neben dem längsdynamischen Verbesserungspotential geregelter Dämpfer verspricht eine Regelung in querdynamischen (z.B. Spurwechsel) und kombinierten Manövern (z.B. Bremsen in der Kurve) eine weitere Steigerung der mittleren potentiellen Reibwertausnutzung. Wird ein querdynamisches Verbesserungspotential nachgewiesen, so wäre eine Verknüpfung der längsdynamischen und querdynamischen Dämpferregelansätze zu einem ganzheitlichen Ansatz ein nächster Schritt zu einem in vielen Fahrsituationen einsetzbaren Dämpferregelsystem, das das Ziel einer bei Bedarf möglichst hohen Kraftschlussausnutzung verfolgt. Die Steigerung des ausnutzbaren mittleren Kraftschlusspotentials, auch wenn sie wie in dieser Arbeit nur gering ausfällt, wäre ein weiterer Schritt zu mehr Fahrsicherheit.

²⁵⁰ vgl. Stand der Technik, Kapitel 1.2.2 und Kapitel 1.2.5

8 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit ist die Ausnutzung bislang ungenutzten Bremswegverkürzungspotentials durch Informationsaustausch zwischen ABS und einem semiaktiven Dämpfungssystemen. Aus der Literatur ist die auf dem Integral der dynamischer Radlasten FI basierende ABS-unabhängige MiniMax- FI -Dämpferregelstrategie zur temporären Radlastbeeinflussung bekannt, die den Geradeausbremsweg im Experiment erstmals statistisch signifikant um durchschnittlich 1,3% verkürzte. Das Radlastintegral FI dient als Maß für radlastinduzierte Schlupfänderungen, anhand derer kompensierende temporäre Radlaständerungen mit der MiniMax-Umschaltlogik erzeugt werden sollen.

Der Bremsweg wird grundsätzlich durch die Ausnutzung des Kraftschlusspotentials und die zeitliche Verteilung der Radlast bestimmt. Anhand von Bremsversuche mit dem Versuchsfahrzeug BMW X5 auf trockener autobahnähnlicher Fahrbahn wird eine obere Grenze des theoretischen Bremswegverkürzungspotentials von ca. 10% abgeschätzt. Mit einer Dämpferregelung, die zum Bremsbeginn eine möglichst große dynamische Radlastüberhöhung und eine darauffolgend möglichst geringe Radlastreduktion erreicht, sind bei Simulationen mit idealer Kraftschlussregelung theoretisch kürzere Bremswege als mit einem aperiodischem Einschwingen (Stand der Technik) möglich. Das größere ausnutzbare Bremswegverkürzungspotential wird von einer Optimierung der Kraftschlussausnutzung durch minimierte Bremsschlupfchwankungen erwartet, weshalb dieses Optimierungsziel im Fokus der Arbeit steht.

Beobachtungen aus ABS-geregelten Bremsversuchen mit dem Versuchsfahrzeug zeigen, dass bei aufbauinduzierten Radlastreduktionen mit „harter“ Seriendämpfung infolge des Zurücknickens des Fahrzeugaufbaus gehäuft Überschreitungen des Kraftschlusspotentials auftreten. Dies reduziert die Kraftschlussausnutzung und die Bremskraft. Die Bedeutung unerwünschter oder gezielt durch eine Dämpferregelung initiiert Radlaständerungen auf den Bremsschlupf motiviert die analytische Herleitung der Übertragungstrecke: Radlastinduzierte Schlupfänderungen folgen danach einem zeitvarianten PT_1 -Verhalten, dessen Phasenlage mit steigendem Bremsschlupf von -180° (gegenphasig) zu -270° (I-Verhalten) im Maximum der μ - λ_B -Kurve konvergiert.

Die Ableitung erfolgversprechender Regelstrategien zur Bremswegverkürzung mit ABS und einem semiaktiven Dämpfungssystem erfolgt top-down anhand einer systematischen Analyse eines Standard-Regelkreises und unter Beachtung des aktuellen Stands der Technik. Ausgewählt werden zwei Regelansätze: Eine Erweiterung der Serien-ABS Regelung um eine radlastabhängige ABS-Bremsmomentanpassung und eine mit dem ABS koordinierte schlupfabhängige Dämpferregelung. In beiden Fällen dient der serienmäßige Fahrzeug CAN dem Informationsaustausch.

Eine radlastabhängige Bremsmomentanpassung zur Reduktion radlastinduzierter Schlupfänderungen wird vorgestellt, bei der die aufbauinduzierten dynamischen Radlaständerungen aus den Vertikalbeschleunigungssensoren der semiaktiven Dämpfung ermittelt werden. Radlastabhängige ABS-Bremsmomentänderungen an der Vorderachse werden bei aktiver ABS-Regelung anhand der geschätzten dynamischen Radlast und der identifizierten Störgrößenkompensationsstrecke kurz vor dem ersten Zurückknicken des Fahrzeugaufbaus berechnet. Simulationsbetrachtungen verifizieren das Konzept für verschiedene Parametrierungen. Mit einer radlastabhängiger Bremsmomentanpassung werden unter repräsentativen Bedingungen erstmalig statistisch signifikante Bremswegverkürzungen aus $v_{x,0}=100$ km/h von durchschnittlich ca. 0,5 m (1,2%) gegenüber einem Serien-ABS nachgewiesen.

Eine mit dem ABS koordinierte schlupfabhängige Dämpferregelung verfolgt mit bedarfsgerechten Radlasterhöhungen in Überschlupfphasen das Ziel, die Schlupfregelung durch eine geringere Schlupfzunahme und Reibwertabsenkung zu unterstützen. Zur Radlaständerung wird die bekannte MiniMax-Dämpferumschaltlogik genutzt. Versuche auf einer Vierstempelanlage im Aufbaueigenfrequenzbereich zeigen, dass ein Radlastwunschwechsel zu Beginn der Zug- oder Druckstufe die längste und voraussichtlich größte Schlupfbeeinflussbarkeit bewirkt. Die Vertikalanregung einer autobahnähnlichen Fahrbahn ist auch bei geringen Geschwindigkeiten (30 km/h) zu statistisch signifikanten Radlaständerungen in der gewünschten Richtung nutzbar. Als Bremswegreferenz ($v_{x,0}=100$ km/h) für die schlupfabhängige Dämpferregelung dient die Seriendämpfung und die bekannte ABS-unabhängige MiniMax-*FI*-Dämpferregelung. Für MiniMax-*FI* wird nachgewiesen, dass die Dämpferregelung der Hinterachse einen relevanten Einfluss auf die nachweisbare Bremswegverkürzung (insgesamt ca. 0,8 m bzw. 1,7% gegenüber Seriendämpfung) ausüben kann. Eine theoretische Betrachtung von MiniMax-*FI* zeigt, dass bei Vernachlässigung der Radträgervertikalbeschleunigung diese einem binären Skyhook-Regler gleicht. Auf trockener autobahnähnlicher Fahrbahn ist die Legitimität dieser Vereinfachung nicht widerlegt worden. Anhand von Simulationsbetrachtungen wird die Wirkung von MiniMax-Radlasterhöhungen auf die Bremskraft und die ABS-Regelung diskutiert. Hypothesen zum Potential einer schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelung und zu Wechselwirkungen mit dem PID-ABS werden daraus abgeleitet und im Bremsversuch überprüft. Eine in der Simulation erfolversprechende MiniMax-Radlasterhöhung kurz vor dem Überschlupfmaximum führt im Fahrversuch zu keiner statistisch signifikanten Bremswegverkürzung gegenüber MiniMax-*FI* oder der Seriendämpfung. Mit einer MiniMax-Radlasterhöhung zu Beginn von Überschlupfphasen ist eine Bremswegverkürzung gegenüber der Seriendämpfung statistisch nachweisbar, diese resultiert allerdings vollständig aus der gesteigerten Hinterrachsbremskraft. Die Vorderachsbremskraft ist erwartungsgemäß besonders im Unterschlupf gegenüber einer MiniMax-Radlasterhöhung zum Schlupfmaximum geringer. Die meisten aus der Simulation abgeleiteten Hypothesen zur Wechselwirkung zwischen Radlaständerung und ABS-Regelverhalten werden bei der detaillierten statistischen Analyse der Bremsvorgänge nicht widerlegt, woraus folgt: Eine Verlängerung der

Überschlupfphase durch eine frühe Radlasterhöhung ist zu vermeiden, da diese die mittlere Reibwertausnutzung der nachfolgenden Unterschlupfphase reduziert. Als primäre Ursache für die nicht erfolgreiche Bremswegverkürzung der schlupfabhängigen Dämpferregelungen gegenüber der MiniMax-*FI*-Dämpferregelung wird die ohne weitere Maßnahmen prinzipbedingt geringere Dämpfung zu Beginn des Bremsvorgangs identifiziert: Das Kraftschlusspotential von dynamischen Radlasterhöhung wird durch die ABS-Regelung nachweislich nicht ausgenutzt, während bei dynamischen Radlastreduktionen Bremskraftverluste auftreten. Für zukünftige Arbeiten leitet sich aus den Erkenntnissen dieser Arbeit ein Hybridansatz für eine schlupfabhängige Dämpferregelung ab, der identifizierte zielführende schlupfabhängige Bedingungen für Radlastwunschwechsel mit einer möglichst hohen Grunddämpfung kombiniert. Idealerweise wird dieser Ansatz mit der nachweislich erfolgreichen radlastabhängigen Bremsmomentanpassung kombiniert.

9 Anhang

9.1 Daten zum Versuchsfahrzeug inklusive der Messtechnik und Aktorik

Das Fahrzeugkoordinatensystem wird entsprechend der DIN 70000 definiert und hat seinen Ursprung im Fahrzeugschwerpunkt.

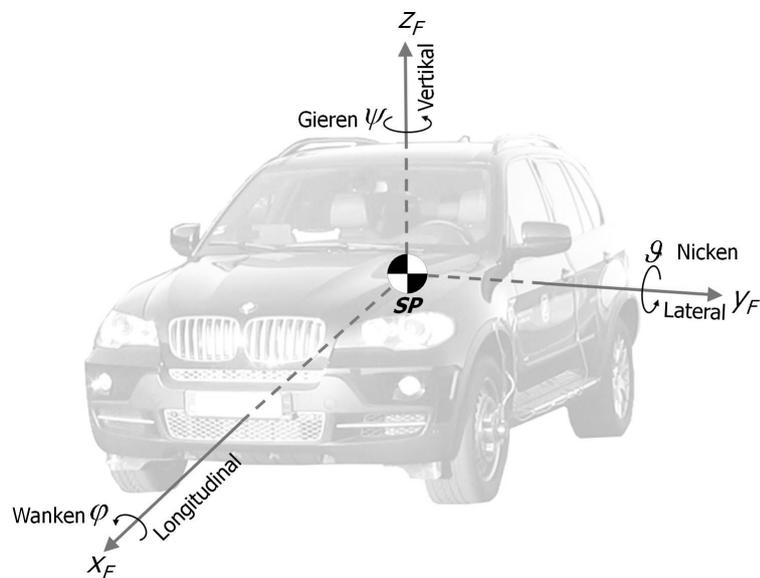


Abbildung 9.1: Koordinatensystem²⁵¹ und Bewegungsrichtungen des Versuchsfahrzeugs

²⁵¹ Koordinatensystem nach DIN 70000 (1994): Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten

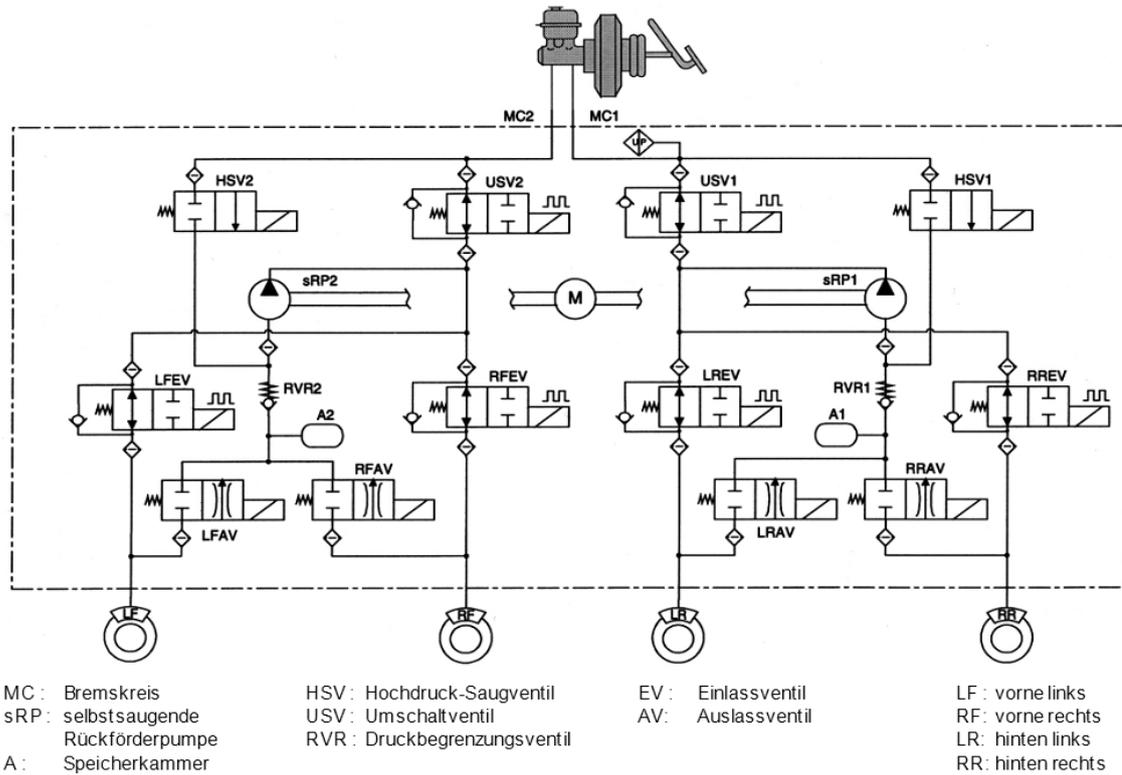


Abbildung 9.2: Bosch ABS/ESP8-Hydraulik des Versuchsfahrzeugs²⁵², Ventilzustände stromlos

Tabelle 9.1: Zusätzlich definierte Ein- und Ausgangsgrößen im ESP-Schnittstellenmodul

ESP I/O	Signalname	Signalanzahl	physikalische Auflösung	nutzbarer Wertebereich	Datenübertragung
Eingang	ΔM_B	4 (VL, VR, HL, HR)	1,83 Nm	± 3000 Nm	FCAN @ 10ms
	ΔF_z	4 (VL, VR, HL, HR)	5 N	± 5120 N	
Ausgang	$v_{x,esp}$	1	1/57,6 m/s	0 m/s -71 m/s	

²⁵² nach van Zanten (2007): Seminar Fahrdynamikregelung, Kapitel 12, S.39

Tabelle 9.2: Technische Daten des Versuchsfahrzeugs²⁵³

Marke und Typ	BMW X5 (E70), 4.8i (US)
Motordaten	Hubraum: 4799 ccm
	Maximale Motorleistung: 261 kW (355 PS) @ 6300 U/min
	Maximales Motormoment: 475 Nm @ 3400-3800 U/min
Antriebsstrang	Wandlergetriebe 6-stufig (Übersetzung Gang 1 bis 6 nachfolgend) Getriebeübersetzungen: 4,171; 2,34; 1,521; 1,143; 0,867; 0,691 Achsenübersetzung: 3,91
	Allrad: X-Drive mit elektronisch geregelter Lamellenkupplung
Bremse	Bremsregelsystem: Bosch ESP8 Premium
	vorne Einkolben-Faustsattel-Scheibenbremse (d=365 mm), belüftet hinten Einkolben-Faustsattel-Scheibenbremse (d=345 mm), belüftet
	$C_{p,v,static} = 33,70$ N/bar ($27,0$ N/bar $\leq C_{p,v,dyn}(v_R) \leq 33,7$ N/bar)
	$C_{p,h,static} = 16,68$ N/bar ($14,8$ N/bar $\leq C_{p,h,dyn}(v_R) \leq 24,0$ N/bar)
Vorder- / Hinterachse	Doppelquerlenkerachse mit Federbein / räumliche Integralachse
	Stabilisatoren: aktiv (ARS), bei Geradeausfahrt entsperert
	Statische Bremsstützwinkel: $\epsilon_{B,v} = 5,4^\circ$; $\epsilon_{B,h} = 25,9^\circ$
	Aufbaudämpfung: Sachs CDCe Zweirohrdämpfer
	Dämpferübersetzung: $i_{D,v} = 0,701$; $i_{D,h} = 0,777$
	Aufbaufederung: Spiralfeder / Luftfeder (Niveauregulierung)
	Federübersetzung: $i_{F,v} = 0,701$; $i_{F,h} = 0,882$
	reifengef. Massen: $m_{R,v} = 78$ kg ($\Delta m_{Messfelge} = 5,85$ kg), $m_{R,h} = 65,5$ kg
Rad	Reifen: Dunlop SP Sport 01, 255/55R18 109V XL RSC, $p_i = 2,3$ bar Serienfelge: 8,5Jx18 ET 46
	vertikale Reifenfedersteifigkeit @ 2,3bar (Standard): $c_{R,z} = 321$ kN/m
	dynamischer Reifenhalmmesser $r_{dyn} = 0,358$ m
	Radträgheitsmoment $\Theta_R = 2$ kgm ²
Fahrwerkabmessungen	Radstand: $l = 2,933$ m; Spurweiten: $s_v = 1,644$ m, $s_h = 1,650$ m
Statische Radlasten ²⁵⁴ beladen mit Fahrer (79kg) u. Beifahrer (75kg)	Tankinhalt leer: $F_{z,stat,vl} = 6210$ N, $F_{z,stat,vr} = 6200$ N, $F_{z,stat,hl} = 6640$ N, $F_{z,stat,hr} = 6650$ N
	Tankinhalt voll: $F_{z,stat,vl} = 6270$ N, $F_{z,stat,vr} = 6250$ N, $F_{z,stat,hl} = 6850$ N, $F_{z,stat,hr} = 6860$ N
Schwerpunkt	Abstand Radmitte zu Schwerpunkt: $l_{v,SP} = 1,516$ m, $l_{h,SP} = 1,417$ m
	Schwerpunktshöhe: $h_{SP} \approx 0,65$ m
Nickzentrum (statisch)	Abstand Latschmitte Vorderrad zu Nickzentrum: $l_{v,NZ} = 2,464$ m
	Abstand Latschmitte Hinterrad zu Nickzentrum: $l_{h,NZ} = 0,469$ m
	Höhe Nickzentrum: $h_{NZ} = 0,23$ m
Aerodynamik	$c_w = 0,35$; $A_{stirn} = 2,87$ m ²

²⁵³ Die Informationen stammen von der ZF Sachs AG, Robert Bosch GmbH, BMW AG München, aus Internetquellen (z.B.: http://www.7-forum.com/news/2006/x5/technische_daten.php?id1=92, Zugriff 21.09.2008) und eigenen Messungen.

²⁵⁴ Messungenaugigkeit der Radlastwaagen ± 2 kg (≈ 20 N)

Tabelle 9.3: Übersicht zusätzlicher über die Autobox erfassten Sensor- und ESP-Signale, Signale in Klammern leiten sich aus der nicht in Klammern dargestellten Sensorgröße ab

Signal	Ursprung und Bezeichnung	Signaleigenschaften				Datenübertragung
		Messbereich	Auflösung	Linearität	Vorfilterung	
v_x (d_B)	Datron, Correvit S-400	0,5-400 km/h	0,01 m/s	$<\pm 0,1\%$	keine	CAN@ 4ms
$v_{x,ESP}$	ESP-ECU	0 m/s – 71 m/s	1/57,6 m/s	k.A. ²⁵⁵	k.A.	FCAN @ 10ms
a_x	Bosch DRS-MM3R	$\pm 1,8$ g	0,01 g	$\pm 0,036$ g	Tiefpass 1. O, $f_{eck}=15\text{Hz}$;	CAN @5ms
$d\vartheta/dt$ (ϑ)	Bosch DRS-MM3R	± 100 °/s	0,1 °/s	$\pm 0,5$ °/s	Tiefpass 1. O, $f_{eck}=15\text{Hz}$;	CAN @5ms
$a_{A,z}$	Kefico ²⁵⁶	$\pm 1,33$ g (± 2 V)	$\pm 0,0013$ g (± 2 mV)	$\pm 0,04$ g (± 60 mV)	mech. Tiefpass 1.O, $f_{eck}=80\text{Hz}$; $\Delta\varphi(5\text{Hz}) < 6,5^\circ$	analog
$a_{R,z}, a_{R,x}$	Kefico	$\pm 13,3$ g (± 2 V)	$\pm 0,013$ g (± 2 mV)	$\pm 0,4$ g (± 60 mV)	mech. Tiefpass 1.O, $f_{eck}=80\text{Hz}$; $\Delta\varphi(5\text{Hz}) < 6,5^\circ$	analog
v_{Rad}	ESP-ECU, Seriensensor mit 92 Inkrementen	>300 km/h	1/16 km/h	k.A.	Unbekannt, findet in ESP-ECU statt	FCAN @ 10ms
$s_D, (v_D), (DS)$	ASM	0-1250 mm	Weg: 1/40 mm (Flanken auswert.)	$\pm 0,5\%$ v. Bereich	keine	TTL
$p_{B,HZ}, p_{B,Rad}$	Bosch, DS2	0-250 bar	quasie-unendlich	5,0% v. Bereich	keine	analog
$T_{Scheibe}$	Rössel Messtechnik., Messumformer RT-R & Thermoelement Typ K	-260.0 °C – 1365.0 °C	quasie-unendlich	$\leq 0,1\%$ v. Bereich	keine	analog, $f=3\text{Hz}$
U_{Licht}	Sick, WL24-2B230,	5-20 m	binär	--	keine	analog
F_{MF}, M_{MF}	6-Komp. Messfelge, Kistler, Typ 9298A1	$F_x: \pm 20$ kN $F_y: \pm 15$ kN $F_z: 0-20$ kN $M_x: \pm 6$ kNm $M_y: \pm 6$ kNm $M_z: \pm 2,5$ kNm	$\Delta F=20$ N $\Delta M=k.A.$	$\pm 1\%$ v. Bereich	k.A.	analog

²⁵⁵ k.A.: keine Angabe

²⁵⁶ Fahrzeugtechnische Seriensensoren, z.B. beim Opel Astra H mit Sachs CDC

Synchronisation ESP-Daten mit Daten der Autobox

Die Speicherung der durch die Autobox (ATX) erfassten Daten findet getrennt von den ESP-internen Daten statt. Um die Daten beider Datensätze im Rahmen der Auswertung miteinander verrechnen zu können ist eine Synchronisation beider Datensätze notwendig. Die Synchronisation erfolgt anhand des in beiden Messsystemen vorhandenen Hauptbremszylinderdruck-Signals. Im Druckbereich zwischen 5 bar und 30 bar ist die mittlere absolute Abweichung (MAD²⁵⁷) beider Verläufe zu minimieren. Der Bereich geringen Bremsdrucks ist gewählt worden, damit sich mögliche Unterschiede in der Kalibrierung der Sensoren (Verstärkungsfaktor) nicht auswirken.

$$t_{esp,neu} = t_{esp} + \Delta t \left(\text{Median} \left(p_{B,HZ,ESP} (5 \text{ bar} : 30 \text{ bar}) - p_{B,HZ,ATX} (5 \text{ bar} : 30 \text{ bar}) \right) \stackrel{!}{=} \min \right) \quad (9.1)$$

Anhand des so ermittelten Zeitunterschieds beider Datensätze wird der ESP-Datensatz auf den Autobox-Datensatz angepasst. Nach der Synchronisation stimmt der ESP-Datensatz ± 1 ms mit der „Autobox-Zeit“ überein. Zudem ist der nichtäquidistante ESP-Datensatz auf die konstante Abtastrate der Autobox von $f_{abtastr} = 2000$ Hz durch Interpolation mit einem Polynom ersten Grades angepasst worden, so dass Signale beider Datensätze miteinander verrechnet werden können.

9.2 Parametrierung der Simulationsmodelle

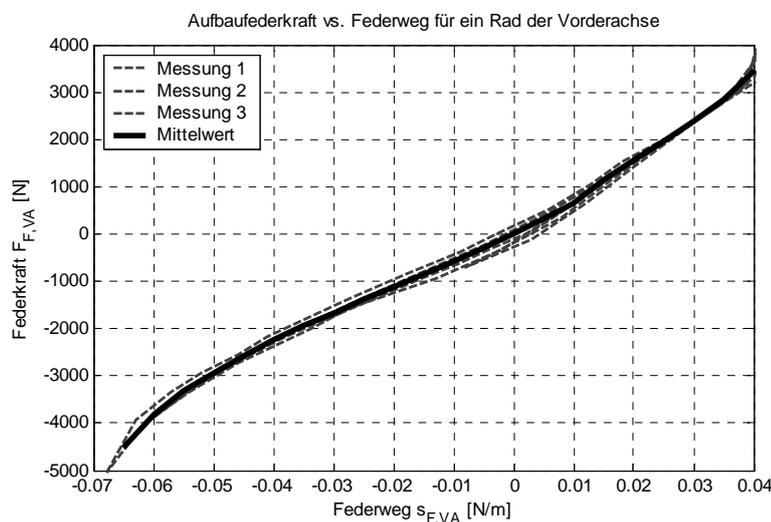


Abbildung 9.3: Federkraft vs. Federweg für ein Rad der Vorderachse. Die Messung erfolgte durch einseitiges Ein- und Ausfedern durch eine Hebebühne mit ausgebautem Stabilisator, Messung des Federwegs und der Radlast mit einer Radlastwaage abzüglich der statischen Radlast. Der Nullpunkt definiert die Konstruktionslage des Fahrzeugs.

²⁵⁷ MAD: Median Absolute Deviation, NIST/SEMATECH (2006): Engineering Statistics Handbook, Kap. 1.3.5.6

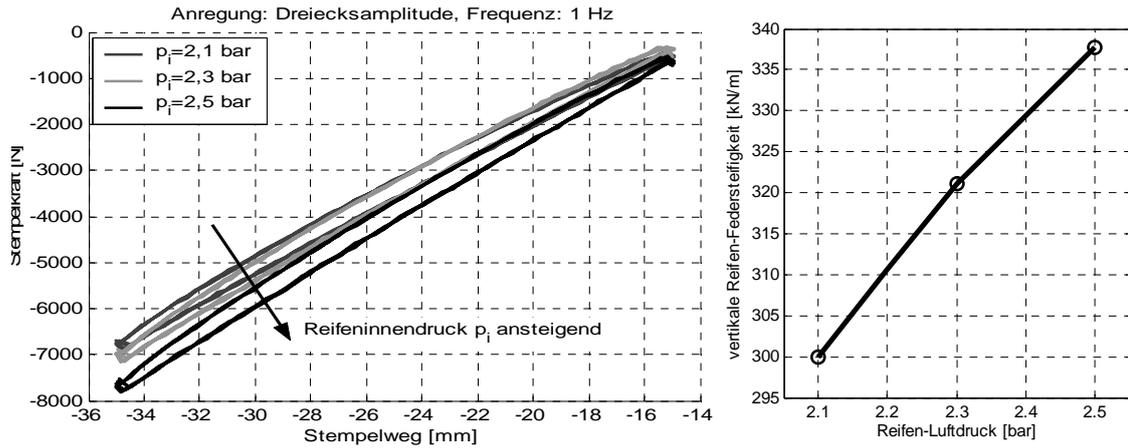


Abbildung 9.4: Ermittlung der vertikalen Reifenfedersteifigkeit in Abhängigkeit des Reifeninnendruckes mit einem Hydropulsprüfstand.

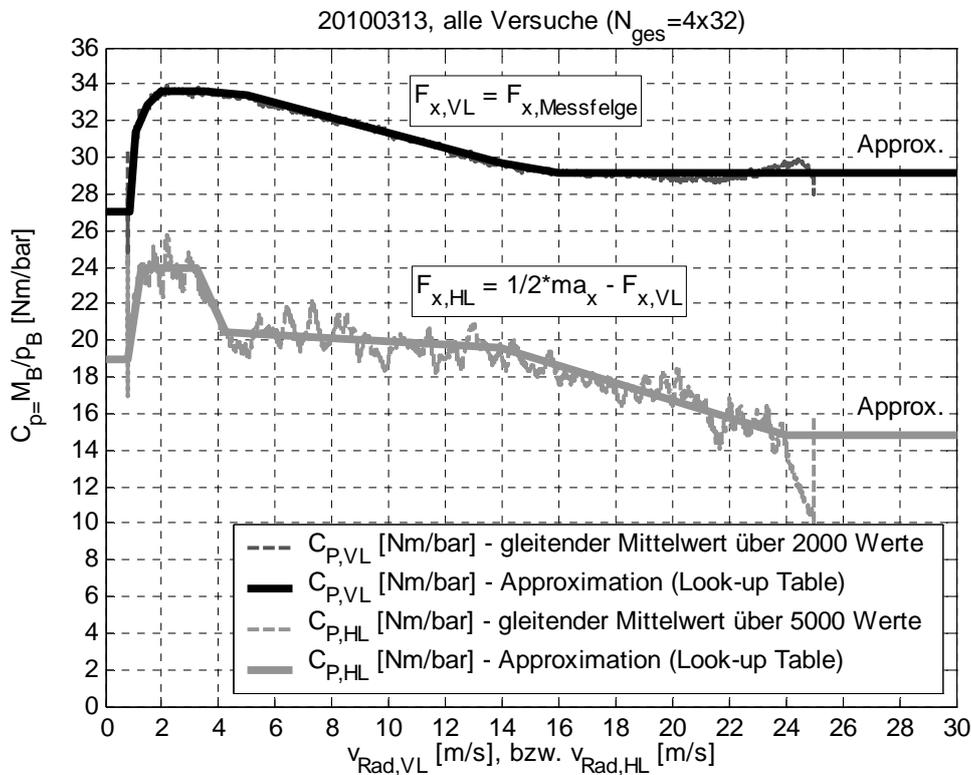


Abbildung 9.5: experimentelle Ermittlung des Verhältnisses aus Bremsmoment und Radbremszylinderdruck Sollschlupf- und Bremskraftarbeitspunktberechnung des ABS unter Berücksichtigung der dynamischen Radlast

Die dem ABS unbekannt dynamische Radlast ist für diese Versuche anhand des linken vorderen Messfelgensignals durch Subtraktion der statischen Radlast und Achslastverschiebung ermittelt und im ABS zu der dort bekannten vorderen linken und rechten Radlast der Vorderachse (Symmetrieannahme), bestehend aus Achslastverschiebung und statischer Radlast) addiert worden. Die Hinterachse ist nicht beeinflusst worden. Die Radlast im ABS wirkt sich an der Vorderachse auf die Sollschlupfberechnung und Bremskraftarbeitspunktberechnung aus.

Tabelle 9.4: Parameter des Viertelfahrzeugmodells für ein Rad der Vorderachse

Größe	Wert	Quelle
Anteilige Aufbaumasse	$m_A=545$ kg	Abstimmung anhand Untersuchungen auf einem Vierstempelprüfstand
Aufbaufedersteifigkeit	linearisiert: $c_A=64750$ N/m Kraft-/Wegdiagramm: Abbildung 9.3, S.208	Messung durch Ein-/Ausfederung am Gesamtfahrzeug (ohne Stabilisator) mit Radlastwaagen und Wegseilsensoren
Aufbaudämpfung	Abbildung 2.4, S.31	semiaktives Dämpfermodell, ZF Sachs AG
Reifengefederte Masse	$m_R=45$ kg	Abstimmung anhand Untersuchungen auf einem Vierstempelprüfstand
Reifenfedersteifigkeit	$c_R=321000$ N/m	Messung mit Hydropulser für $p_i=2,3$ bar (Abbildung 9.4, S.209)
Reifendämpfung	$d_R=400$ Ns/m	Abstimmung anhand Untersuchungen auf einem Vierstempelprüfstand

9.3 Potential der ABS-Verbesserung durch die Ergänzung der dynamischen Radlast in ABS-Bremskraftarbeitspunkt und Sollschlupfberechnung

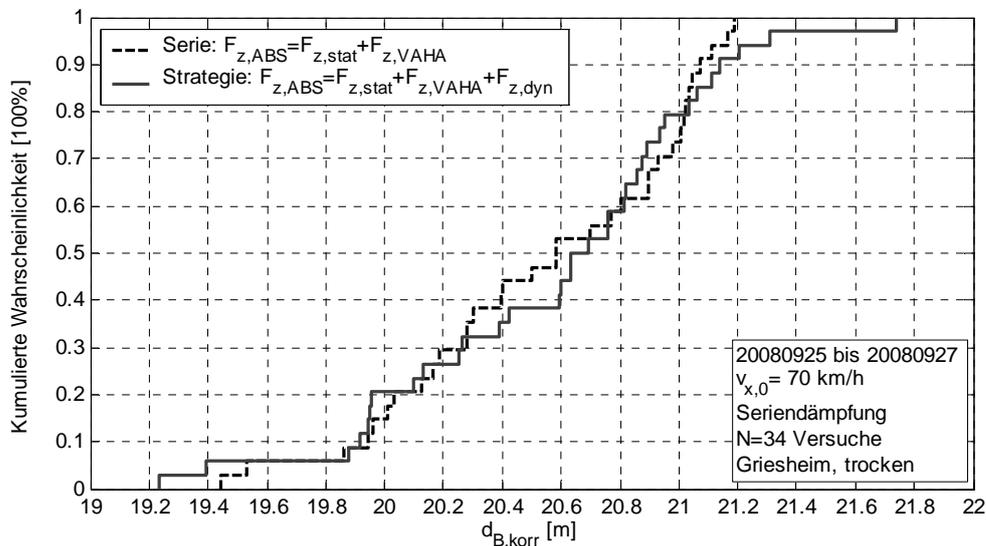


Abbildung 9.6: Bremswegverteilung der Bremsversuche mit additiv berücksichtigter dynamischer Radlast $F_{z,dyn}$ in der ABS-Sollschlupf- und Bremskraftarbeitspunktberechnung. Die Bremswege sind normalverteilt. Mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von $p \approx 20\%$ ist von gleichen Mittelwerten beider Stichproben auszugehen (Irrtumswahrscheinlichkeit), so dass ein statistisch signifikanter ($\alpha=5\%$) Mittelwertsunterschied nicht nachgewiesen wird.

9.3 Potential der ABS-Verbesserung durch die Ergänzung der dynamischen Radlast in ABS-Bremskraftarbeitspunkt und Sollschlupfberechnung

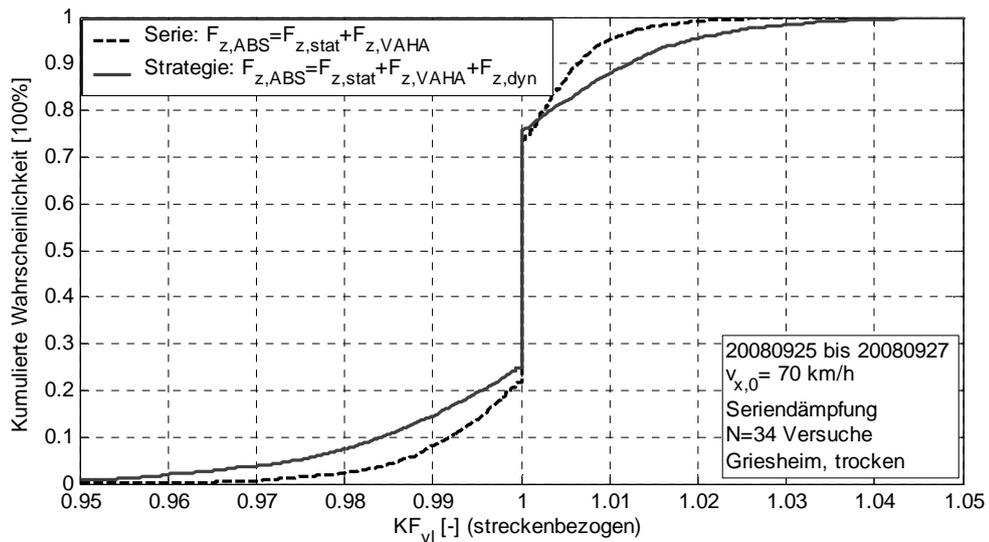


Abbildung 9.7: Radlastabhängiger Korrekturfaktor (KompensationsFaktor KF) des ABS-Bremskraftarbeitspunkts (interne erfasste ABS-Größe) im Bereich zwischen Bremsbeginn und Bremsende für das linke Vorderrad mit in der Bremskraftarbeitspunktberechnung additiv berücksichtigter dynamischer Radlast. Eine Anpassung des Bremskraftarbeitspunkts findet nur für ca. 50% des Bremswegs statt. Die zusätzliche dynamische Radlaständerungen bewirken einen größeren Anpassungsbereich des Bremskraftarbeitspunkts. Gegenüber dem Serien-ABS wird der Bremskraftarbeitspunkts infolge der modifizierten Bremskraftarbeitspunktberechnung um weitere ca. $\pm 3\%$ auf maximal ca. $\pm 5\%$ angepasst.

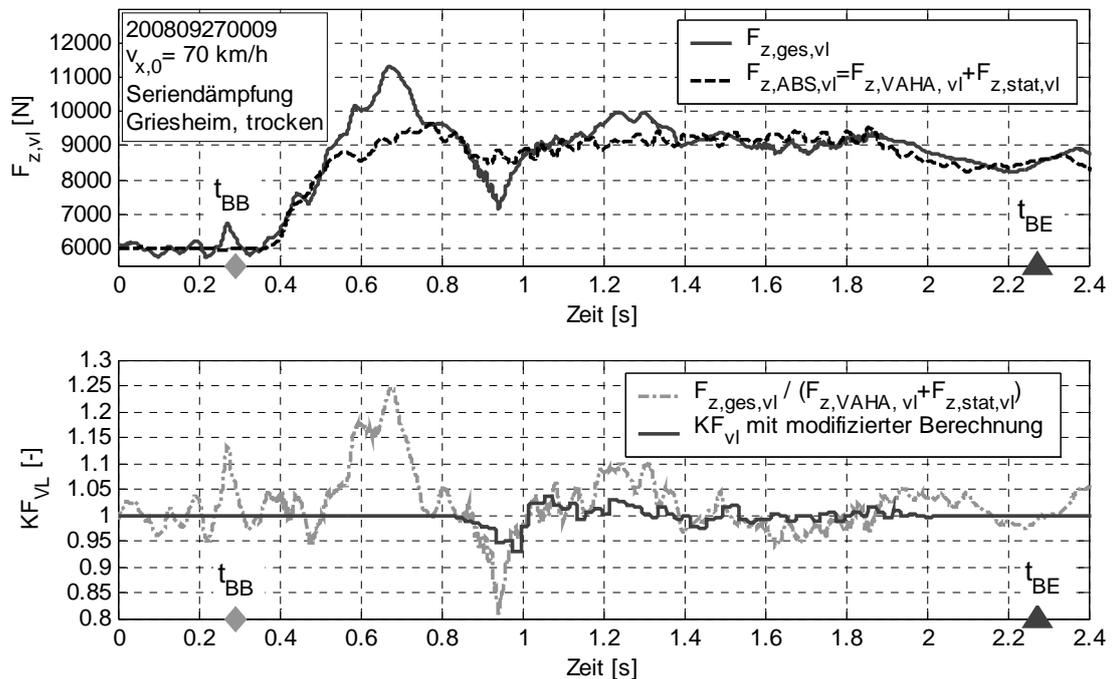


Abbildung 9.8: Vergleich zwischen Gesamtradlastverlauf und dem im ABS bekannten Radlastverlauf (oben), sowie zwischen dem bereits modifizierten Korrekturfaktor für die Bremskraftarbeitspunktberechnung und einer Abschätzung des Korrekturbedarfs anhand der Radlastverläufe (unten) exemplarisch für eine repräsentative Bremsung. Aufbauinduzierte Radlastschwankungen bezogen auf die quasistatische Radlast (statische Radlast $F_{z,stat}$ + Achslastverschiebung $F_{z,VAHA}$) liegen im Bereich von ca. -20% bis ca. $+10\%$. Zur vollständigen Kompensation von aufbauinduzierten Radlastschwankungen wäre der Bremskraftarbeitspunkt in diesem Bereich anzupassen. Mit der modifizierten Korrekturfaktorberechnung, die die dynamische Radlast

bereits mit einbezieht, werden maximal $\pm 6\%$, in 50% der zurückgelegten Strecke mit $KF \neq 1$ sogar nur ca. $\pm 2\%$ angepasst (vgl. Abbildung 9.7).

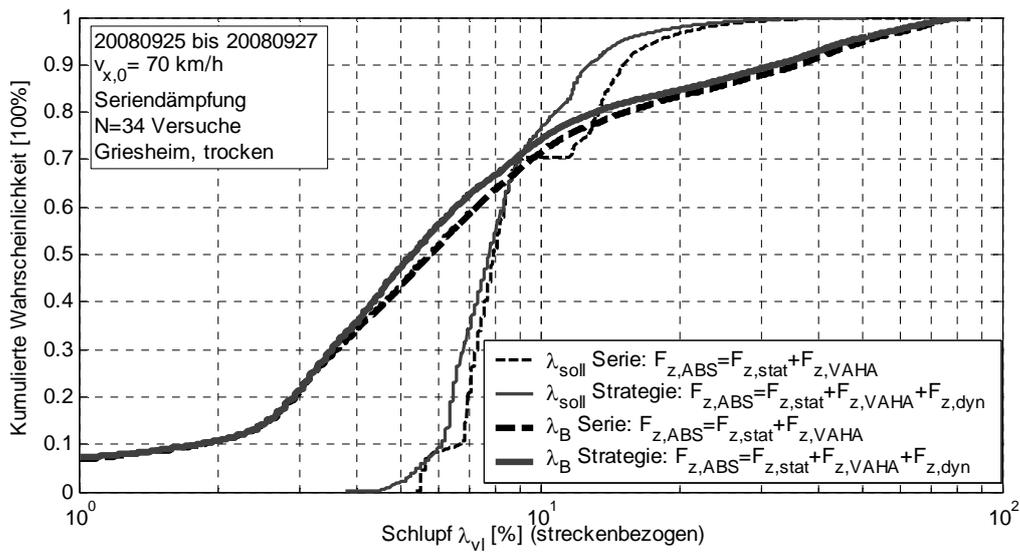


Abbildung 9.9: Ist- und Sollschlupfverteilung der Bremsversuche im Bereich zwischen Bremsbeginn und Bremsende für das linke Vorderrad mit in der ABS-Sollschlupf- und Bremskraftarbeitspunktberechnung additiv berücksichtigter dynamischer Radlast. Die additive Berücksichtigung der dynamischen Radlast führt zu einer Sollschlupfabenkung. Für 70% des Bremswegs beträgt diese bis zu 1% und überträgt sich auch auf den Istschlupfverlauf λ_B . Für die letzten 30% des Bremswegs wird die Abhängigkeit der Sollschlupfberechnung von der Achslastverschiebung im Serien-ABS aufgehoben, woraus eine Sollwertanhebung von ca. 4% resultiert. Dieser ist aufgrund der Berücksichtigung der Gesamtradlast über den gesamten Bremsvorgang in der modifizierten Sollschlupfberechnung nicht enthalten, was gegenüber der Serie zu einer weiteren Reduktion des Soll- und Istschlupfs führt.

9.4 Radlastabhängige Bremsmomentanpassung mit einer Störgrößenaufschaltung

Tabelle 9.5: Filtereigenschaften bei $f=1,5$ Hz für verschiedene eingesetzte Filtertypen und Eckfrequenzen f_G

Kenngröße bei $f=1,5$ Hz	DT ₁ mit $f_G=1,5$ Hz	DT ₁ mit $f_G=0,5$ Hz	BW ₂ ²⁵⁸ mit $f_G=10$ Hz
Amplitudenabschwächung	ca. 30% (-3 dB)	ca. 5% (-0,45 dB)	<0,1% ($2,5 \cdot 10^{-3}$ dB)
Phasenänderung $\Delta\varphi$	+45° ($\Delta t=+83$ ms)	+18° ($\Delta t=+33$ ms)	-12° ($\Delta t=-22$ ms)
Gruppenlaufzeit $-d\varphi(\omega)/d\omega$	$\Delta t=-53$ ms	$\Delta t=-32$ ms	$\Delta t=-23$ ms

²⁵⁸ Definition der nicht offizielle Abkürzung BW₂: Tiefpassfilter Butterworth 2. Ordnung

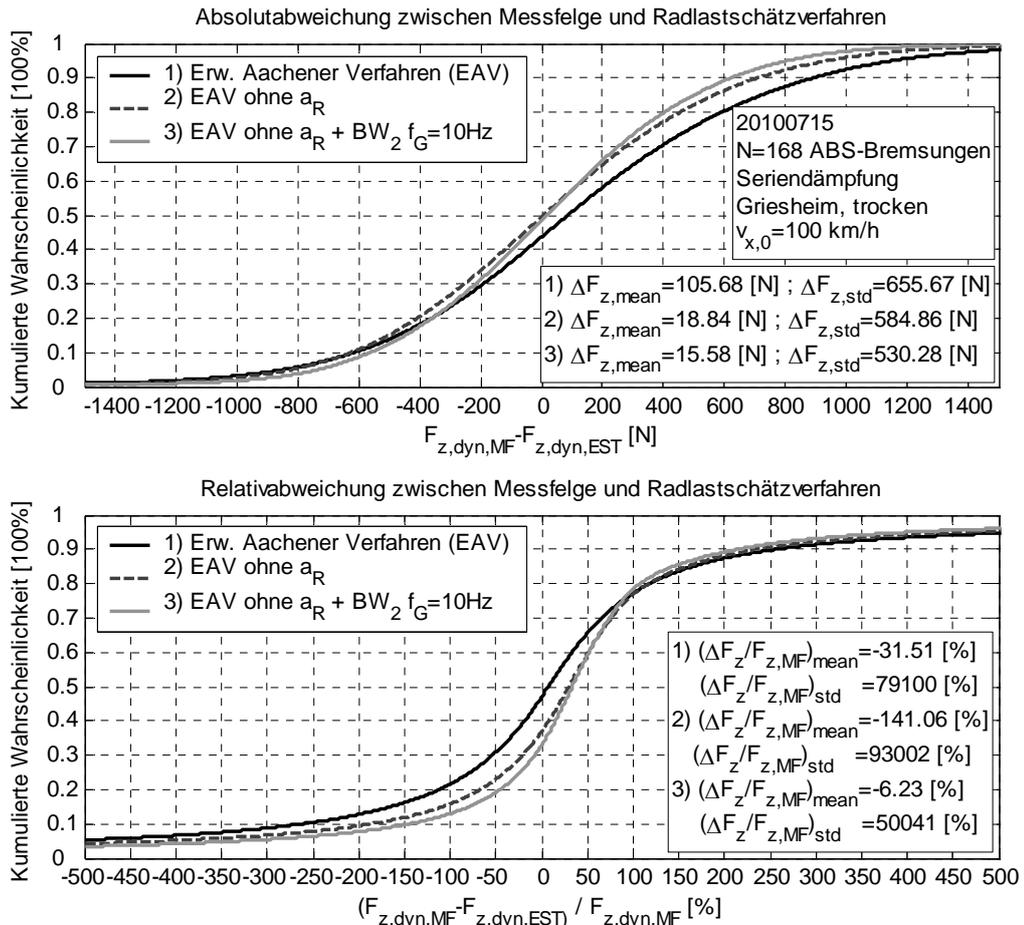


Abbildung 9.10: Streckenbezogene absolute und relative Abweichungen zwischen gemessener Radlast (Messfelge) abzüglich der Achslastverschiebung und statischen Radlast und Varianten des dynamischen Radlastschätzverfahrens (Erweitertes Aachener Verfahren) für den Bereich der als aktiv definierten Störgrößenaufschaltung, ermittelt anhand von $N=168$ ABS-geregelten Bremsversuchen mit Seriendämpfung aus $v_{x,0}=100$ km/h. Die Angabe einer relativen Abweichung führt aufgrund der Division durch Werte $F_{z,\text{dyn,MF}} \approx 0$ zu Relativabweichungen von mehreren hundert Prozent und ist daher wenig informativ.

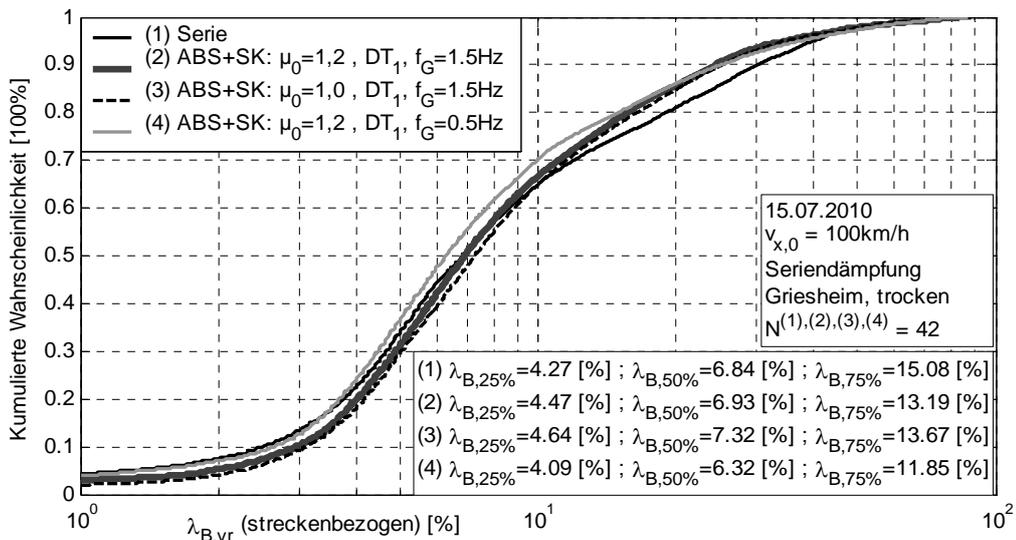


Abbildung 9.11: Streckenbezogene Bremschlupfverteilung für das rechte Vorderrad mit Serien-ABS und Varianten der Störgrößenaufschaltung (SK) aus $v_{x,0}=100$ km/h.

9.5 Beeinflussbarkeit der Radlast durch semi-aktive Dämpfer

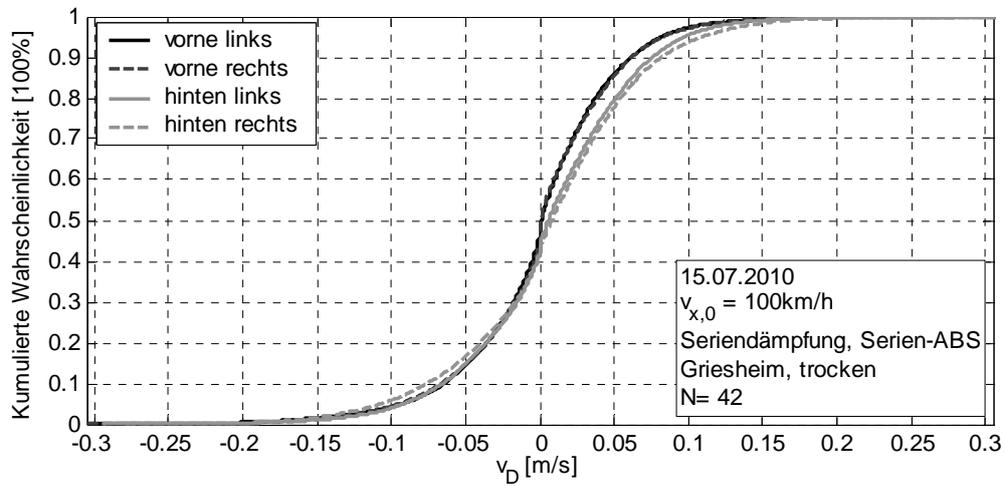


Abbildung 9.12: Verteilung der Dämpfergeschwindigkeiten bei ABS-geregelten Bremsungen (Serie) mit Seriendämpfung.

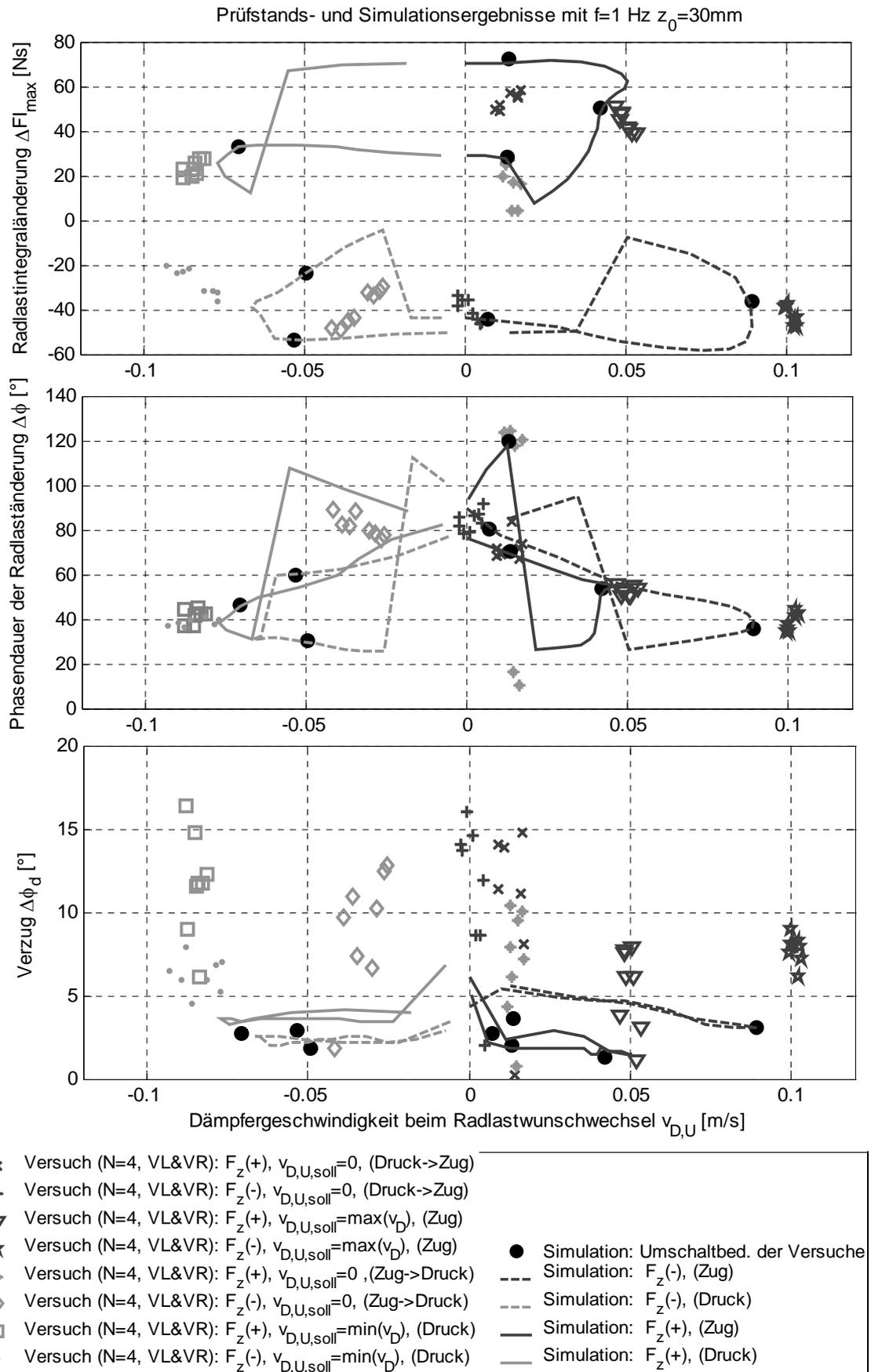


Abbildung 9.13: Magnitude, Dauer und Verzug der Radlastintegraländerung bei verschiedenen Umschaltbedingungen (Dämpfergeschwindigkeit und Phasenlage) für $f=1,0$ Hz

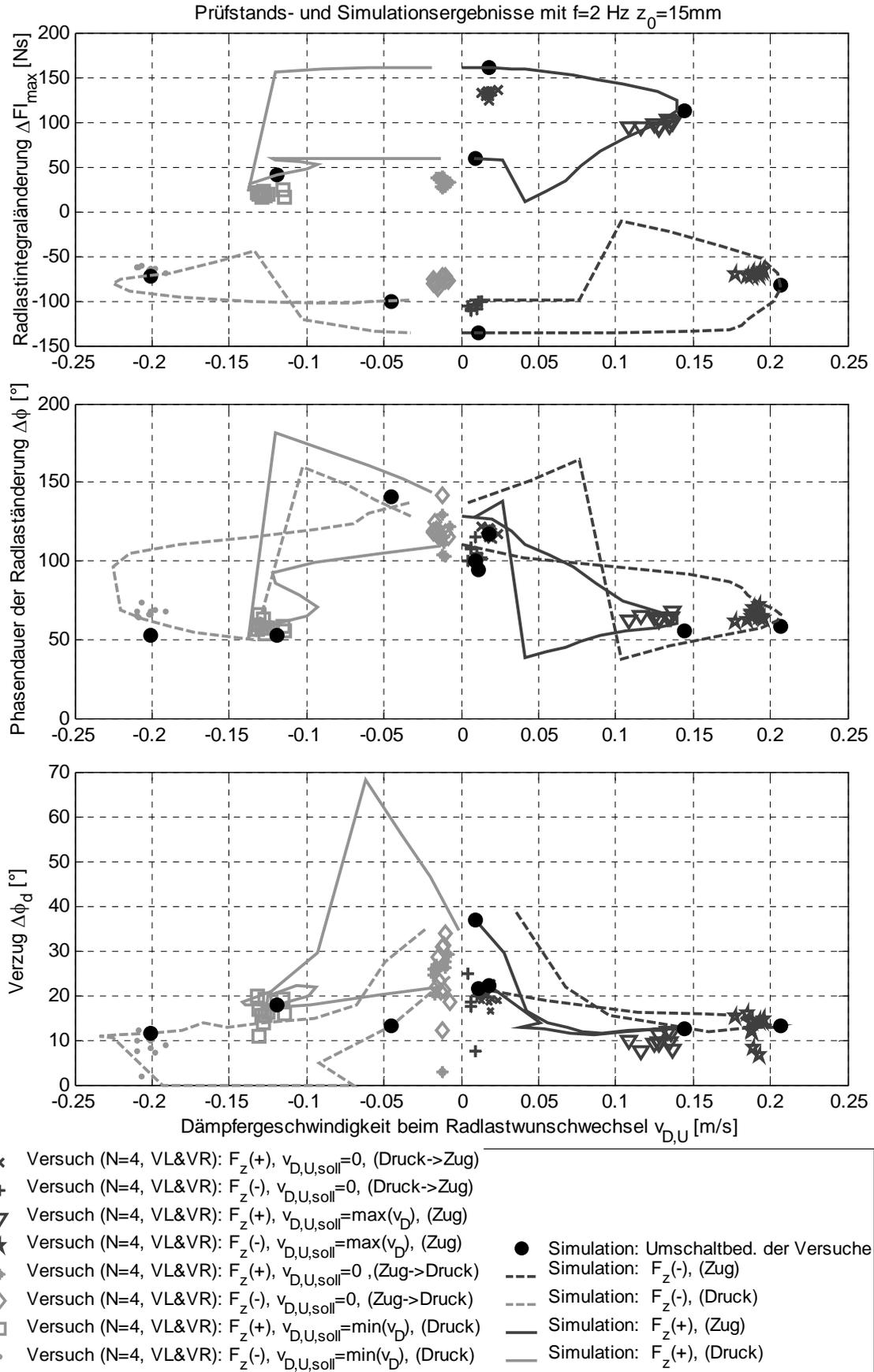


Abbildung 9.14: Magnitude, Dauer und Verzug der Radlastintegraländerung bei verschiedenen Umschaltbedingungen (Dämpfergeschwindigkeit und Phasenlage) für $f=2,0$ Hz

9.6 Semiaktive Dämpferregelung

9.6.1 Anteile der vertikalen Aufbau- und Radträgerbeschleunigung am Radlastintegral FI

Unter der Annahme, während eines Bremsvorgangs dominieren die jeweiligen Eigenfrequenzen des Aufbaus und des Radträgers, folgt:

$$\frac{\widehat{FI}(a_R)}{\widehat{FI}(a_A) + \widehat{FI}(a_R)} = \frac{1}{\frac{\widehat{FI}(a_A)}{\widehat{FI}(a_R)} + 1} = \left(\underbrace{\left(\frac{f_{R,eigen}}{f_{A,eigen}} \right)}_{\frac{15\text{Hz}}{1,5\text{Hz}}} \cdot \underbrace{\left(\frac{\hat{a}_A}{\hat{a}_R} \right)}_{\frac{1\text{m/s}^2}{10\text{m/s}^2}} \cdot \underbrace{\left(\frac{m_A}{m_R} \right)}_{\frac{100}{15}} + 1 \right)^{-1} \approx 13\% \quad (9.2)$$

Die Beschleunigungsamplituden folgen exemplarisch aus Abbildung 9.15, die weiterhin die berechneten Radlastintegralanteile (unten) darstellt. Dabei ist die Aufbauvertikalbeschleunigung mit $a_A \approx 1 \text{ m/s}^2$ gering gewählt worden (vgl. Abbildung 9.15). Der Anteil des von der Radträgervertikalbeschleunigung a_R abhängigen Radlastintegrals $FI(a_R)$ wird bei einer trockenen Fahrbahn, mit einem einer deutschen Autobahn vergleichbaren Anregungsprofil, als vernachlässigbar interpretiert.

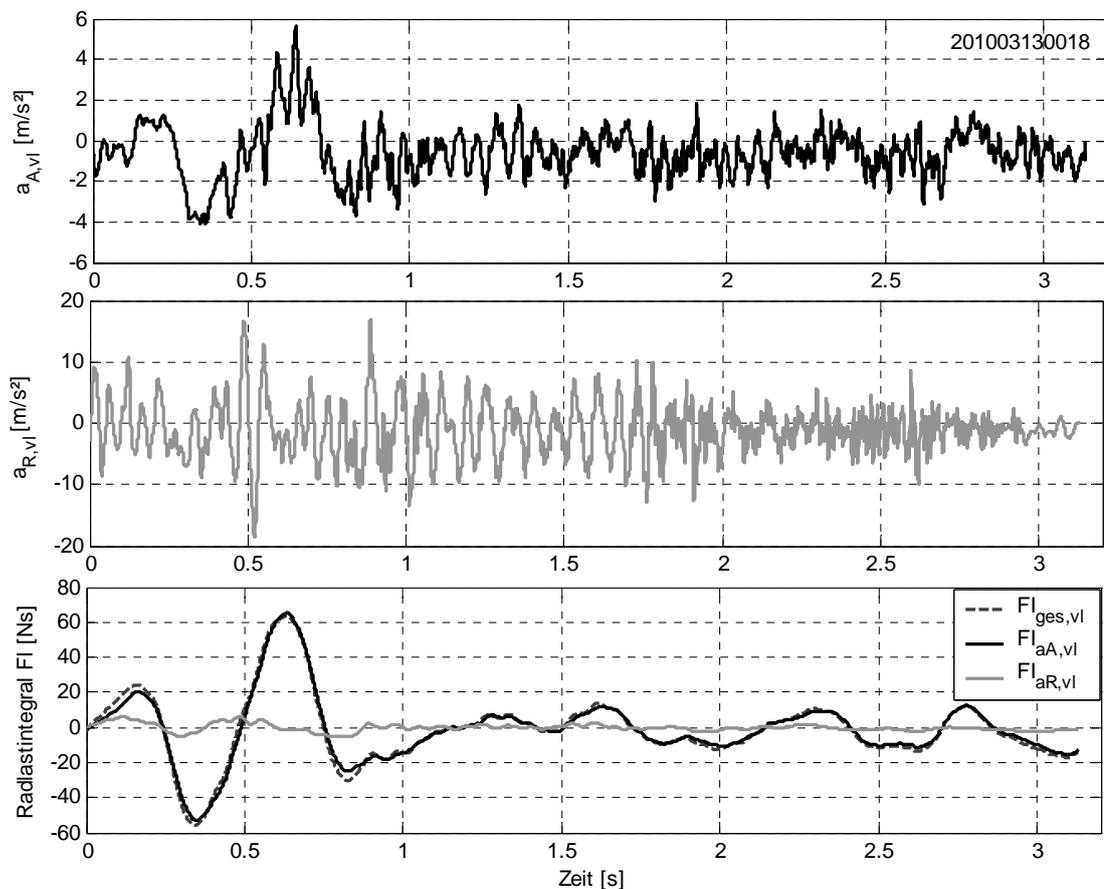


Abbildung 9.15: Aufbau- und Radträgerbeschleunigung (oben und Mitte), sowie deren Anteile am Radlastintegral (unten) für einen exemplarischen Bremsversuch

9.6.2 Genauigkeit der Bremskraftschätzung anhand des Radbremsdrucks und der Radumfangsbeschleunigung

$$\text{Bremskraftschätzung}^{259}: F_{B,i} = \frac{1}{r_{dyn}} \left(\Theta_{R,i} \frac{\dot{v}_{R,i}}{r_{dyn}} + \underbrace{C_{p,i}(v_{R,i}) \cdot p_{B,i}}_{M_{B,i}} + M_{Kar,i} \right) \quad (9.3)$$

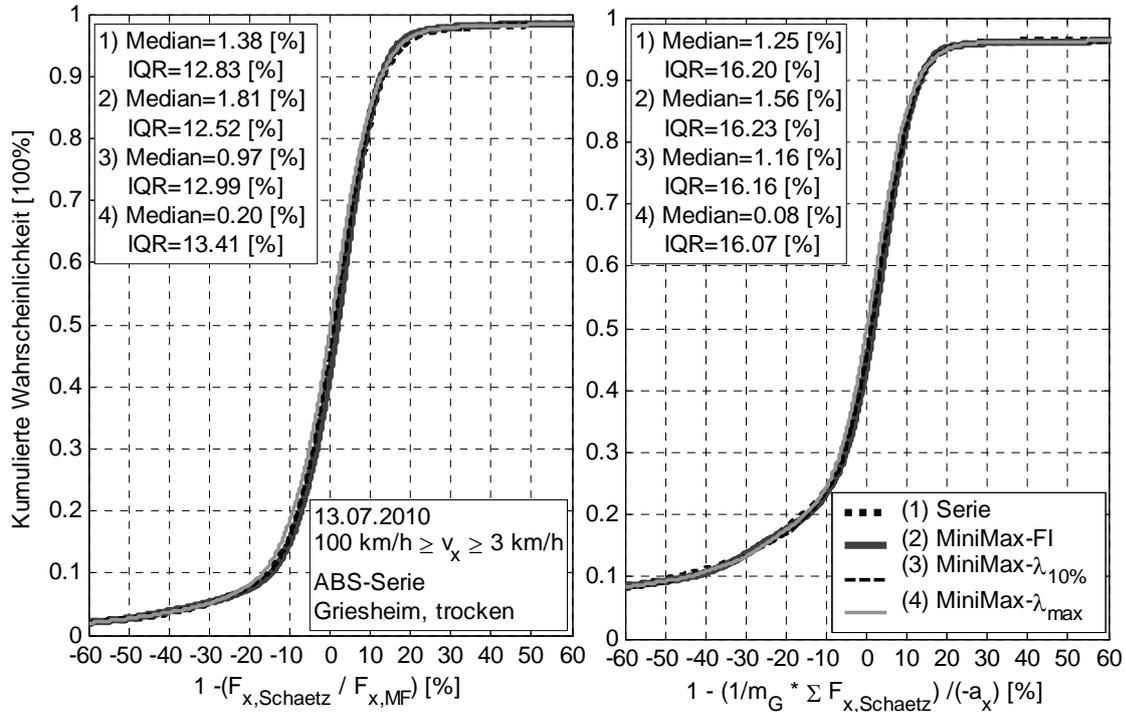


Abbildung 9.16: relativer Vergleich der Bremskraftschätzung mit der Messfelge $F_{x,MF}$ bzw. der Gesamtverzögerung des Fahrzeugs $-a_x$ für die alle Versuchsdaten mit Seriedämpfung, MiniMax-FI- und schlupfabhängigen MiniMax-Dämpferregelvarianten. Die Verteilungen unterscheiden sich untereinander nur geringfügig, wie die Mediane und Interquartilabstände (IQR) zeigen.

²⁵⁹ In Fahrversuchen empirisch ermitteltes $C_{p,i}$ Kennfeld siehe Anhang S.218, $\Theta_R=2$ kgm², anteiliges Kardanwellenmoment M_{Kar} im ESP-Steuergerät bekannt

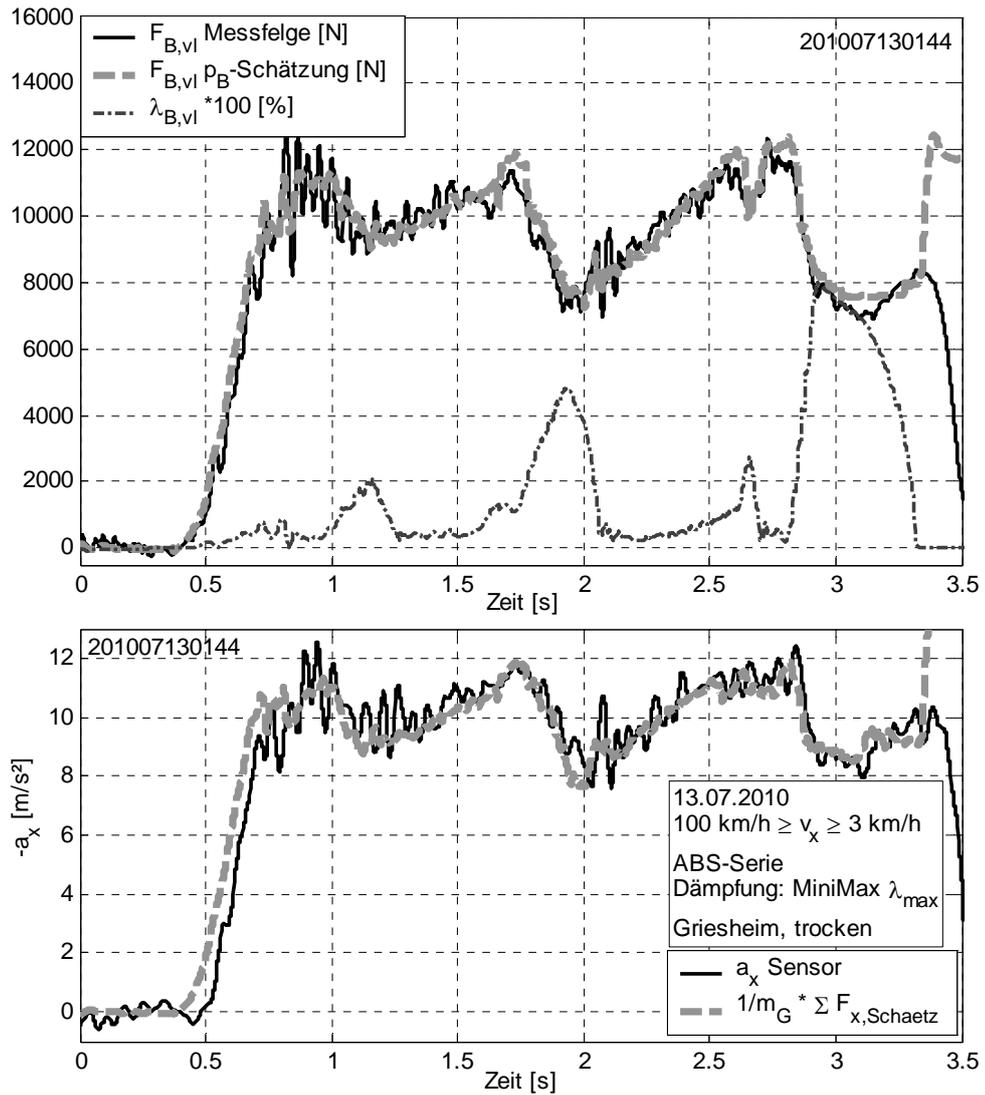


Abbildung 9.17: Exemplarischer repräsentativer Vergleich der Bremskraftschätzgenauigkeit anhand Gleichung (9.3) im Zeitbereich

keinen statistisch signifikanten Unterschied des Medians auf. Für die obere Hälfte der Kollektive schlupfabhängiger MiniMax-Dämpferregelungen ($\Delta t > 100$ ms) zeigt sich eine Verlängerung der Überschlupfdauer bei MiniMax- $\lambda_{10\%}$ gegenüber MiniMax- λ_{max} , was der Erwartung entspricht.

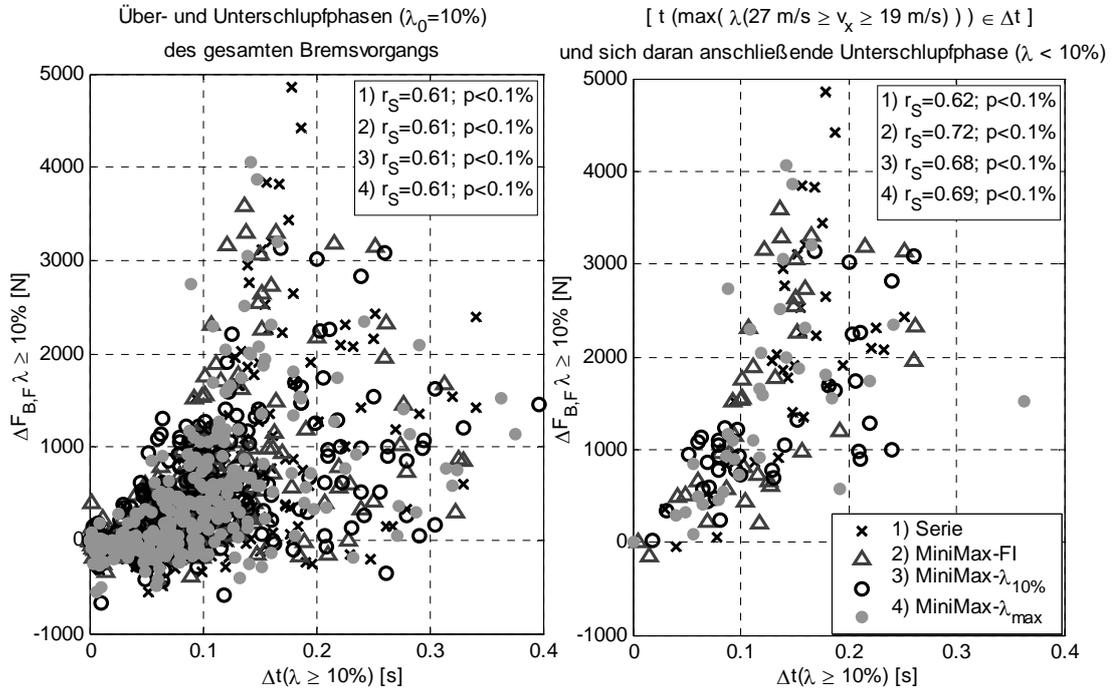


Abbildung 9.19: Rang-Korrelationen nach Spearman zwischen Dauer der Überschlupfphase, Absenkung des ABS-Bremskraftarbeitspunkts und mittlere Kraftschlussausnutzung der nachfolgenden Unterschlupfphase für das linke Hinterrad

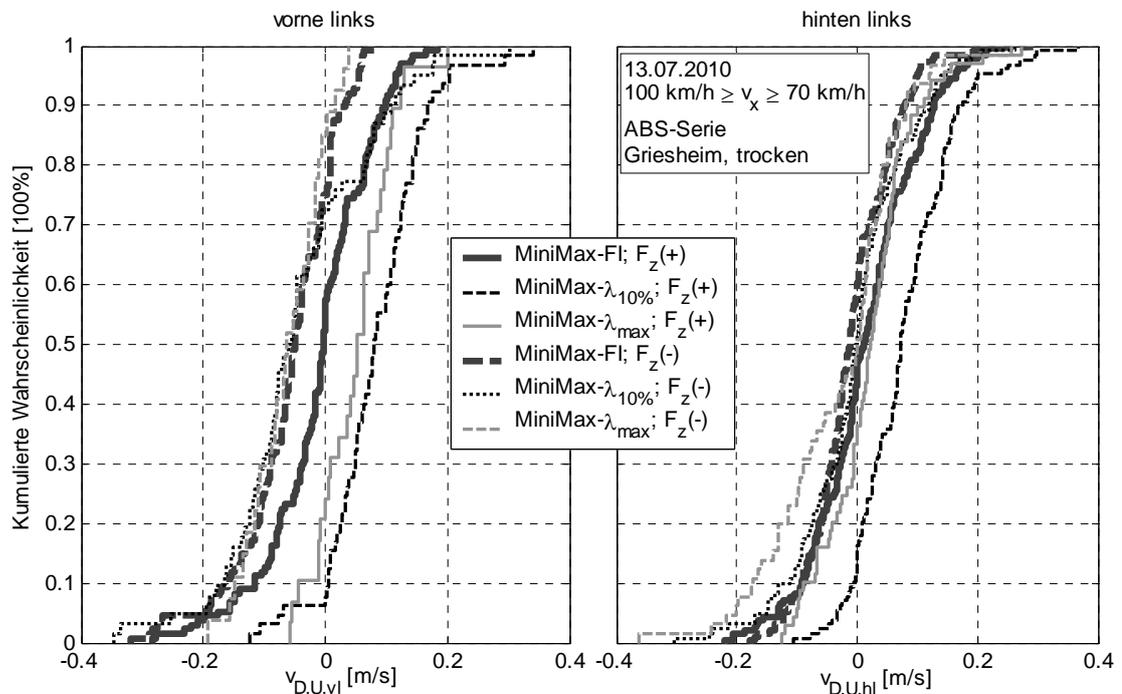


Abbildung 9.20: Kumulierte Wahrscheinlichkeitsverteilung der Dämpfergeschwindigkeiten beim Radlastwunschwechsel $v_D(t_U)=v_{D,U}$ im Geschwindigkeitsbereich $100 \text{ km/h} \geq v_x \geq 70 \text{ km/h}$ für das linke Vorder- und Hinterrad.

Bei der MiniMax-FI-Dämpferregelung erfolgen die Radlasterhöhungen bei durchschnittlich $v_{D,U}=0$ m/s, was nach Kapitel 5 dem Optimum für eine möglichst große Radlastintegraländerung entspricht. Dieses Umschaltverhalten ist aufgrund der Abhängigkeit des Radlastintegrals von der Aufbaugeschwindigkeit $FI \approx m_A \cdot v_{D,A}$ (vgl. Anhang 9.6.1) nachvollziehbar. Bei den schlupfabhängigen Dämpferregelvarianten ist diese Abhängigkeit nicht implizit gegeben, so dass MiniMax-Radlastwunschwechsel unabhängig von der Dämpfergeschwindigkeit erfolgen. Besonders die MiniMax-Radlasterhöhungen bei MiniMax- $\lambda_{10\%}$ erfolgen im Vergleich zu den anderen Varianten bei großen Dämpfergeschwindigkeiten. Nach dem aktuellen Wissensstand wird damit das verfügbare Potential zur Radlastintegraländerung nicht ausgeschöpft.

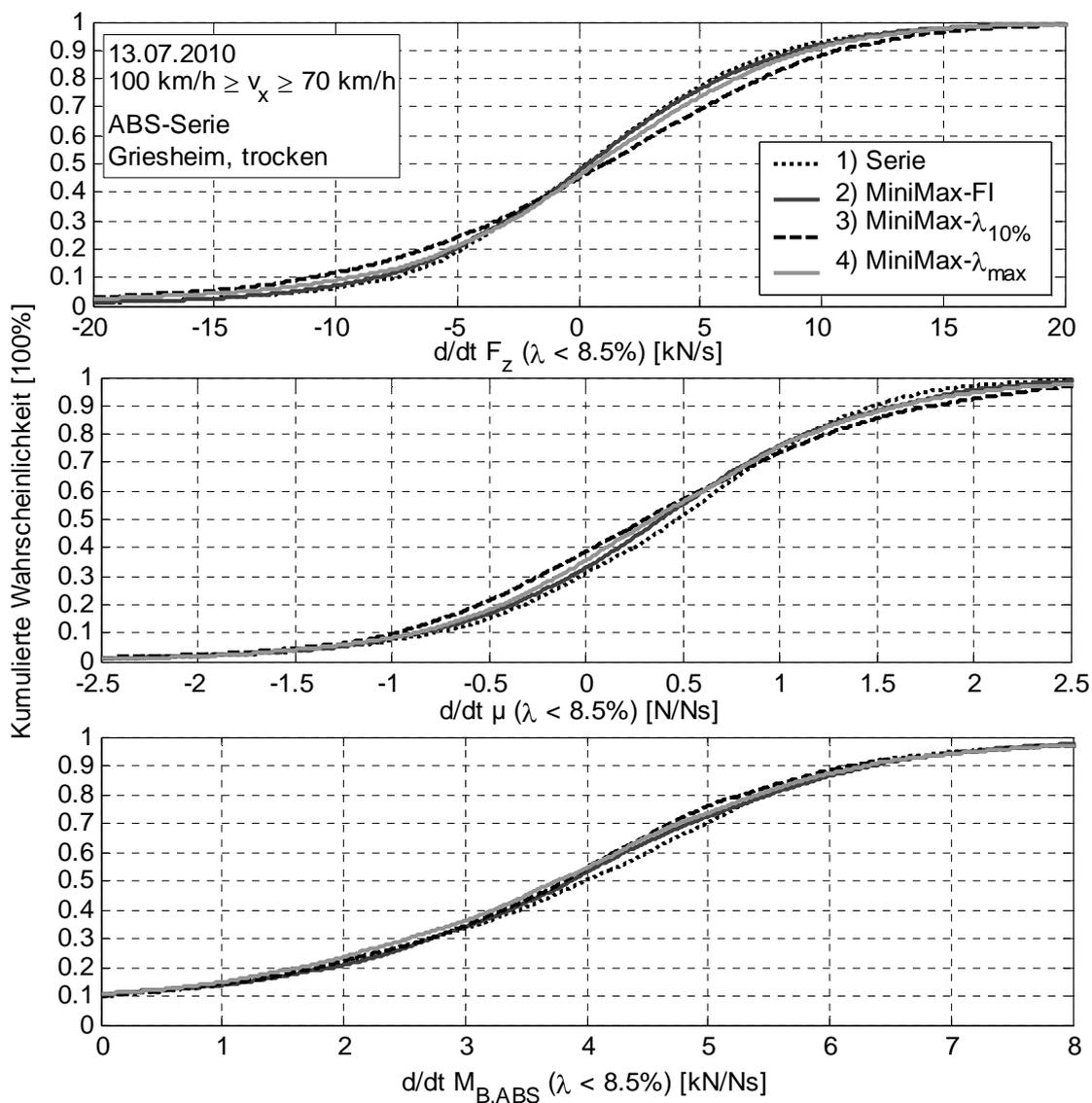


Abbildung 9.21: Kumulierte Wahrscheinlichkeitsverteilungen der niederfrequenten Radlast-, Kraftschlusspotential- und ABS-Bremsmomentänderungen des linken Vorderrades in Unterschlupfphasen ($\lambda_B < 8,5\%$). Der Frequenzbereich ist durch eine akasale Butterworth-Tiefpassfilterung 4. Ordnung auf $f \leq 7,5$ Hz beschränkt, um insbesondere aufbauinduzierte Radlaständerungen und deren Auswirkungen zu betrachten.

9.7 Fahrdynamische Grundlagen

9.7.1 Statische und stationäre Radlastanteile

Wird das Fahrzeug als starrer Körper betrachtet, so verteilt sich die als im Schwerpunkt SP des Fahrzeugs konzentriert angenommene Gewichtskraft entsprechend der horizontalen Lage des Schwerpunkts auf die einzelnen Räder der Vorder- und Hinterachse. Der horizontale Abstand der Vorderräder zum Schwerpunkt wird als $l_{v,SP}$, der zu den Hinterrädern als $l_{h,SP}$ definiert. Die hieraus resultierende Radlast eines Rades, als statische Radlast $F_{z,stat}$ bezeichnet berechnet sich unter Symmetrieannahme zwischen linker und rechter Fahrzeughälfte zu:

$$\begin{aligned} F_{z,stat,v} &= \frac{1}{2} m_F \cdot g \cdot \frac{l_{h,SP}}{l} \\ F_{z,stat,h} &= \frac{1}{2} m_F \cdot g \cdot \frac{l_{v,SP}}{l} \end{aligned} \quad (9.4)$$

mit $l = l_{v,SP} + l_{h,SP}$ und $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Beim Bremsen muss die im Schwerpunkt des Fahrzeugs angreifende Trägheitskraft über die Vorder- und Hinterräder abgestützt werden. Diese als „Achslastverschiebung“ bezeichneten Radlaständerungen hängen von der Gesamtbremskraft, dem Radstand l und der Schwerpunktshöhe h_{SP} ab.

$$\begin{aligned} F_{z,VAHA,v} &= -\frac{1}{2} m_F \cdot \ddot{x}_F \cdot \frac{h_{SP}}{l} \\ F_{z,VAHA,h} &= -F_{z,VAHA,v} \end{aligned} \quad (9.5)$$

Insbesondere die Achslastverschiebung bewirkt, dass die Vorderräder aufgrund von $F_B = \mu \cdot F_z$ größere Bremskräfte übertragen können. Aus dem Verhältnis der Summe aus statischen Radlast und der Achslastverschiebung zwischen Vorder- und Hinterachse folgt bei konstantem Reibwert μ die quasistatische ideale Bremskraftverteilung:

$$\frac{F_{B,ideal,v}(\mu)}{F_{B,ideal,h}(\mu)} = \frac{F_{z,v}(\mu)}{F_{z,h}(\mu)} = \frac{l_{h,SP} + \mu \cdot h_{SP}}{l_{v,SP} - \mu \cdot h_{SP}} \quad (9.6)$$

9.7.2 Bremsnicken

Die Wirkung der am Rad angreifenden Bremskräfte auf den Fahrzeugaufbau ist mit einer Starrkörperbetrachtung allerdings nicht vollständig erklärbar. Für detaillierte Erklärungen wird zwischen dem Fahrzeugaufbau und dem Radträger geschnitten (S. 51, Abbildung 2.15 rechts). Die Bremskräfte werden vom Radträger direkt an den Fahrzeugaufbau übertragen. Jede Radaufhängung besitzt einen Momentanpol in Längsrichtung, den Längspol L , um den sich das Rad beim Ein- und Ausfedern dreht. Der Drallsatz um den Längspol zeigt, dass zur Abstützung der Bremskraft eine weitere vertikale

Kraft notwendig ist, deren Höhe sich von der Lage des Längspols relativ zum Radaufstandspunkt ergibt. Die Lage des Längspols wird durch den Bremsstützwinkel ε_B beschrieben. Aus dem Drallsatz um den Längspol folgt, dass bedingt durch die Lage des Längspols eine Bremskraft F_B eine Radlast $F_{z,\tan\varepsilon}$ erzeugt.

$$F_B \cdot \tan(\varepsilon_B) = F_{z,\tan\varepsilon} \quad (9.7)$$

Sowohl die Bremskraft als auch die Radlast $F_{z,\tan\varepsilon}$ werden von der Radaufhängung direkt an den Aufbau übertragen (S. 51, Abbildung 2.15 rechts, resultierende Kraft im Längspol F_L). Der Schnittpunkt beider Wirkungslinien ist definiert als das Nickzentrum NZ . Im Nickzentrum wirkt die Summe aus Vorder- und Hinterachsbremskraft und verzögert das Fahrzeug. Weiterhin wirken dort die durch die Bremsstützwinkel und Bremskräfte vorgegebenen Vertikalkräfte. Üblicherweise sind Schwerpunkt und Nickzentrum nicht deckungsgleich. Unter der Vereinfachung, dass die Feder- und Dämpferkräfte $F_{FD}=F_F+F_D$ vertikal direkt über dem Radaufstandspunkten wirken und als Null für die stationäre Einfederung (statische Radlasten) definiert sind, lautet der Drallsatz um den Schwerpunkt des Fahrzeugaufbaus mit dem Trägheitsmoment $\Theta_{F,A}$ und den Nickwinkel \mathcal{G}_A (in Fahrtrichtung positiv):

$$\begin{aligned} \Theta_{F,A} \cdot \ddot{\mathcal{G}}_A - F_{FD,v}(\mathcal{G}_A, \dot{\mathcal{G}}_A) \cdot l_{v,SP} + F_{FD,h}(\mathcal{G}_A, \dot{\mathcal{G}}_A) \cdot l_{h,SP} = \dots \\ \dots (F_{B,v} + F_{B,h}) \cdot (h_{SP} - h_{NZ}) + (F_{B,v} \cdot \tan \varepsilon_{B,v} - F_{B,h} \cdot \tan \varepsilon_{B,h}) \Delta l_{SP,NZ} \end{aligned} \quad (9.8)$$

Aus dem vertikalen Kräftegleichgewicht folgt die Hubbewegung des Fahrzeugaufbaus:

$$m_{F,A} \cdot \ddot{z}_A + F_{FD,v}(z_A, \dot{z}_A) + F_{FD,h}(z_A, \dot{z}_A) = (F_{B,v} \cdot \tan \varepsilon_{B,v} - F_{B,h} \cdot \tan \varepsilon_{B,h}) \quad (9.9)$$

Gleichung (9.8) zeigt, dass beim Bremsen es nur dann nicht zum Nicken des Aufbaus kommt (wohl aber zum Heben), wenn bei gegebener Schwerpunktslage und Bremsstützwinkeln ein bestimmtes Verhältnis von Vorderachs- und Hinterachsbremskraft besteht.

$$\ddot{\mathcal{G}}_A \stackrel{!}{=} 0: \frac{F_{B,v}}{F_{B,h}} = \frac{-(h_{SP} - h_{NZ}) + \Delta l_{SP,NZ} \cdot \tan \varepsilon_{B,h}}{+(h_{SP} - h_{NZ}) + \Delta l_{SP,NZ} \cdot \tan \varepsilon_{B,v}} \quad (9.10)$$

Umgekehrt kann eine optimale Bremsnickabstützung (kein Aufbaunicken) bei bestimmtem Verhältnis der Vorder- und Hinterachsbremskraft durch geeignete Wahl der Bremsstützwinkel realisiert werden. Üblicherweise wird keine vollständige Bremsnickabstützung realisiert²⁶⁰, so dass infolge der am Fahrzeugaufbau wirkenden Kräfte ein Anteil des Nickmoments über die Aufbaufeder- und Dämpfer F_{FD} abgestützt werden muss. Nickrate, -amplitude und -dämpfung des Fahrzeugaufbaus sind abhängig von den Feder- und Dämpfungseigenschaften. Eine vollständige Kompensation der Aufbaubewegungen, also gleichzeitig Nicken und Heben, wäre für ein einziges Bremskraftverhältnis nur unter folgender Bedingung möglich.

²⁶⁰ Theoretisch wäre dies durch eine geeignete EBV möglich

$$\frac{F_{B,v}}{F_{B,h}} = \frac{\tan \varepsilon_{B,h}}{\tan \varepsilon_{B,v}} \quad (9.11)$$

$$h_{SP} = h_{NZ} = (l_{V,SP} + \Delta l_{SP,NZ}) \cdot \tan \varepsilon_V = (l_{H,SP} - \Delta l_{SP,NZ}) \cdot \tan \varepsilon_H$$

Die Höhe des Nickzentrums h_{NZ} , üblicherweise $h_{NZ} < h_{SP}$, muss hierzu auf Schwerpunkthöhe h_{SP} liegen, was bei heute üblichen Fahrwerksauslegungen aufgrund des angestrebten Längsfederungskomforts nichtrealisiert wird.

9.7.3 Radlastbestimmung durch Feder- und Dämpferkräfte

Der vorherige Abschnitt zeigte, dass das Nickmoment nur teilweise direkt über die Radaufhängung abgestützt wird und ebenfalls ein Anteil über die Aufbaufederung und Aufbaudämpfung abgestützt werden muss. Vereinfachend wird für nachfolgende Betrachtungen von einem Federdämpferbein ausgegangen, bei dem die Feder- und Dämpferaufnahme die gleichen horizontalen Koordinaten aufweisen. Nick- und Hubbewegung des Aufbaus führen unter Annahme kleiner Winkel zur folgenden Vertikalbewegung der Feder- und Dämpferaufnahme:

$$z_{A,v} = z_A - l_{v,SP} \cdot \mathcal{G}_A$$

$$z_{A,h} = z_A + l_{h,SP} \cdot \mathcal{G}_A \quad (9.12)$$

Die Feder- und Dämpferkräfte ergeben sich aus der Relativbewegung zwischen aufbau-seitiger Feder- und Dämpferaufnahme und dem Radträger. Abbildung 9.22 zeigt ein eindimensionales, vertikaldynamisches Modell für die Radmittelebene.

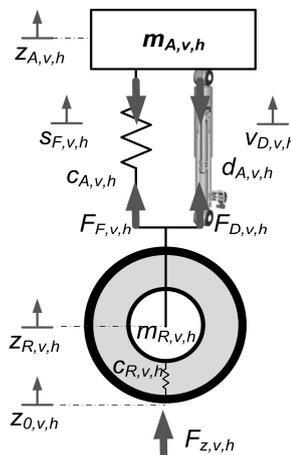


Abbildung 9.22: Aufbau und Kinematik eines Viertelfahrzeugmodells der anteiligen Aufbaumasse $m_{A,v,h}$

Reale Radaufhängungen sind natürlich dreidimensional, so dass zur Bestimmung der realen Federwege s_F und Dämpfergeschwindigkeiten v_D die jeweilige Federübersetzung i_F oder Dämpferübersetzung i_D berücksichtigt werden muss.

$$\begin{aligned} s_{F,v,h} &= i_{F,v,h} \cdot (z_{A,v,h} - z_{R,v,h}) \\ v_{D,v,h} &= i_{D,v,h} \cdot (\dot{z}_{A,v,h} - \dot{z}_{R,v,h}) \end{aligned} \quad (9.13)$$

Je nach Feder- und Dämpfereigenschaften resultieren die in der Radmittelebene wirkenden Feder- und Dämpferkräfte unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses.

$$\begin{aligned} F_{F,v,h} &= i_{F,v,h} \cdot s_{F,v,h} \cdot c_{A,v,h} (s_{F,v,h}) \\ F_{D,v,h} &= i_{D,v,h} \cdot v_{D,v,h} \cdot k_{A,v,h} (I_{D,v,h}, v_{D,v,h}, s_{D,v,h}) \end{aligned} \quad (9.14)$$

Die vom Arbeitspunkt abhängige „Dämpferkonstante“ k_A des semiaktiven Dämpfers wird vor allem durch die Dämpfergeschwindigkeit und den Dämpferstrom I_D definiert. Die in die Radmittelebene transformierten Feder- und Dämpferkräfte wirken auf den Radträger und führen dort zusammen mit der über den Bremsstützwinkel abgestützten Bremskraft aus Gleichung (9.7) entsprechender der vertikalen Reifenfedersteifigkeit c_R zu einer Reifeneinfederung. Die entsprechende Reaktionskraft im Reifenlatsch ist die Radlaständerung ΔF_z ,

$$\Delta F_{z,v,h} = c_{R,v,h} \cdot (z_{0,v,h} - z_{R,v,h}) \quad (9.15)$$

$$\Delta F_{z,v,h} = F_{B,v,h} \cdot \tan \varepsilon_{B,v,h} + m_{R,v,h} \ddot{z}_{R,v,h} + F_{F,v,h} + F_{D,v,h} \quad (9.16)$$

Ohne Fahrbahnregung ($z_{0,v,h}=0$) repräsentiert Gleichung (9.16) die Radlast $F_{z,B}$ eines Rades, die aus den am Fahrzeug wirkenden Bremskräften resultiert. Die Bestimmung der Radlast nach dieser Gleichung, allerdings ohne Berücksichtigung des Bremsstützwinkels, wird auch „Braunschweiger Verfahren“²⁶¹ genannt. Die Gleichung verdeutlicht, dass eine schnelle Bremskraftzunahme nur zum Teil zu einer sofortigen Radlaständerung führt – nämlich infolge der Bremsnickabstützung. Der über Aufbaufeder und -dämpfer abgestützte Anteil des Nickmoments führt aufgrund der Massenträgheit des Aufbaus nur verlangsamt zu einer Radlaständerung. Entsprechend der Höhe des abzustützens Nickmoments und der Federsteifigkeiten schwingt sich das gedämpfte schwingungsfähige System auf einen neuen stationären Federweg ein. Für eine genügend lange Beobachtungsdauer, die durch die Höhe der Dämpfung beeinflusst wird, konvergiert Gleichung (9.16) gegen die Achslastverschiebung aus Gleichung (9.5). Die Dämpfungskräfte und Trägheitskräfte sind in diesem stationären Fall nicht mehr vorhanden.

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow \infty} F_{z,Bv} &= F_{B,v} \cdot \tan \varepsilon_{B,v} + F_{F,v} = F_{z,VAHA,v} \\ \lim_{t \rightarrow \infty} F_{z,Bh} &= F_{B,h} \cdot \tan \varepsilon_{B,h} + F_{F,h} = -F_{z,VAHA,h} \end{aligned} \quad (9.17)$$

²⁶¹ Winner (2009): Skriptum der Vorlesung Fahrdynamik und Fahrkomfort, S.101

Literaturverzeichnis

- Ackermann, J. / Bünte, T. / Odental, D.:** Advantages of active Steering for Vehicle Dynamics Control. 1999
- Albert, Amos / Trächtler, Ansgar:** Verteilte Fahrdynamikregelung mit zeitgesteuerter Architektur am Beispiel des Bosch-Konzeptes VDM. In: 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2004. 2004, S. 18
- Andreasson, Johann / Bünte, Tilman:** Global Chassis Control Based on Inverse Vehicle Dynamics Models. 2005
- Bachmann, Thomas:** Wechselwirkungen im Prozeß der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 1998. ISBN: 3-18-336012-8
- Becker, Axel / Folchert, Uwe / Kluge, Stefan / et. al.:** Integration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel des verkürzten Anhaltewegs. Reifen Fahrwerk Fahrbahn. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2001, S. 466 ISBN: 3-18-091632-X
- Beiker, Sven:** Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Aufl. VDI-Verlag, 2000. ISBN: 3-18-341812-6
- Bollig A. / Kowalewski S. / Chevalier W., Florissen G.:** Architekturen für die Funktionsintegration. In: 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2005. 2005
- BOSE:** Internetseite - Das BOSE Suspension System. (URL: www.bose.de/DE/de/learning-centre/suspension/1-the-challenge/index.jsp - 01.09.2004)
- Breuer, Bert / Seibert, Wolfram / Roth, Jürgen:** Verfahren und Vorrichtung zur Bestimmung der Kraftschlußverhältnisse zwischen Fahrzeugreifen und Fahrbahn. Offenlegungsschrift DE000003937966C2, 1989
- Breuer, Bert:** Bremsenhandbuch. Wiesbaden, 2. Aufl. Vieweg/GWV Fachverl, 2004. ISBN: 3-528-13952-8
- Bünte, T. / Andreasson, J.:** Integrierte Fahrwerkregelung mit minimierter Kraftschlussausnutzung auf der Basis dynamischer Inversion. 2006
- Burckhard, Manfred / Reimpell, Jörn:** Bremsdynamik und PKW-Bremsanlagen. Würzburg, 1. Auflage, Vogel, 1991. ISBN: 3-8023-0184-6
- Burgdorf, Jochen / Fennel, Helmut / Lohberg, Peter:** KFZ-Regelungssystem mit einem Reifensensor. Offenlegungsschrift WO002000046088A1, 2000

- Causemann, Peter:** Entwicklungstand konventioneller Dämpfer und geregelter Dämpfungssysteme und ihre Integration in Fahrwerksmodule und-systeme. 2001
- Causemann, Peter:** Kraftfahrzeugstoßdämpfer. Landsberg/Lech, 2. Auflage, Verl. Moderne Industrie, 2001. ISBN: 3478932106
- Chalmers, Alan F. / Bergemann, Niels:** Wege der Wissenschaft. Berlin [u.a.], 5., völlig überarb. und erw. Auflage, Springer, 2001. ISBN: 3-540-67477-2
- Chou, H. / D'Andréa-Novel, B.:** Global vehicle control using differential braking torques and active suspension forces. In: Vehicle System Dynamics 43 (2005) Nr. 4
- Citroen:** Pressemappe: Hydropneumatik-Hydractive-Aktive Fahrwerkstabilisierung. 1997
- Dieterich, Klaus / Schröder, Wolfgang:** CARTRONIC. 1998
- DIN 70000:** Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten. In: Normausschuß Kraftfahrzeuge (FAKRA) im DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Hrsg.): 1994
- Duller, Christine:** Einführung in die nichtparametrische Statistik mit SAS und R. Heidelberg, Physica-Verl, 2008. ISBN: 978-3-7908-2059-1
- Duller, Christine:** Einführung in die Statistik mit EXCEL und SPSS. Heidelberg, 2., überarb. Auflage, Physica-Verl, 2007. ISBN: 978-3-7908-1911-3
- Evers, W. / Reichel, J.:** RoaDyn. 2002
- Fach, Markus:** Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 2000. ISBN: 3-18-341112-1
- Faye, Ian:** Sicherheitssystem. Offenlegungsschrift DE000019549083A1, 1997
- Fennel H. / Bunzel S.,:** Achievements and exploitation of the AUTOSAR development partnership. 2006
- Fennel, Helmut / Batistic, Iviva:** Verfahren zur Regelung des Fahrverhaltens eines Fahrzeugs. Offenlegungsschrift WO002000051861A1, 2000
- Fröhlich, Martin:** Ein robuster Zustandsbeobachter für ein semiaktives Fahrwerk-regelsystem. 2008
- Gail, Jost:** Einfluss verbesserter Fahrzeugsicherheit bei PKW auf die Entwicklung von Landstraßenunfällen. Bremerhaven, Wirtschaftsverlag N. W. Verlag für neue Wissenschaft GmbH, 2008. ISBN: 978-3-86509-871-9
- Gnadler, Rolf / Marwitz, Hartmut / Unrau, Hans-Joachim:** Verfahren zur Fahrbahnklassifizierung. Offenlegungsschrift DE000010133117A1, 2003
- Heinecke H., Bielefeld J.:** AUTOSAR – Current results and preparations for exploitation. 2006

- Heißing, Bernd / Ersoy, Metin:** Fahrwerkhandbuch. Wiesbaden, 1. Auflage, Vieweg, 2007. ISBN: 978-3-8348-01050
- Hiemenz, Rüdiger / Klein, Andreas:** Interaktion von Fahrwerkregelsystemen im Integrated Chassis Control (ICC). In: VDI (Hrsg.): Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn. Hannover, 2003
- Huinink, Heinrich / Köbe, Andreas / Fries, Volkmar / Kleinhoff, Klaus:** Fahrzeugluftreifen mit Sensor darin und Schlupfregelsystem. Offenlegungsschrift DE000019900082A1, 2000
- Isermann, Rolf / et al.:** Fahrdynamik-Regelung. Wiesbaden, 1. Auflage, Vieweg, 2006. ISBN: 978-3-8348-01*09-8
- Jakobsson, P.:** Autosar. 2006
- Jautze, Marcus / Bogner, Andreas / Eggendinger, Jochen / et al.:** Der neue BMW 7er. In: ATZextra November (2008) Nr. 2008, S. 100-103
- Kallenbach, Rainer / Kunz, D. / Schramm, W.:** Optimierung des Fahrzeugverhaltens mit semiaktiven Fahrwerksregelungen. In: VDI (Hrsg.): Berechnung im Automobilbau. VDI, Würzburg, 1988, S. 121-135
- Kingston, Andrew:** Verfahren zum Betreiben eines Antiblockiersystems. Offenlegungsschrift WO002003045754A1, 2003
- Klein, Hans-Christof:** Combined Control System for Motor Vehicles. Offenlegungsschrift WO91017069, 1991
- Klein, Hans-Christof:** Compound control of braking and suspension systems. In: FISITA Congress Turin. 1990, S. 2199-2211
- Kober, Werner / Angeringer, Ullrich / Kreutz, Marlene / Horn, Martin:** Vernetzung von Längs- und Querdynamikregelfunktionen bei Einsatz von aktiven Fahrwerks- und Antriebsstrangkomponenten. In: VDI (Hrsg.): AUTOREG 2008 - Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren. VDI, Düsseldorf, 2008, S. 27-36 ISBN: 978-3-18-092009-2
- Kochem, Michael:** Virtuelle Entwicklung von Fahrwerkregelsystemen am Beispiel des IDSplus Fahrwerks im neuen OPEL Astra. 2004
- Koletzko, Christian:** Konzept eines Querreglers für ein semiaktives Verstelldämpfersystem unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung. 2009
- Konik, Dieter / Müller, Rudi / Prestl, Willibald / et al.:** Elektronisches Bremsen Management als erster Schritt zu einem Integrierten Chassis Management. In: ATZ 101 (1999) Nr. 5, S. 330-337
- Kraus, Stephan:** Vehicle Dynamics Management from Bosch. In: *Bosch Press Release* (2006)

- Kummer, H. W. / Meyer, W. E.:** Rubber und Tire Friction. Pennsylvania State University, Engineering and Architecture, 1960
- Kutsche, Thomas:** CDC auf dem Weg zur Systemvernetzung. In: Haus der Technik. 2003
- Langwieder, Klaus:** International Field Experiences with Electronic Stability Program (ESP) in Cars. In: FISITA 2004, F2004V013. 2004
- Lauer, Peter:** Verfahren und Regelungssystem zur Regelung des Radschlupfes. Offenlegungsschrift DE000010107455A1, 2002
- Leffler Heinz:** Integration fahrdynamischer Regelsysteme. 2004
- Lücke, Hans-Ulrich / Wagner, Jochen / Wiss, Helmut:** Hydraulischer Bremsassistent. 101 (1999) Nr. 6, S. 470-475
- Lunze, Jan:** Regelungstechnik 1. Berlin [u.a.], 5., neu bearb. und erw. Auflage, Springer, 2006. ISBN: 3-540-28326-9
- Michelin Reifenwerke KGaA:** Der Reifen. 2005.
- Michelin Reifenwerke KGaA:** Haftung. 2005.
- Mitschke, Manfred / Wallentowitz, Henning:** Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin [u.a.], 4., Neubearb. Auflage, Springer, 2004. ISBN: 3-540-42011-8
- Müller, Armin / Spiecker, Rainer / Freitag, Rainer / et al.:** Verfahren zur Bestimmung der Kraftschluß- /Schlupfkennlinien der Reifen eines Straßenfahrzeuges. Offenlegungsschrift DE000004300048A1, 1994
- Mueller, Elmar / Kunz, Dieter:** Antiblockier- und/oder Antriebsschlupfregelssystem. Offenlegungsschrift DE000004340442B4, 2004
- Müller, Peter / Reichl, Horst / Heyl, Gerrit / et al.:** Das neue "Air Damping System" der BMW HP2 Enduro. In: ATZ 2005 (2005) Nr. 10, S. 848-857
- Müller, Rudl / Beiker, Sven:** Fahrdynamik-Regelverfahren eines Kraftfahrzeuges. Offenlegungsschrift EP 1 197 408 A2, 2000
- N.N.:** Audi R8 with Semi-Active Suspensions. In: Auto Technology 1 (2007) Nr. 2007, S. 30-31
- NHTSA:** FMVSS No. 126. In: NHTSA (Hrsg.): 2007
- Niemz, Tobias:** Reducing Braking Distance by Control of Active Dampers. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 2007. ISBN: 978-3-18-364012-6
- NIST/SEMATECH:** Engineering Statistics Handbook. 2006
- Odenthal, Dirk:** Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen. VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002

- Orend, Ralf:** Integrierte Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik: ein Konzept zur Darstellung des fahrdynamischen Optimums. Aachen, Shaker, 2006. ISBN: 978-3-8322-5800-9 3-8322-5800-0
- Pacejka, Hans B.:** Tire and Vehicle Dynamics. Warrendale, Pa, 2. ed. Auflage, SAE International, 2006. ISBN: 0768017025
- Popper, Karl R.:** Logik der Forschung. Tübingen, 10., verb. und verm. Auflage, Mohr, 1994. ISBN: 3161462343
- Puff, Matthias / Pelz, Peter / Mess, Michael:** Beeinflussung der Fahrdynamik durch geregelte Luftfederdämpfer. In: ATZ 04 (2010) Nr. 2010, S. 286-291
- Rau, Magnus:** Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 2007. ISBN: 978-3-18-365012-5
- Rau, Magnus:** Vernetzung von aktiven Fahrwerk-Regelsystemen am Beispiel Aktive Federung (ABC) und Fahrdynamik-Regelung (ESP). Tag des Fahrwerks 2006. Aachen, 2006
- Reichel, Jochen:** Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenwagen. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 2003. ISBN: 3-18-355312-0
- Reichenbach, Michael:** Internetseite - Fludicon optimiert Stoßdämpfer mit elektrorheologischen Flüssigkeiten. (URL: <http://www.atzonline.de/index.php;do=show/alloc=1/lng=de/id=7708/site=a4e/sid=c0> - 15.04.2008)
- Schröder, Caterina:** Internetseite - Audi aktualisiert Antrieb, Fahrwerk und Optik der A3-Baureihe. (URL: www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/7786/pr/print.html - 28.04.2008)
- Schürr, Heinrich / Kutsche, Thomas:** Variable Dämpfung CDC im Systemverbund Fahrwerkregelung: Auswirkungen auf die Längs- und Querdynamik. In: fahrwerk.tech 2003. Garching, 2003
- Schwarz, Ralf / Rieth, Peter:** Global Chassis Control. In: Automatisierungstechnik (at) 2003 (2003) Nr. 7, S. 300-312
- Schwarz, Ralf / Nelles, Oliver / Scheerer, Peter / Isermann, Rolf:** Verfahren zum Ausgleich von Abweichungen eines Raddrehzahlsensors. Offenlegungsschrift DE19721488A1, 1998
- Schwarz, Ralf:** Rekonstruktion der Bremskraft bei Fahrzeugen mit elektromechanisch betätigten Radbremsten. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 1999. ISBN: 3-18-339312-3
- Seiniger, Patrick:** Erkennbarkeit und Vermeidbarkeit von ungebremsten Motorrad-Kurvenunfällen. Düsseldorf, VDI-Verlag, 2009. ISBN: 978-3-18-370712-6

- Semmler, Rieth:** Global Chassis Control. In: Continental Teves AG & Co. oHG (Hrsg.): 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2004. 2004, S. 611-626
- Semmler, Sascha / Schwarz, Ralf:** ESP II – Der erste Schritt zum vollständig vernetzten Fahrwerk. 2004.
- Semmler, Sascha:** Regelung der Fahrzeugbremsdynamik mit kontinuierlich einstellbaren Radbremsen. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 2006. ISBN: 3-18-363212-8
- Smakman, Henk:** Functional integration of slip control with active suspension for improved lateral vehicle dynamics. München, Utz, Wiss, 2000. ISBN: 3-89675-704-0
- Streiter, Ralph:** ABC Pre-Scan im F700. 110 (2008) Nr. 05, S. 388-397
- Thomä, Achim / Gilsdorf, Heinz-Joachim / Münster, Martin / Mair, Ulrich / et. al.:** Electromechanical Active Body Control. 2008
- Tiemann, Rüdiger:** Untersuchungen zum Bremsverhalten von Pkw mit ABS auf unebener Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Schwingungsdämpfers. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 1994. ISBN: 3183204126
- Toutenburg, Helge / Heumann, Christian / Schomaker, Michael:** Induktive Statistik. Berlin [u.a.], 4., überarb. und erw. Auflage, Springer, 2008. ISBN: 978-3-540-77509-6
- Trächtler, Ansgar / Liebemann, E.:** Vehicle Dynamics Management: ein Konzept für den Systemverbund. Aachen, 2002
- Trächtler, Ansgar:** Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk. In: Automatisierungstechnik (at) (2005)
- Valášek, Michael / Novák, M. / Šika, Z. / Vaculín:** Extended Ground-Hook – New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension. In: Vehicle System Dynamics 27 (1997) S. 289-303
- Valášek, Michael / Novák, M.:** A New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension. In: AVEC 1996. 1996, S. 141-151
- Valášek, Michael / Schwartz, Wolfgang:** Potential von geregelten LKW Fahrwerken für Fahrwerkschonung. In: Workshop IKA DLR CTU. 2000
- Valášek, Michael / Stejskal, V. / Silka, Z / Vaculin, O.:** Control Concepts of Semi-Active Damping of Truck Suspension for Road Friendliness. In: Vehicle System Dynamics 1998 (1998) Nr. 29, S. 766-771

- van Zanten, Anton / Erhardt, Rainer / Pfaff, Georg / et al.:** Control Aspects of the Bosch-VDC. In: AVEC'96 - International Symposium on Advanced Vehicle Control. 1996
- van Zanten, Anton:** Vorlesungsskript Seminar Fahrdynamikregelung. 2007
- VDA:** Nachrichten aus Brüssel. 06 (2009) Nr. 2009, S. 1
- Venhovens, Paul J. Th.:** Optimal Control of Vehicle Suspensions. Faculty of Mechanical Engineering and Marine Technology, Delft Univ. of Technology, 1993
- Wagner, Marcus:** Gleichzeitige Nutzung von längs-, quer- und vertikaldynamisch wirkenden Regelsystemen für Personenkraftwagen. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 2006. ISBN: 3-18-362912-7
- Weber, B. / Fuchs, H. / Sagefka, M. / et al.:** Entwicklung vernetzter Fahrwerkregelsysteme. In: Tagung fahrwerk.tech. München, 2003
- Weber, Hubert:** Einführung in die Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik für Ingenieure. Stuttgart, 3., überarb. und erw. Auflage, Teubner, 1992. ISBN: 3519029839
- Weber, Ingo:** Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 2005. ISBN: 3-18-359212-6
- Winner, Hermann:** Skriptum der Vorlesung Fahrdynamik und Fahrkomfort. 2009
- Winner, Hermann:** Skriptum der Vorlesung KFZ II. 2005
- Wolfsried, St.:** Active Body Control (ABD) das neue aktive Federungs- und Dämpfungssystem des CL-Coupés von DaimlerChrysler. Tagung. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999, S. 398 ISBN: 3-18-091494-7
- Xie, Chunyang:** Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen. Düsseldorf, Als Ms. gedruckte Auflage, VDI-Verlag, 2002. ISBN: 3-18-348612-1
- Zegelaar, Peter Willem Anton:** The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses. Delft, Delft Univ. of Technology, 1997. ISBN: 90-370-0166-1
- ZF AG:** aftermarket update. In: aftermarket update 01 (2009) Nr. 2009, S. 10-11

Eigene Veröffentlichungen

Niemz, Tobias / Reul, Marcus / Winner, Hermann: A New Slip Controller to Reduce Braking Distance by Means of Active Shock Absorbers. Hollywood, Asian Pacific Automotive Congress (APAC), 2007

Reul, Marcus / Niemz, Tobias / Winner, Hermann / et al.: Bremswegverkürzung durch eine ABS-unabhängige Verstelldämpferregelung. Essen, Haus der Technik Fahrwerk-Vertikaldynamik: Systeme und Komponenten, 2007

Reul, Marcus / Seiniger, Patrick / Winner, Hermann: Reducing Braking Distance of Cars and Motorcycles by Control of Semi-Active Suspension without ABS-Interaction. München, FISITA, 2008

Reul, Marcus / Winner, Hermann / Schürr, Heinrich / Laduron, Pierre-Yves: ABS-control Using Dynamic Wheel Load Information. München, chassis.tech 2009, 2009

Reul, Marcus / Winner, Hermann: Enhanced Braking Performance by Integrated ABS and Semi-Active Damping Control. Stuttgart, ESV Enhanced Safty of Vehicles, 2009

Reul, Marcus / Betz, Alexander / Winner, Hermann: Optimierung des Anbremsvorgangs durch Koordination semi-aktiver Dämpfer mit ABS. In: VDI (Hrsg.): Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn. VDI Verlag, Düsseldorf, 2009, S. 149-164 ISBN: 978-3-18-092086-3

Betreute studentische Arbeiten

- Arnemann, Philipp:** Modellierung und Integration eines ABS in ein Fahrzeugmodell. 2009, Bachelor Thesis Nr. 1010/09 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Eyigoez, Oezguer:** Ermittlung des Bremswegverkürzungspotentials durch eine radlastabhängige Störgrößenaufschaltung. 2010, Diplomarbeit Nr. 472/09 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Fritsch, Karl-Martin:** Untersuchung von Bremskraftschwankungen infolge von Radlastschwankungen bei Bremsmanövern. 2009, Bachelor Thesis Nr. 990/09 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Galaske, Patrick:** Versuchsträgeroptimierung mit Schwerpunkt Steuergeräte-kommunikation und Messtechnik Signalverarbeitung. 2008, Bachelor Thesis Nr. 973/08 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Heimberger, Marco:** Softwareentwicklung zur Messdatenerfassung und Echtzeit-Steuerung vom Reifenmessanhänger PETRA. 2007, Master Thesis Nr. 414/07 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Hellener, Jochen:** Entwicklung einer radlastabhängigen Störgrößenaufschaltung für ABS-Regelungen. 2009, Studienarbeit Nr. 985/08 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Klappauf, Leon:** Radlastschätzung mit serientauglichen Messgrößen. 2008, Studienarbeit Nr. 995/08 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Kuchinke, Jens:** Auswahl Aufbau und Inbetriebnahme eines Messsystems zur koordinierten Regelung von Verstelldämpfern und ABS im PKW. 2007, Bachelor Thesis Nr. 949/07 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Laduron, Pierre-Yves:** Ermittlung des Verbesserungspotentials der ABS-ESP-Regelgüte. 2008, Diplomarbeit Nr. 434/08 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Lopes dos Santos, André:** Entwicklung eines Simulationsmodells zur Analyse des Bremsprozesses von PKW. 2008, Studienarbeit Nr. 941/07 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

- Mirwaldt, Thomas:** Aufbau und Inbetriebnahme von Reglerhardware und Aktoren zur koordinierten Regelung von Verstelldämpfern und ABS im PKW. 2007, Studienarbeit Nr. 948/07 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Molitor, Mathias:** Identifikation und Optimierung des Umschaltvorgangs semiaktiver Schwingungsdämpfer. 2009, Bachelor Thesis Nr. 980/08 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Preis, Martin:** Literaturrecherche zum Thema Global Chassis Control. 2007, Studienarbeit Nr. 933/07 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Rüther, Thorsten:** Optimierung der Radlastschätzung für ein Versuchsfahrzeug. 2008, Studienarbeit Nr. 977/08 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Scholz, Frank:** Aufbau und Validierung eines PKW-Modells unter ADAMS. 2007, Diplomarbeit Nr. 429/07 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Spent, Alexander:** Entwicklung einer radlastabhängigen Störgrößenaufschaltung für ABS-Regelungen. 2010, Diplomarbeit Nr. 465/09 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Umulu, Philip:** Fehlerdiagnose in Versuchsmessungen anhand analytischer Redundanz. 2009, Studienarbeit Nr. 989/08 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Wolf, Ingemar:** Entwicklung und Verifikation eines Sicherheitskonzepts für den Reifenmessanhänger PETRA. 2007, Diplomarbeit Nr. 413/06 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt
- Woyna, Lars:** Entwicklung von Global Chassis Control Konzepten. 2007, Diplomarbeit Nr. 424/07 am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Marcus-André Reul
Geburtsdatum: 4. September 1979
Geburtsort: Frankfurt am Main
Familienstand: Verheiratet
Staatsangehörigkeit: Deutsch

Schulzeit

08/1990 – 06/1999 Immanuel-Kant-Gymnasium, Rüsselsheim
Leistungskurse: Physik und Biologie
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Zivildienst

07/1999 – 06/2000 Deutsches Rotes Kreuz, Kreis Groß-Gerau
Tätig als Rettungssanitäter
im Krankentransport und Rettungsdienst

Studium

10/2000 – 09/2002 Technische Universität Darmstadt
Grundstudium: Allgemeiner Maschinenbau
10/2002 – 01/2006 Technische Universität Darmstadt
Hauptstudium: Allgemeiner Maschinenbau
Abschluss: Diplom-Ingenieur am 30.01.2006

Berufstätigkeit

03/2006 – 08/2010 Technische Universität Darmstadt
Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet
Fahrzeugtechnik bei Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
10/2010 – heute Adam Opel AG, Rüsselsheim
Abteilung: Chassis Voraentwicklung